



Alexandre Schalch Mendes

Verificação do Desempenho da Técnica “Hardware-in-the-Loop” Aplicada a Sistemas Mecânicos Não-Lineares

88/2012

CAMPINAS
2012



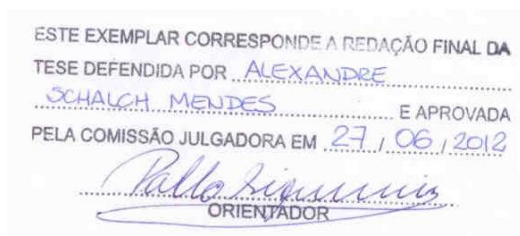
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Alexandre Schalch Mendes

Verificação do Desempenho da Técnica “Hardware-in-the-Loop” Aplicada a Sistemas Mecânicos Não-Lineares

Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles
Co-orientador: Prof. Dr. Douglas E. Zampieri

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.



Campinas, 2012

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

M522v Mendes, Alexandre Schalch
Verificação do desempenho da técnica “Hardware-in-the-Loop” aplicada a sistemas mecânicos não-lineares / Alexandre Schalch Mendes. --Campinas, SP: [s.n.], 2012.

Orientador: Pablo Siqueira Meirelles
Coorientador: Douglas Eduardo Zampieri.
Tese de Doutorado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Vibração. 2. Mecânica - Vibração. 3. Motores de combustão interna. I. Meirelles, Pablo Siqueira. II. Zampieri, Douglas Eduardo, 1948-. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Título em Inglês: Verification of the hardware-in-the-loop technique applied to non-linear mechanical systems

Palavras-chave em Inglês: Vibrations, Mechanical - Vibrations, Internal Combustion Engines

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Robson Pederiva, Eurípedes Guilherme de Oliveira Nobrega, João Antônio Pereira, Roberto Jordan

Data da defesa: 27-06-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

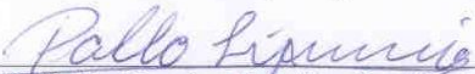
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL

TESE DE DOUTORADO

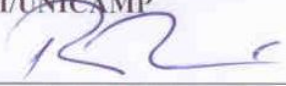
**Verificação do Desempenho da Técnica
“Hardware-in-the-Loop” Aplicada a Sistemas
Mecânicos Não-Lineares**

Autor: Alexandre Schalch Mendes
Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles
Co-orientador: Prof. Dr. Douglas E. Zampieri

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



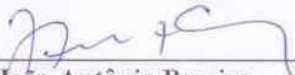
Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles, Presidente
DMC/FEM/UNICAMP




Prof. Dr. Robson Pederiva
DPM/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Eurípedes Guilherme de Oliveira Nobrega
DMC/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. João Antônio Pereira-
UNESP/Ilha Solteira



Prof. Dr. Roberto Jordan
UFSC/Florianópolis

Campinas, 27 de Junho de 2012

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha filha Helena Rocha Mendes de Almeida, aos meus pais João José Augusto Mendes e Elizabeth Terezinha Schalch Mendes e ao meu irmão Wagner Schalch Mendes.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ter sido concluído sem o auxílio das pessoas às quais presto extrema gratidão:

Meu orientador que mesmo à distância, sempre indicou as melhores formas para a conclusão dessa tese e ao meu co-orientador que foi o maior responsável pela escolha do tema desse trabalho.

Ao Sr. Heiner Klier, que me auxiliou na aplicação de critérios para análise de vibrações torcionais utilizados em minha dissertação de Mestrado e possibilitou a continuação dos estudos contidos nessa tese de Doutorado.

Ao auxílio recebido para a execução dos ensaios dinâmicos no LabEDin da Unicamp.

Agradeço aos colaboradores e administradores da minha área de atuação na empresa MWM International Motores que forneceram recursos técnicos e tempo necessários para que eu pudesse me dedicar aos estudos e na conclusão desse trabalho.

Resumo

MENDES, Alexandre Schalch, *Verificação do Desempenho da Técnica “Hardware-in-the-Loop” Aplicada a Sistemas Mecânicos Não-Lineares*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2012. 153 p. Tese (Doutorado).

Este trabalho tem como objetivo a aplicação da técnica conhecida como *Hardware-in-the-Loop* (HIL), para a avaliação do comportamento dinâmico de dois sistemas mecânicos não-lineares e assim verificar o desempenho da técnica nestes casos. O primeiro estudo consiste na avaliação de um componente, no caso uma engrenagem bi-partida, sujeito a contatos dinâmicos e impactos os quais são difíceis de serem modelados matematicamente. O segundo caso estudado consiste na avaliação de um amortecedor de vibrações torcionais do tipo elastomérico utilizado em motores de combustão interna, o qual apresenta não-linearidades de material, cujas propriedades variam em função da temperatura da borracha. Bancadas de testes distintas foram elaboradas para a avaliação dos dois componentes, tendo como entrada sinais de torques ou deslocamentos angulares gerados em tempo real por um código desenvolvido em ambiente MATLAB/SIMULINK e compilados para a simulação dos componentes através de uma placa controladora dSPACE. Nos estudos de HIL da engrenagem bi-partida, compararam-se os sinais de deslocamento angular medidos em um motor Diesel e na bancada de testes. Como conclusão verificou-se que os sinais obtidos na bancada foram muito próximos aos observados no motor. Já no caso do amortecedor, foram medidas as amplitudes das vibrações no cubo e anel do *damp*er. Os deslocamentos angulares do cubo e anel foram comparados às amplitudes reais medidas em um motor no dinamômetro e, ao término do trabalho, verificou-se que as amplitudes obtidas do ensaio de HIL apresentaram boa correlação com os valores medidos no motor, alcançando-se dessa forma os objetivos propostos para esse trabalho.

Palavras Chave

- Vibrações Torcionais, Sistemas de Controle, *Hardware-in-the-Loop*, Motores de Combustão Interna, Árvore de Manivelas.

Abstract

MENDES, Alexandre Schalch, *Verification of the Hardware-in-the-Loop Technique applied to Non-Linear Mechanical Systems*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2012. 153 p. Tese (Doutorado).

The objective of this work is to apply the technique known as Hardware-in-the-Loop (HIL), to assess the dynamic behavior of two non-linear mechanical systems and to verify the performance of the technique in these cases. The first study is the evaluation of a component, in this case a pre-tensioned gear, subjected to dynamic contacts and impacts which are difficult to be modeled mathematically. The second study is to evaluate an elastomeric torsional vibration damper (TVD) used in internal combustion engines, which has non-linear material properties that depend on the rubber temperature. Different test benches were developed for the evaluation of these two components, with the input signals of torques or angular displacements in real time, generated by a code developed in MATLAB / SIMULINK and compiled for the simulation of the components via dSPACE controller board. In the study of the pre-tensioned gear, we compared the signals of angular displacements in a Diesel engine with the test bench values. In conclusion it was found that the signals from the tests were very similar to those observed in the engine. In the case of the damper, were measured the amplitude of vibration at the hub and ring of the TVD. The angular displacements of the hub and ring were compared to actual measurements on an engine in the dynamometer. At the end of this work, it was found that the obtained amplitudes from the HIL test showed good correlation with the values measured in the engine, achieving that way the proposed goals of this work.

Key Words

Torsional Vibrations, Control Systems, Hardware-in-the-Loop, Internal Combustion Engines, Crankshafts.

Índice

Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas.....	xv
Nomenclatura	xvi
1. Introdução.....	1
2. Revisão da Literatura.....	6
3. Modelagem Teórica.....	28
3.1. HIL Aplicado ao Compressor de Ar do Sistema de Frenagem	28
3.1.1. Estudo Cinemático do Compressor de Ar	32
3.1.2. Modelo Elástico do Compressor e Determinação da Resposta Dinâmica	35
3.2. HIL Aplicado ao Amortecedor de Vibrações Torcionais do Motor	42
4. Análise Experimental	49
4.1. Simulações do Compressor de Ar do Sistema de Frenagem Utilizando a Técnica de <i>Hardware-in-the-Loop</i> (HIL)	52
4.2. Simulações do Amortecedor de Vibrações Torcionais do Motor Utilizando a Técnica de <i>Hardware-in-the-Loop</i> (HIL)	56
5. Resultados e Discussões.....	60

5.1. Resultados Obtidos nos Ensaios de HIL para a Engrenagem Pré-Tensionada.....	60
5.2. Resultados das Análises de Vibrações Torcionais do Motor e Resultados dos Ensaios de HIL no <i>Damper</i>	68
6. Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos	107
Referências	111
Bibliografia.....	1114
Apêndice A.....	116
Apêndice B.....	127
Apêndice C.....	129
Apêndice D.....	12934

Lista de Figuras

Figura 1.1: Arquitetura de <i>hardware</i> e <i>software</i> de um sistema HIL.....	5
Figura 3.1: Componentes internos do compressor de ar	29
Figura 3.2: Dispositivo para medição do torque de acionamento do compressor (cortesia Knorr-Bremse)	29
Figura 3.3: Torque de acionamento do compressor a 900 rpm	30
Figura 3.4: Detalhes da engrenagem pré-tensionada.....	31
Figura 3.5: Detalhes do sistema biela-manivela.....	32
Figura 3.6: Variação da pressão no interior do cilindro do compressor.....	33
Figura 3.7: Variação do torque de acionamento do compressor	35
Figura 3.8: Modelo elástico equivalente do virabrequim do compressor de ar.....	36
Figura 3.9: Partes rotativas do sistema analisado.....	43
Figura 3.10: Modelo elástico equivalente completo do motor	44
Figura 3.11: Modelo de elementos finitos.....	45
Figura 3.12: Matriz de rigidez do modelo apresentado na Figura 3.10.....	46
Figura 3.13: Modelo elástico equivalente para os ensaios de HIL.....	48
Figura 4.1: Microcomputador PC com placa de aquisição de dados dSPACE DS1102.....	49

Figura 4.2: Atuador linear e dispositivo para aplicação de torque no <i>damper</i>	50
Figura 4.3: <i>Shaker</i> eletro-dinâmico utilizado como atuador do sistema de HIL	51
Figura 4.4: Dispositivo para simulação de HIL na engrenagem pré-tensionada	52
Figura 4.5: Detalhes da medição da folga entre dentes e posicionamento dos acelerômetros e do microfone	53
Figura 4.6: Equipamento para a aquisição das acelerações – NetDB 12	54
Figura 4.7: Diagrama elaborado no SIMULINK para geração do sinal de atuação	55
Figura 4.8: Controlador do atuador hidráulico	56
Figura 4.9: Dispositivo para simulação de HIL no amortecedor de vibrações torcionais	57
Figura 4.10.....	58
Figura 5.1: Torques de acionamento calculado e medido para 900 rpm do compressor	61
Figura 5.2: Sinal do torque dinâmico calculado e gerado no MATLAB limitado em -1 V	62
Figura 5.3: Sinais de atuação e resposta do torque dinâmico limitados em -1 V na placa dSPACE	62
Figura 5.4: Deslocamentos medidos na engrenagem pré-tensionada – Bancada de HIL.....	64
Figura 5.5: Deslocamento medido na engrenagem larga – Bancada de HIL.....	64
Figura 5.6: Deslocamento medido na engrenagem estreita – Bancada de HIL.....	65
Figura 5.7: Deslocamento angular medido – Dinamômetro a 900 rpm	66
Figura 5.8: Deslocamento medido na engrenagem larga – Dinamômetro	67
Figura 5.9: Deslocamento medido na engrenagem estreita – Dinamômetro.....	67
Figura 5.10: Pressão no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas.....	71
Figura 5.11: Resultados das medições de vibrações torcionais do motor em dinamômetro.....	72
Figura 5.12: Resultados teóricos das simulações do motor em dinamômetro	73

Figura 5.14: Torque dinâmico na parte frontal, com acionamento por correia	76
Figura 5.15: Torque dinâmico na parte frontal, sem acionamento por correia e sem o torque constante do acionamento por engrenagem.....	77
Figura 5.16: Potência dissipada pela borracha do <i>damper</i> incluindo acionamento frontal com correia.....	79
Figura 5.17: Tensão de cisalhamento e deformação máxima na borracha do TVD incluindo acionamento frontal com correia.....	80
Figura 5.18: Deslocamento angular no cubo do TVD a 5450 rpm incluindo acionamento frontal com correia.....	81
Figura 5.20: Medições de vibrações torcionais do motor em dinamômetro com polia simples	83
Figura 5.21: Simulação das vibrações torcionais do motor com polia simples	84
Figura 5.22: Torque dinâmico atuante entre polia simples e virabrequim	85
Figura 5.23: Amplitudes das vibrações torcionais entre 1000 e 1500 rpm do motor com <i>damper</i>	89
Figura 5.24: Torque na parte frontal do virabrequim com <i>damper</i> e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas	90
Figura 5.25: Comparação entre os torques teóricos a 1250 rpm no motor real e esperado nos ensaios de HIL com <i>damper</i> e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas	91
Figura 5.26: Sinais enviados e medidos pelo atuador, simulando 1250 rpm do motor.....	92
Figura 5.27: Deslocamento angular teórico no cubo do TVD simulando 1250 rpm do motor	93
Figura 5.28: Torque medido e calculado na célula de carga para 1250 rpm do motor	94
Figura 5.29: Deslocamento angular medido e calculado no anel do TVD para 1250 rpm do motor	96

Figura 5.30: Sinais enviados e medidos no atuador, simulando 4500 rpm do motor	98
Figura 5.31: Deslocamento angular teórico no cubo do TVD simulando 4500 rpm do motor	99
Figura 5.32: Comparação entre os torques teóricos a 4500 rpm no motor real e esperado nos ensaios de HIL com <i>damper</i> e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas	100
Figura 5.33: Torque medido e calculado na célula de carga para 4500 rpm do motor	101
Figura 5.34: Deslocamento angular teórico no anel do TVD para 4500 rpm do motor	102
Figura 5.35: Deslocamentos angulares teóricos nas extremidades do torquímetro a 1250 rpm ..	103
Figura 5.36: Deslocamentos angulares teóricos nas extremidades do torquímetro a 2000 rpm ..	104
Figura 5.37: Deslocamentos angulares teóricos nas extremidades do torquímetro a 3000 rpm ..	105
Figura 5.38: Deslocamentos angulares teóricos nas extremidades do torquímetro a 4500 rpm ..	106
Figura A.1: Sinais enviados e medidos no atuador, simulando 2000 rpm do motor.....	117
Figura A.2: Deslocamento angular teórico no cubo do TVD simulando 2000 rpm do motor	118
Figura A.3: Comparação entre os torques teóricos a 2000 rpm no motor real e esperado nos ensaios de HIL com <i>damper</i> e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas	119
Figura A.4: Torque calculado e medido na célula de carga para 2000 rpm do motor.....	120
Figura A.5: Deslocamento angular medido e teórico no anel do TVD para 2000 rpm do motor	121
Figura A.6: Sinais enviados e medidos no atuador, simulando 3000 rpm do motor.....	122
Figura A.7: Comparação entre os torques teóricos a 3000 rpm no motor real e esperado nos ensaios de HIL com <i>damper</i> e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas	124
Figura A.8: Torque calculado e medido na célula de carga para 3000 rpm do motor.....	125

Figura A.9: Deslocamento angular medido e teórico no anel do TVD para 3000 rpm do motor	126
Figura B.1: Dados técnicos da célula de torque PM 1D.....	128
Figura C.1: Sinais de comando (controlador Instron) e atuação (atuador hidráulico).....	130
Figura C.2: Sinal atuação em função da frequência	131
Figura C.3: Sinais de comando e atuação na condição próxima a 41,7 Hz.....	132
Figura C.4: Sinais de comando e atuação na condição próxima a 304 Hz.....	133

Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Características dinâmicas do sistema.	36
Tabela 5.1: Fatores de perda das ordens de excitação.....	69
Tabela D.1: Modos de vibrar e frequências naturais do modelo completo do motor.	134
Tabela D.2: Modos de vibrar e frequências naturais do modelo do motor sem correia.....	135

Nomenclatura

Letras Latinas

a – aceleração instantânea do pistão	[m/s ²]
C – matriz de amortecimento total	[N.m.s/rad]
Ca – matriz de amortecimento absoluto	[N.m.s/rad]
Cr – matriz de amortecimento relativo	[N.m.s/rad]
d – fator de perda	[-]
dp – diâmetro do pistão	[m]
F_{ia} – força de inércia alternativa	[N]
F_g – força dos gases	[N]
F_t – força tangencial resultante	[N]
F_{ta} – força tangencial das inércias alternativas	[N]
F_{tp} – força tangencial dos gases	[N]
I_{alt} – momento de inércia das massas alternativas	[kg.m ²]
I_M – matriz de inércia	[kg.m ²]
Kt – matriz de rigidez torcional	[N.m/rad]
L – comprimento da biela (distância entre centros)	[m]
m_a – massas alternativas	[kg]
M_t – momento torçor	[N.m]
r – raio da manivela ou meio curso do pistão	[m]
s – curso do pistão	[m]
W_t – módulo de torção do anel de borracha do <i>damper</i>	[mm ³]

.....

Letras Gregas

α – ângulo do virabrequim	[°]
β – ângulo da biela	[°]
δ – ângulo de perda	[rad]

ε – deformação na borracha do <i>damper</i>	[%]
θ – amplitude das vibrações torcionais	[rad]
λ – relação entre o raio da manivela e o comprimento da biela	[-]
ϕ – ângulo de fase	[rad]
τ – tensão de cisalhamento na borracha do <i>damper</i>	[MPa]
χ – número de perda	[-]
ω – velocidade angular do virabrequim	[rad/s]
ω_n – frequência natural do sistema	[rad/s]
Ω – frequência de excitação	[rad/s]

.....

Abreviações

HIL – *Hardware-in-the-Loop*

AVT – Análise de Vibrações Torcionais

TVD – *Torsional Vibration Damper* (Amortecedor de Vibrações Torcionais)

GDL – Graus de Liberdade

.....

Siglas

DMC - Departamento de Mecânica Computacional

.....

Capítulo 1

Introdução

A técnica de HIL é bastante utilizada em sistemas que apresentam um modelamento matemático complexo e que muitas vezes geram resultados teóricos muito distantes dos obtidos experimentalmente. Alguns exemplos de sistemas onde o HIL é aplicado e apresenta bons resultados são as transmissões de automóveis, suspensões de veículos, módulos de controle de injeção de combustível, sistemas de frenagem, etc.

Basicamente, o HIL é um procedimento no qual parte de um sistema conhecido é simulado numericamente (*software*) e a outra parte, a qual constitui o objeto de estudo, é incorporada fisicamente (*hardware*). A parte em *hardware* é instrumentada com atuadores que introduzem as perturbações nas quais o componente é submetido e com sensores que colhem as respostas necessárias para o *software* efetuar a simulação do comportamento do resto do sistema.

Um dos aspectos mais interessantes da técnica HIL é que os componentes testados são submetidos à situação resultante das simulações, que por sua vez, têm o modelo alimentado pelos sinais lidos pelos sensores que instrumentam o *hardware*. Portanto, os sinais de excitação recebidos pelo *hardware* se adaptam às mudanças do sistema, tal como ocorre no sistema real.

Essa tese tem como objetivo verificar o desempenho da técnica de *Hardware-in-the-Loop* (HIL) em testes de componentes mecânicos e será dividida em duas partes, sendo a primeira, a

simulação de uma engrenagem pré-tensionada para redução de ruídos e em seguida será realizada a simulação de um amortecedor de vibrações torcionais aplicado em motores de combustão interna. Esses exemplos foram escolhidos por se tratarem de sistemas não lineares com características diferentes e de modelamento matemático complexo. O primeiro sistema apresenta mudanças bruscas de rigidez devido ao contato, enquanto que o segundo apresenta rigidez não linear devido à hiper-elasticidade do material utilizado, com comportamento visco-elástico e características variáveis com o tempo e a temperatura.

Primeiramente decidiu-se pela aplicação do HIL em uma bancada para a verificação do comportamento dinâmico de um par engrenado, cujo componente físico do sistema é uma engrenagem bipartida com ambas as partes acopladas por uma mola torcional, cujo objetivo é anular a folga entre dentes reduzindo o ruído de *rattle*. Essa engrenagem é responsável pelo acionamento de um compressor de ar mono-cilíndrico do sistema de frenagem de veículos comerciais pesados. A engrenagem, por sua vez, é acionada pelo trem de engrenagens de um motor Diesel de seis cilindros em linha de 7,2 litros de deslocamento volumétrico.

A rigidez torcional da mola da engrenagem deve ser definida considerando-se o compromisso entre a redução do ruído de *rattle* das baixas rotações e evitar surgimento, ou aumento, do ruído de *whine* nas altas rotações devido à redução da folga entre os dentes das engrenagens. Glyniadakis, G. V. (2009) realizou uma série de estudos sobre a influência da rigidez torcional dessa mola sobre o ruído de *rattle* do motor em dinamômetro.

No Capítulo 5 dessa tese são apresentados como resultados os comparativos entre os deslocamentos angulares da engrenagem no motor e na bancada de HIL, simulando as mesmas condições de funcionamento. Outro ponto importante a ser destacado, é que um dos objetivos dessa primeira etapa do trabalho é a verificação da aplicabilidade da técnica de HIL considerando os recursos técnicos disponíveis. Para isso escolheu-se um sistema que, apesar de relativamente simples, apresenta contatos dinâmicos e impactos entre dentes difíceis de serem modelados matematicamente.

Na segunda parte dessa tese é aplicada a técnica de HIL na avaliação do comportamento dinâmico de um absorvedor de vibrações torcionais, utilizando-se a simulação das vibrações da árvore de manivelas de um motor de quatro cilindros em linha, ignição por centelha, com 1,8 litros de deslocamento volumétrico, utilizado em aplicações veiculares leves. Ao final desse estudo, foram comparados os resultados dos ensaios do HIL com dados medidos do motor em dinamômetro.

Através da técnica HIL e tendo-se como parte física do sistema o amortecedor de vibrações torcionais elastomérico (TVD), foi utilizado um *software* desenvolvido em MATLAB que simula o torque de excitação do motor e a dinâmica torcional da árvore de manivelas. Adaptou-se o TVD a uma bancada de testes, onde foram aplicadas as excitações provenientes do virabrequim do motor. Essas solicitações dinâmicas foram simuladas utilizando o modelo teórico apresentado na dissertação de mestrado de Mendes, A. S. (2005).

Uma das vantagens dessa técnica é a validação dos amortecedores de vibrações torcionais sem a necessidade da utilização de dinamômetros dedicados para esse fim e longos testes em veículos. Os resultados do HIL são bastante confiáveis e podem inclusive simular a utilização do *damper* em veículo considerando-se qualquer nível de carga do motor.

No caso das árvores de manivelas, por exemplo, é possível validar os cálculos preliminares de vibrações torcionais e verificar se o TVD proposto apresentará um desempenho satisfatório em todas as condições de operação do motor.

Uma informação interessante para a justificativa do desenvolvimento e aplicação dessa técnica, refere-se aos custos envolvidos na validação de um amortecedor de vibrações torcionais. Pode-se citar como exemplo os valores levantados junto a um fabricante de motores Diesel no ano de 2007, relacionados aos custos necessários para a validação de um TVD proposto para a substituição de um componente em produção. Os gastos totais, incluindo 1350 h de testes em

dinamômetro e 100.000 km de durabilidade em veículo, somam R\$ 443.670,00 (US\$ 219.860,00), o que realça a viabilidade comercial para a utilização do sistema HIL para a validação de TVDs.

Uma das principais motivações para a elaboração desse estudo foi a dificuldade existente na caracterização dinâmica do *damper* de borracha, levando-se em conta a complexidade de criar um modelo matemático que considere as variações não-lineares das propriedades em função da temperatura do elastômero do TVD. Outro fator motivador foi a inexistência de artigos e trabalhos técnicos considerando esse tipo de componente em suas pesquisas.

É importante ressaltar a complexidade existente para a obtenção dos resultados de ambos os estudos apresentados nessa tese levando-se em conta os equipamentos disponíveis. Até a finalização dos ensaios e tratamento de todos os sinais adquiridos, foram necessárias várias medições para a obtenção de dados coerentes e relativamente simples de serem interpretados. Todos os resultados apresentados nesta tese foram realizados em duplicidade de modo a garantir a sua validade e confirmar a repetitividade dos eventos.

No primeiro exemplo citado existem variações bruscas do modelo devido ao impacto entre os dentes, enquanto que no segundo caso as variações das características do modelo são progressivas. Ambos os casos são frequentes nos sistemas reais e através da análise dos resultados destes dois casos, foi possível verificar o desempenho do HIL para uma larga gama de aplicações.

A Figura 1.1 apresenta o modelo esquemático do sistema HIL utilizado.

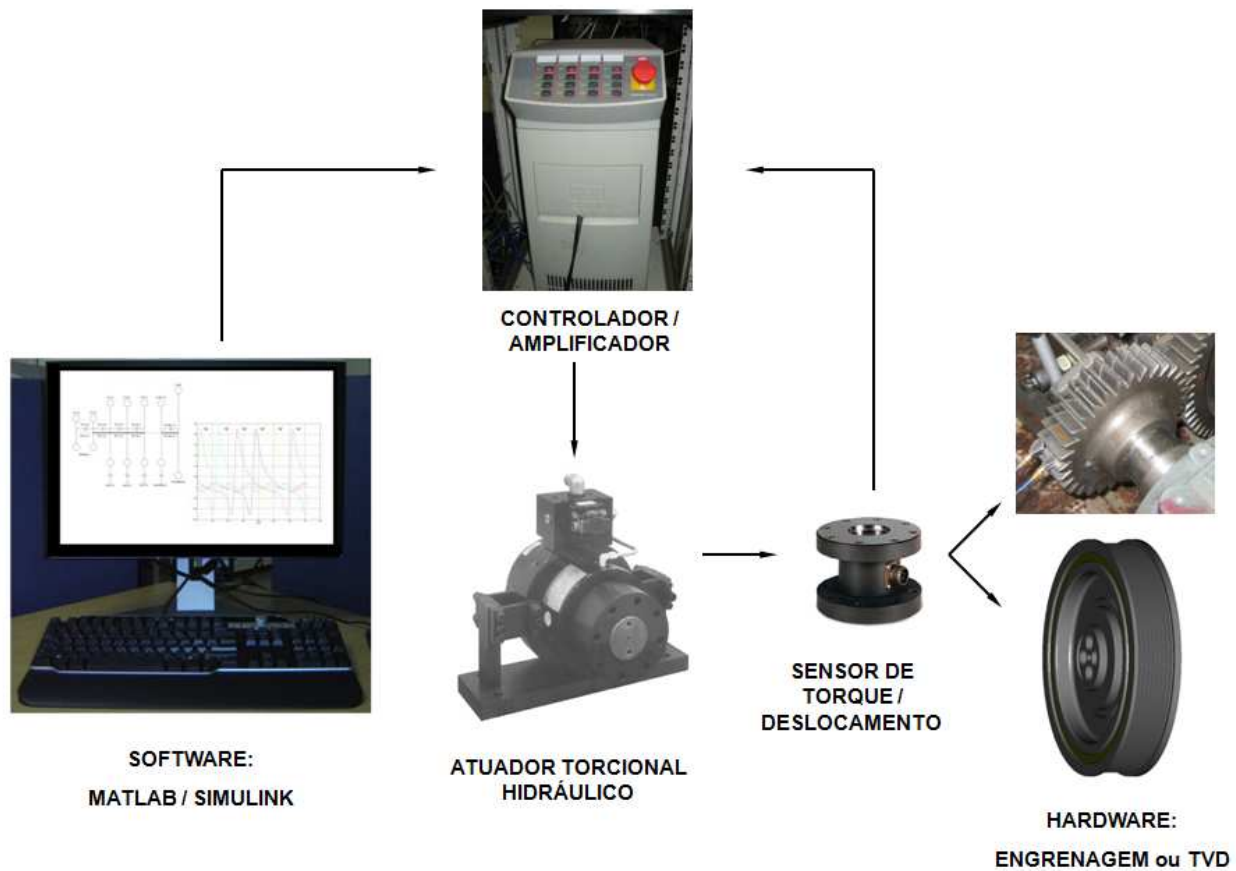


Figura 1.1: Arquitetura de *hardware* e *software* de um sistema HIL.

Os dispositivos utilizados nos ensaios podem ser vistos com mais detalhes no Capítulo 4, onde são mostradas algumas imagens desses equipamentos.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

A metodologia de *Hardware-in-the-Loop* é uma técnica que pode ser considerada como sendo relativamente recente e que foi viabilizada graças ao desenvolvimento dos sistemas computacionais atuais, que possuem a capacidade de processar quantidades enormes de informação em um intervalo de tempo muito pequeno e da instrumentação constituída pelos sensores e sistemas de aquisição de sinais. Essas características é que permitem trabalhar com sistemas em tempo real, ou seja, o intervalo de tempo entre uma medição obtida de um sensor qualquer, o processamento das informações com cálculos e ajustes necessários e a atuação propriamente dita, ocorrem de forma praticamente instantânea.

O HIL pode ser aplicado a diversos sistemas utilizados nas mais variadas áreas. A indústria aeroespacial, automobilística, química, entre outras são exemplos a serem citados. Dentro da área automotiva, na qual se concentram os estudos relevantes para essa tese, é possível verificar vários trabalhos aplicados a sistemas e subsistemas de veículos.

Grega, W. (1999) descreve em seu trabalho os conceitos básicos e aplicações práticas de HIL utilizados em simulações. São mostradas as várias etapas para a construção de um sistema HIL, iniciando com a elaboração do modelo de simulação que representa a parte virtual do sistema e a parte física real (*hardware*), da qual geralmente se têm poucas informações do seu

comportamento dinâmico, ou por desconhecimento, ou pela dificuldade de se obter dados para a criação de um modelo matemático acurado. O estudo inicia determinando-se os objetivos a serem alcançados, o modelamento do processo a ser controlado, finalizando com os ensaios e testes. O modelo é criado através de equações matemáticas que descrevem as leis da física, ou ajustado por meios experimentais. Em seguida, definem-se as estratégias de controle, as estruturas e os parâmetros a serem utilizados. Atualmente, os métodos de projeto são auxiliados por ferramentas de simulação computacional, os quais ajudam o engenheiro de controle com ambientes de *software* para a análise e verificação de todo o sistema de controle. Os ciclos de análise, modelamento e simulação são sempre interativos. Depois de concluída a fase de projeto dos processos, existe a fase de adaptação que requer a conversão dos algoritmos de controle para um código que funcione em tempo real. Os principais aspectos de um *software* em tempo real, comparado com outros tipos de *software*, é que eles devem operar com seus intervalos de amostragem estabelecidos e partes do *software* devem interagir com sensores e atuadores. Isso exige do programador habilidades com linguagens de programação e interação com *hardware* externo. Finalmente, o código de controle é carregado num controlador chamado de alvo (*target*) e, através de conversores D/A, sinais de tensão elétrica são enviados para a parte física do sistema como sinais de entrada dos atuadores que acionam o *hardware*. Esse controlador também efetua medições de sensores e realimentação dos dados de entrada. O *kernel* de tempo real, o qual é instalado no controlador *target*, é responsável por todas as operações de interface, algoritmos de controle e coleta de dados. Esses dados devem ser transferidos via conversores A/D, de volta para o ambiente do *software* de simulação para que estes sejam processados e analisados.

Ainda são apresentados em Grega, W. (1999), alguns recursos de *software* e *hardware* que são geralmente utilizados para o desenvolvimento de trabalhos com a técnica de HIL, tanto para ambientes industriais, quanto para pesquisas e ao final, um estudo de caso que apresenta a sintonização de um controlador para um sistema de ventilação. Como conclusões, são apresentadas as principais vantagens da aplicação da técnica, focando o baixo custo para a realização dos experimentos e a possibilidade para o pesquisador verificar experimentalmente

resultados de problemas teóricos de solução complexa, tendo em vista que apenas uma parte da planta a ser controlada precisa estar disponível para a realização dos ensaios.

Outro estudo que utiliza a ferramenta de HIL para avaliar em tempo real o comportamento de um sistema não linear, instável e variante no tempo é apresentado por Shiakolas, P. S. e Piyabongkam, D. (2003), que propõe um sistema de controle para um equipamento de levitação magnética (*Maglev*). Nesse caso foram utilizadas ferramentas da *MathWorks* dentre as quais o MATLAB/SIMULINK e as toolboxes Real-Time Workshop (RTW) e xPC-Target. Foram utilizados equipamentos de aquisição de dados da *National Instruments* e o compilador Visual C++ da *Microsoft*. A vantagem da utilização combinada do RTW e xPC-Target é tornar desnecessário ao usuário o conhecimento de linguagens de programação de baixo nível para a geração do código de tempo real utilizado no controlador. Um computador desktop (host) é utilizado como gerador dos códigos de tempo real, tendo o Windows como sistema operacional e outras ferramentas necessárias para desenvolvimento dos modelos que quando executadas, convertem para código C os programas e blocos desenvolvidos no ambiente MATLAB/SIMULINK, compilando e gerando um executável que será transferido via porta serial ou via rede TCP/IP para outro PC (*target*), cuja função será a execução desse código em tempo real. Através do recurso *TargetScope* é possível visualizar os sinais de entrada e saída do sistema e, nesse caso, o modelo foi desenvolvido de forma a permitir ao usuário modificar os blocos no SIMULINK e observar as variações das respostas sem a necessidade de gerar novamente um código e transferi-lo para o computador *target*. Como mencionado anteriormente, o HIL foi escolhido como ferramenta para estudar o *Maglev* devido à sua natureza não linear, instável em malha aberta e variante no tempo. O princípio de operação básico é a aplicação e modulação de uma corrente elétrica em um eletroímã de modo a manter um objeto ferromagnético suspenso no ar. A posição instantânea do objeto escolhido como sendo o HIL do experimento, no caso uma esfera de aço, é determinada por um sensor e o erro entre as posições real e desejada, é utilizado para modular a corrente elétrica. Nesse caso a entrada para o sistema é a corrente aplicada à bobina e a saída é a tensão correspondente à posição da esfera metálica. São apresentadas as equações do modelo em malha aberta do *Maglev*, que é constituído basicamente por um resistor e

um indutor associados em série e um controlador do tipo avanço-atraso. Uma taxa de amostragem de 1 μ s foi utilizada no experimento, sendo apresentada a equação do controlador digital baseado na transformação bi-linear, ou de Tustin. É apresentado também o modelo de blocos desenvolvido no SIMULINK para utilização no controle do HIL, que quando compilado e transferido para o computador *target*, permite a execução em tempo real dos experimentos. Para a análise e visualização dos resultados, são aplicados como entrada três tipos de sinais padrão, sendo eles: um degrau, uma onda quadrada e uma senoide.

O objetivo do experimento de Shiakolas, P. S. e Piyabongkam, D. (2003) foi a verificação da capacidade de modificar os parâmetros de entrada e observar seus efeitos em tempo real. Estando a esfera inicialmente na posição de 14,7 mm, foi aplicado um primeiro degrau alterando a posição para 15,0 mm e uma segunda perturbação para 15,25 mm. Essas variações são visualizadas na tela do computador host, podendo as mesmas serem pós-processadas no MATLAB. O segundo tipo de sinal utilizado como entrada foi uma senoide cuja amplitude e frequência foram modificadas e as respostas analisadas, verificando-se um erro no valor da amplitude que segundo os autores se deve ao fato do controlador avanço-atraso utilizado não ser o ideal para esse tipo de HIL, visto que existem fatores como perturbações, resolução do sensor e características dinâmicas não modeladas que não foram consideradas no projeto do controlador. Ao final, foi aplicada uma onda quadrada cujas características também se resumem à amplitude e frequência. Essas grandezas foram modificadas com o sistema em operação e foi observado que as respostas apresentam variações em função da amplitude e da frequência do sinal de entrada e existe uma diferença na estabilização da esfera entre a atuação do eletroímã (movimento para cima) e a ação do efeito da gravidade (movimento para baixo). Como conclusão do trabalho, algumas limitações da ferramenta xPC-Target versão 1.0 foram observadas e relatadas pelos autores, sendo a principal delas a impossibilidade de utilizar arquivos tipo-m do MATLAB como blocos no SIMULINK, ou seja, todos os elementos do modelo precisaram ser implementados como blocos do SIMULINK, o que dificulta a criação de algoritmos de controle mais sofisticados. Outra limitação refere-se ao *TargetScope* no computador *target*, onde os gráficos não apresentam valores máximos e mínimos no eixo das ordenadas, o que torna a análise ou

comparação de sinais apenas qualitativa. Já no computador host, valores numéricos são mostrados corretamente o que permite uma avaliação quantitativa.

Powell, B. K. et al. (1998), apresentam a aplicação do HIL em um sistema de *powertrain* de um veículo elétrico híbrido. Nesse trabalho é evidenciada a evolução dos sistemas de controle existentes nos sistemas de *powertrain* e veículos, objetivando uma redução em sua complexidade de modo a manter os produtos tecnicamente competitivos. Os sistemas de controle utilizados em veículos e *powertrains* modernos vêm se tornando sofisticados, principalmente devido às normas de emissões cada vez mais restritas e para muitos problemas de controle, testes ou simulações numéricas nem sempre fornecem resultados confiáveis. Os testes muitas vezes podem ser representativos, mas devido à grande quantidade de variáveis e de parâmetros existentes, nem sempre é possível reproduzir fielmente todas as situações e condições de operação. Já nas simulações, podem-se até considerar combinações de múltiplos parâmetros, porém, devido à dificuldade de se obter modelos matemáticos precisos de sistemas complexos, muitas vezes torna-se impossível reproduzir teoricamente os eventos reais. A combinação de simulações executadas em tempo real acopladas a subsistemas ou componentes reais, talvez seja o modo mais eficiente para o desenvolvimento de veículos ou *powertrains*. Dessa proposta surgiu o HIL que é essencialmente a mistura entre o modelamento e análise de precisão interagindo com partes físicas em tempo real, onde os resultados podem ser acessados e analisados de forma precisa. A representação esquemática de um motor de combustão interna convencional é apresentada no trabalho, onde os sinais de entrada primários do sistema são relacionados aos comandos do motorista, tais como: acionamento do pedal de freio, aceleração, acionamento da embreagem e troca de marchas. Já os sinais de saída são relacionados às emissões e desempenho. São mostradas também algumas variáveis internas de controle como: avanço de ignição, recirculação de gases de escape (EGR) e fluxo de combustível. Parte da estratégia de controle é relacionada à minimização do consumo de combustível, prevenção da detonação e obtenção de mistura ar-combustível estequiométrica de modo a prover um torque adequado diante da solicitação do motorista. Finalmente, os gases relativamente inertes gerados da combustão devem ser misturados ao ar-combustível, com o objetivo de reduzir a temperatura da combustão

minimizando a formação dos óxidos de nitrogênio. Essa é uma visão simplificada do processo de controle que deverá na realidade considerar todos esses aspectos. Existe uma regra simples para o desenvolvimento do controle do sistema. Primeiro, deve-se definir e caracterizar o processo, em seguida cria-se uma medida de desempenho e por último, realiza-se a otimização. No entanto, existem grandes dificuldades em cada um dos passos citados. A caracterização de cada elemento físico do processo requer bons conhecimentos em diferentes áreas como: química, física, eletrônica, termodinâmica, etc. O desenvolvimento de uma medida de desempenho é muitas vezes subjetivo e pode mudar com o decorrer do processo de desenvolvimento. Finalmente, realizar a otimização em um processo não linear, com múltiplas variáveis é uma tarefa extremamente complexa. Com a utilização do HIL, o cenário de desenvolvimento do *powertrain* deverá envolver inicialmente o modelamento dinâmico, a análise, a identificação e o desenvolvimento do *hardware* em laboratório.

É mostrada no trabalho de Powell, B. K. et al. (1998) uma representação esquemática do HIL considerado, incluindo as leis dinâmicas de controle e o processo que deve incluir o modelamento dos componentes do sistema, os quais são difíceis de serem re-projetados. O último item do processo de desenvolvimento do HIL deve ser a avaliação dinâmica do sistema completo do *powertrain* através de perturbações na trajetória, enquanto são medidas emissões, o consumo de combustível, a dirigibilidade e demais parâmetros de medição de desempenho. Existem cinco categorias de componentes principais no sistema de HIL, são elas: a infra-estrutura de simulação, o *software* de simulação, o *hardware* para teste, o componente a ser testado e as ferramentas de análise e validação. A infraestrutura de simulação consiste no computador com *softwares* dedicados para as simulações numéricas e capacidade para armazenamento de massa de dados e interface gráfica para verificação dos resultados obtidos, além de recursos para operação em tempo real. O *software* do sistema inclui o sistema operacional, linguagens de programação, compiladores, “debugadores”, conexões de rede, gerenciadores de arquivos, interfaces de programação interativas e ferramentas para visualização e análise dos resultados. O ambiente de simulação inclui *software* para inserção de módulos virtuais, que representam os módulos reais (*hardware*) do veículo, *software* de instrumentação para as medições, capacidade para gravação e

reprodução dos experimentos simulados, *software* para organizar os canais de entrada e saída para controle das interfaces com o *hardware*, *software* para “debugar” em tempo real no ambiente de simulação e finalmente *software* para controlar a execução em tempo real dos experimentos simulados. O *software* para simulação dos elementos do sistema consiste nos modelos dos componentes que simulam a dinâmica dos elementos individuais reais do veículo e existe também, o *software* que modela o desempenho de todas as interfaces que interagem diretamente com os componentes em teste. Esses elementos de interface podem ser outros elementos dentro do veículo, ou ainda elementos para aplicação de cargas externas ou estímulos. O *hardware* de teste consiste nas interfaces de simulação de HIL propriamente dita e inclui as realizações de todos os subsistemas ou componentes em teste. Nesse caso, o modelo do veículo elétrico híbrido gera comandos que atuam em um dinamômetro que contém o motor elétrico de acionamento das rodas, de modo a responder exatamente da mesma forma que ocorreria em um veículo real. A interface do computador do HIL inclui os conversores analógico-digital (A/D) e digital-analógico (D/A), sensores, atuadores, amplificadores e demais equipamentos que conectam o componente em teste com o ambiente de simulação. O teste, a validação e análise são constituídos por vários *softwares* que auxiliam na rápida e precisa determinação do desempenho do componente simulado. A emulação da dinâmica do processo do *hardware* através da simulação em tempo real requer habilidades em teoria de comunicação, teoria para amostragem de dados, métodos numéricos e análise de sistemas de controle.

No trabalho de Powell, B. K. et al. (1998), desenvolvido para simular um controlador que utilize informações da pressão interna do cilindro, foi criado um modelo termodinâmico de um motor de quatro cilindros com ignição por centelha, incluindo a dinâmica dos coletores, injeção de combustível nos pórticos, dinâmica de concentração de massa e caracterização de sensores e atuadores. Para a simulação em tempo real do motor de combustão interna, observou-se que o mecanismo do corpo de borboletas e as variações dos fluxos de admissão podem ser limitantes para a velocidade da simulação. Se os eventos internos nos cilindros forem importantes para o estudo, então o fluxo pelas válvulas, ou a simulação dos eventos da combustão são realmente limitantes para o tempo de simulação. Em um motor de combustão interna aspirado, o fluxo de ar

no corpo de borboletas e os fluxos nas válvulas de escape e admissão, são aproximados por equações de escoamentos através de orifícios. As interações dos sistemas dos coletores de escape e admissão levam a sistemas fortemente acoplados por equações diferenciais ordinárias não lineares em pressão, temperatura e fluxo de massa. Devido às singularidades que ocorrem no fluxo de massa para razões de pressões a jusante e montante unitárias, os integradores padrão levaram a instabilidades numéricas nos resultados e dessa forma utilizaram-se integradores de quarta ordem (Runge-Kutta) e outros integradores robustos para tempo real. Como resultados são apresentados os valores simulados para fluxo de massa em função do ângulo do virabrequim, considerando os diferentes tipos de integradores e é apresentada também uma comparação entre o torque gerado no modelo termodinâmico e no motor real para diferentes condições de operação. As saídas do modelo do motor de combustão interna são utilizadas como comandos para o dinamômetro que atua no motor elétrico, fazendo com que esse transfira o torque para as rodas do veículo. A rotação desses componentes é utilizada na realimentação do modelo em tempo real de modo simular as condições reais de operação do veículo em laboratório.

Yamazaki, M. et al. (2002) realizaram um estudo que compara o modelo do sistema de controle de um veículo híbrido-elétrico (HEV) com um código gerado automaticamente desse modelo. Os sistemas referenciados como *Hardware-in-the-Loop* consistem na unidade eletrônica de controle, componentes físicos da transmissão de potência de um veículo elétrico híbrido, dinamômetros e um supercomputador. O desenvolvimento dos HEV é atualmente um dos ramos que mais têm evoluído no setor automotivo e alguns dos componentes desses veículos são trazidos dos modelos atuais de produção, porém, boa parte do desenvolvimento envolve alterações radicais de projeto e conceitos. O desenvolvimento do controlador de sistemas do veículo (VSC) deve ser obrigatoriamente feito de forma rápida e requer inúmeras interações no sistema de controle. Por essa razão, foi utilizada uma geração de código automática em linguagem C dos modelos das leis de controle criados graficamente. A unidade de controle do VSC atua como sendo o responsável por vários subsistemas do veículo, incluindo o motor, a transmissão, o motor elétrico/alternador e a bateria de alta voltagem. Ele é responsável também pela interpretação da solicitação do motorista e pela informação da situação instantânea do

veículo ao motorista. A bancada de ensaios de HIL é uma ferramenta útil para o desenvolvimento e testes das estratégias de controle de veículos híbridos, visto que várias condições de operação podem ser testadas sem o risco de danificar o *hardware* do veículo e ainda, arquiteturas de controle podem ser avaliadas antes mesmo que o primeiro protótipo seja construído. O *Hardware-in-the-Loop* testado é composto pela unidade de controle eletrônico (ECU) real e pelas partes físicas do sistema de transmissão, tais como: componentes da transmissão, embreagem do motor elétrico/alternador, bateria da alta tensão, eixo do diferencial e subsistemas associados. O motor, a solicitação imposta pela estrada e o motorista são simulados utilizando-se um dinamômetro controlado por um supercomputador *Nighthawk computer*. O modelo que simula as ações do motorista incluiu o controlador de velocidade do veículo e uma coleção de ciclos de operação que simulam as condições da pista impostas ao veículo. A estratégia de controle do HEV é desenvolvida de modo a atingir objetivos como baixos níveis de emissões de poluentes e eficiência no consumo de combustível, mantendo os parâmetros de desempenho semelhantes aos dos veículos normais de produção. Dessa forma, a estratégia de controle do HEV deve gerenciar os torques provenientes do motor de combustão interna e do motor elétrico/alternador, bem como a energia fornecida e utilizada da bateria de alta tensão, visando atender aos objetivos descritos acima. A variável de controle para o motor de combustão interna com ignição por centelha considerado no estudo é o ângulo da borboleta. Demais variáveis de controle, tais como: avanço da ignição, recirculação dos gases de escape, relação ar/combustível foram consideradas como sendo pré-calibradas para o controle de emissões. A lei de controle da borboleta inclui um controlador proporcional-integral (PI), para prover um comando limitado ao motor. O modelo dinâmico do veículo considera um veículo de tração dianteira, o qual pode receber o torque dos motores tanto elétrico, quanto do de combustão interna, torque hidráulico de frenagem e calcula a velocidade do veículo. Essa velocidade é realimentada para o controlador de velocidade do veículo de modo a manter parâmetros estabelecidos no ciclo de operação que simula as condições da pista. Foi simulada a dinâmica de rotação de cada uma das rodas, que inclui o ângulo de escorregamento, aderência entre o pneu e a pista e a força de tração em função da transferência dinâmica de carga. O modelo da árvore de transmissão e semi-eixos e esforços dinâmicos atuantes no veículo também foram simulados. O modelo de interface foi desenvolvido juntamente

com o *software* da ECU do VSC para permitir a transferência de controle entre dois VSCs. Existem três modos básicos de operação, sendo eles: HIL VSC, VSC ECU e duplo VSC. No primeiro caso, o modelo de simulação de ponto flutuante do VSC executado no supercomputador controla todos os subsistemas. No modo VSC ECU o código automático de ponto fixo executado no VSC ECU controla os subsistemas e finalmente no duplo VSC, o VSC ECU controla todos os subsistemas enquanto que o modelo de ponto flutuante é executado no supercomputador concomitantemente. Nesse último modo, um único modelo de motorista fornece a entrada para os modelos do VSC ECU e VSC simultaneamente. Vetores de saída de ambos VSCs foram gravados durante um período e transformados em um novo vetor, no qual podemos verificar as diferenças dos sinais de saída do controlador.

Como resultado da simulação de Yamazaki, M. et al. (2002), foi possível notar uma diferença na magnitude e na fase dos vetores de saída. Também foi possível notar claramente que existe um erro no *software* gerado, visto que os vetores divergem no ponto do erro. É improvável que os dois vetores sejam idênticos pelas seguintes razões: podem existir diferenças nos valores absolutos dos sinais de controle e da mesma forma deslocamentos no tempo devido às entradas assíncronas. As diferenças entre os dois vetores de saída são esperadas, porém, a magnitude dessas diferenças deve ser pequena. Uma causa possível para essa divergência é que existe um atraso inerente na transmissão e processamento dos dados no barramento CAN. Os controladores VSC são executados de forma síncrona, enquanto que as mensagens das outras ECUs no barramento chegam de forma assíncrona. Outro ponto, é que os dois VSCs são executados em diferentes processadores que não são sincronizados e o incremento de tempo é o mesmo para as duas condições (no caso 10ms). Dessa forma, erros de $\pm 10\text{ms}$ são aceitáveis. Nos gráficos apresentados no trabalho, pode-se verificar uma defasagem de 6ms entre as variáveis. Uma segunda fonte de erro é que o modelo com ponto flutuante utiliza processamento de 32 bits, enquanto que o código com ponto fixo é processado em 16 bits na ECU, portanto, alguns truncamentos são inevitáveis. Mesmo assim, podemos observar nos gráficos apresentados que as saídas são praticamente idênticas, com margens de erro aceitáveis. Como conclusão do trabalho os autores relatam que a utilização do HIL no duplo VSC permitiu uma visualização mais rápida

das diferenças entre o modelo de simulação e o *software* final, quando comparado aos estudos anteriores. Através da utilização do modelo com as entradas do motorista, que fornece dados simultâneos para o modelo de simulação e a ECU do VSC e coletando os vetores de saída de ambos VSCs, as grandes divergências são rapidamente visualizadas.

Babbitt, G. R. e Moskwa, J. J. (1999) descrevem a aplicação da técnica de HIL utilizando um dinamômetro hidrostático transiente que representa um veículo virtual. Os componentes do veículo e do *powertrain* que interagem diretamente com o motor foram substituídos por equações dinâmicas. Entre esses componentes estão: o conversor de torque, a transmissão automática, as árvores de transmissão flexíveis, o diferencial e o chassi do veículo. Os carregamentos aerodinâmicos e variações do ângulo de rampa também foram impostos de modo a simular o ambiente virtual de operação do motor. A primeira aplicação claramente visível para essa proposta é a capacidade de rodar repetidos testes transientes nos motores. Esses tipos de testes podem ser utilizados no desenvolvimento de algoritmos para controle de condições transientes do motor e checagem dos algoritmos de diagnósticos. Outras aplicações relevantes referem-se ao projeto e desenvolvimento de componentes do sistema de transmissão e controle de emissões em regime transiente. O dinamômetro utilizado nesse sistema foi escolhido de modo a possuir um momento polar de inércia extremamente baixo, para que fosse possível responder às flutuações de torque do motor e evitar o consumo de energia para movimentar grandes inércias. Inércias que representem grandes volantes ou conversores de torque podem ser fisicamente adicionadas sem grandes dificuldades. Uma diferença significativa que existe nesse sistema quando comparado aos dinamômetros convencionais, é a grande rigidez necessária nos sistemas hidráulicos para evitar defasagens na aplicação de carga, através da variação de pressão hidráulica em altas frequências de modo a se obter grandes larguras de bandas de controle. A rigidez mecânica do sistema também é de extrema importância para a medição precisa dos torques aplicados e para a integração eficiente entre as equações dinâmicas do sistema e os componentes físicos. Uma condição para evitar problemas na medição de torque e no sistema de controle em malha fechada, é que a primeira frequência de ressonância do conjunto motor-dinamômetro seja maior que a máxima frequência de operação do motor. Maiores detalhes das características técnicas do

dinamômetro utilizado podem ser vistas na referência citada. O sistema de controle para o HIL foi desenvolvido no ambiente MATLAB/SIMULINK e o *hardware* e *software* de prototipagem rápida da dSPACE foi utilizado para a interface em tempo real com os componentes. A configuração proposta para o HIL considerado requer que o dinamômetro opere no modo de controle de torque, sendo o torque desejado calculado em tempo real pelos modelos de HIL. A rotação do dinamômetro não é uma variável controlada diretamente, mas sim pelos resultados da flutuação de torque entre o motor e o dinamômetro. Os modelos dinâmicos que são integrados no sistema do HIL consistem no conversor de torque, na transmissão automática, árvores de transmissão, modelo longitudinal do chassi, bem como o fornecimento das variações de carregamentos aerodinâmicos e rampa. Também foi incluído na simulação do veículo um modelo simplificado de um motorista, utilizado no controle do pedal do acelerador de modo a manter uma velocidade de trajeto pré-estabelecida. O modelo do conversor de torque reproduz as relações entre os torques de entrada e saída, em função da variação de rotação através do componente. Enquanto que mecanicamente o modelo é bastante simples, hidraulicamente fica praticamente proibitivo modelar computacionalmente o conversor de torque. No entanto em regime permanente, ele é bastante conhecido e segue algumas relações facilmente reproduzíveis.

Nesse estudo de Babbitt, G. R. e Moskwa, J. J. (1999), essa condição de operação é suficiente para atingir os resultados desejados, porém, em larguras de banda mais altas torna-se necessário um refinamento do modelo de HIL. Já o modelo de alta resolução da transmissão automática, inclui a dinâmica dos diferentes grupos de partes rotativas, bem como os grupos de pacotes de embreagens. As mudanças de marchas são feitas ajustando-se a pressão aplicada a esses pacotes, exatamente da forma que ocorre na realidade. No estudo foi simulado um veículo de tração traseira, no qual não ocorre diferença de rotação entre as rodas motoras. Essa condição foi imposta de modo a permitir o modelamento de um único sistema mola-amortecedor para o eixo traseiro. Modelos mais sofisticados de diferencial poderiam ser aplicados no estudo, porém, nesse trabalho nenhuma ação do diferencial foi considerada a não ser a sua relação de transmissão. O modelo do veículo representa a sua dinâmica longitudinal e inclui também a ação da gravidade, o arreste aerodinâmico, a resistência ao rolamento e forças de tração e de frenagem.

O momento de inércia do dinamômetro, como mencionado anteriormente, é menor que a inércia dos componentes reais rigidamente conectados ao motor. Dessa forma, essa inércia real deve ser adicionada ao sistema ou simulada virtualmente. Conceitualmente essa simulação é simples, porém, devido à necessidade de se obter uma alta resolução na estimativa das acelerações e controles precisos do torque, preferiu-se adicionar fisicamente a inércia através de anéis que representam o conversor de torque, a placa flexível e parte do fluido do conversor. O dinamômetro que foi considerado é uma ferramenta formidável para o carregamento dos motores em altas larguras de banda e são apresentados no trabalho alguns resultados mostrando uma boa correlação entre os valores de rotação do motor comandados e medidos através de sensores, para o sistema em malha aberta. Quando o sistema opera considerando o HIL, o operador ou o *software* que simula as ações do motorista controla a abertura da borboleta podendo modificar as condições de carga impostas pelo veículo virtual. Figuras mostrando variações de rotação no motor e variações no torque de reação do dinamômetro são apresentadas e ficam evidenciadas as condições transientes devidas às trocas de marcha. Devido à grande sensibilidade dos equipamentos envolvidos no ensaio, é possível verificar até as pequenas flutuações de torque e rotação que ocorrem devido aos picos de combustão que geram as vibrações torcionais no virabrequim do motor. Alguns testes que simulam o travamento do conversor de torque também foram realizados, para verificar a capacidade do sistema para reproduzir as condições de regime permanente do *powertrain*. Modificando-se o modelo do conversor de torque é possível verificar o travamento do componente em várias rotações, da mesma forma que ocorre no veículo real.

Isermann, R. et. al (1999) apresentam a aplicação da técnica de HIL em sistemas de controle de motores e veículos. Inicialmente são apresentados os métodos de simulações numéricas, descrevendo-se os três tipos: simulações sem limitações de tempo, as realizadas em tempo real e as simulações executadas mais rápidas que em tempo real. A simulação de um componente é feita em tempo real, quando os sinais de entrada e saída apresentam os mesmos valores dependentes do tempo que o componente real operando dinamicamente. Isso se torna um problema computacional para processos que têm uma dinâmica rápida quando comparada ao tempo de processamento dos algoritmos de cálculo. Dentro das simulações em tempo real, pode-

se ainda subdividi-las em três categorias: quando o processo real pode ser operado em conjunto com o controle simulado, pode-se chamá-lo de controle de prototipagem. O segundo caso é quando o processo simulado pode ser operado com o *hardware* de controle real e neste é chamado de *Hardware-in-the-Loop*. O último caso ocorre quando tanto o processo, quanto o controle são simulados constituindo-se de uma etapa anterior às simulações de HIL, sendo conhecido como *Software-in-the-Loop*. No trabalho apresentado utilizou-se a técnica de HIL e uma consideração importante refere-se às taxas de aquisição requeridas para que a simulação seja dita de tempo real. Os eventos típicos de aplicações mecânicas são da ordem de 1 a 10 ms. Os limites para as simulações em tempo real são dados pela possibilidade de utilizar algoritmos paralelos, tipo de integrador considerado e pela “rigidez” do sistema de equações diferenciais simulados, que é expresso pela razão entre o maior e o menor autovalor. O modelo do motor de combustão interna foi desenvolvido de forma a considerar a superposição do torque dinâmico de um único cilindro levando-se em conta os seguintes aspectos: restringir a complexidade do modelo, obter o cálculo exato do torque médio durante um ciclo de trabalho, conseguir uma boa reprodução da flutuação do torque durante um ciclo de trabalho, facilitar a adaptação do modelo aos motores reais e a inclusão de mapas multidimensionais da operação do motor. No trabalho é apresentado o modelo matemático considerado, no qual as curvas de pressão no interior do cilindro são determinadas analiticamente e comparadas às curvas medidas em dinamômetro. Foi simulado também o turbo-compressor, porém, não se optou pelo modelamento mecânico e termodinâmico do componente devido à alta complexidade dos cálculos envolvidos, o que inviabilizaria a simulação em tempo real.

Ao invés disso, foi proposta por Isermann, R. et. al (1999) uma aproximação utilizando-se redes neurais artificiais para o modelo dinâmico do turbo compressor, a qual é descrita no trabalho. O modelo do veículo leva em conta a sua dinâmica longitudinal e inclui também os modelos da embreagem, transmissão, freios e *retarder* que são integrados. Também foram consideradas as resistências aerodinâmicas, ao rolamento e os ângulos de rampa. Para preencher as restrições necessárias para as simulações de HIL em tempo real, um computador de grande capacidade de processamento torna-se necessário. Para a primeira versão da bancada de

simulação um sistema com 11 processadores foi utilizado, sendo quatro para o cálculo dos modelos a serem simulados e sete para comunicações de I/O. O sistema computacional da segunda versão do simulador é baseado em um *hardware* da dSPACE equipado com processador digital de sinais e processador DEC Alpha. Esse sistema tem como vantagem uma maior capacidade de processamento o que torna desnecessária a paralelização dos cálculos. Oferece ainda a possibilidade de realizar todos os modelos em MATLAB/SIMULINK, aproveitando os benefícios do ambiente gráfico. O acoplamento entre o simulador e a unidade de controle foi implementado por meio de uma interface especial, a qual pode ser dividida em uma interface do sensor e uma do atuador. A primeira interface gera os sinais necessários dos sensores, tais como pressão e temperatura. Os pulsos do comando de válvulas e virabrequim são gerados em uma placa desenvolvida especialmente para a geração de pulsos de alta frequência. A interface do sensor também possui relés eletrônicos para simular falhas nos sensores como interrupções e curtos-circuitos. Já a interface do atuador consiste basicamente do sistema de injeção, que é integrado à bancada de testes como componente real devido à dificuldade de modelar esses tipos de componentes mecatrônicos. Um equipamento especial mede as correntes dos injetores magnéticos para reconstruir o tempo de abertura real dos componentes, determinando a largura do pulso e o início de injeção. Esses componentes são transferidos para o sistema do computador de tempo real para a simulação do motor e dessa forma, o comportamento real dos injetores é considerado. Os controladores do veículo (FMR) e do sistema de injeção (PLD) são testados isoladamente, ou em conjunto na bancada de testes. No caso de teste isolado do PLD, as funções necessárias do FMR são simuladas pelo computador do sistema e os dados são transferidos pelo barramento CAN do motor. No caso em que ambos controladores são testados, o FMR e o PLD são conectados diretamente no barramento CAN. Para visualização dos eventos e todas as grandezas relevantes durante os testes, foi utilizado um computador do tipo PC com interface gráfica que simula o painel do caminhão. Para garantir uma repetitividade dos ensaios, um modelo de motorista foi desenvolvido para seguir um ciclo pré-definido operando o acelerador, os freios, embreagem e trocas de marchas. Ao final são apresentados os resultados de três simulações de HIL para um motor Diesel de oito cilindros e 420 kW aplicado a um caminhão de 40 toneladas. Nas figuras são mostradas as variações de torque e rotação do motor, bem como

velocidade do veículo e consumo de combustível. É apresentada também a variação do torque e velocidade com o aumento da inclinação da pista. Como conclusão, os autores apontam para a redução no tempo e gastos envolvidos no desenvolvimento do produto, através da utilização da técnica de HIL e citam ainda a possibilidade de se verificar o comportamento do veículo na presença de falhas em sensores, atuadores e no próprio motor.

Outra aplicação da técnica de HIL foi estudada por Lee, J. C. e Suh, M. W. (1999), onde se analisou a simulação de um sistema para o controle de frenagem e tração (ABS/TCS) de automóveis. O sistema de ABS é utilizado para proporcionar a máxima eficiência de frenagem, reduzindo-se a distância percorrida pelo veículo até a sua parada total. O TCS por sua vez, é outro dispositivo de controle que atua de modo a proporcionar estabilidade durante as acelerações evitando-se o escorregamento dos pneus sob qualquer condição do pavimento. O desenvolvimento desses dispositivos de segurança requer inúmeros testes com veículos em diversas condições de estradas, dirigibilidade e condições iniciais o que implica em grandes gastos de tempo e dinheiro. A utilização do HIL, visando reduzir essas duas variáveis, foi considerada incluindo no modelo os equipamentos hidráulicos, válvulas de controle e sub-rotinas reais. Foram modelados o veículo, pneus e dinâmica do *powertrain*. A composição do *hardware* do simulador do ABS/TCS é dada por um sistema de freios convencional, uma unidade de controle hidráulico (HCU), unidade de controle eletrônico (ECU) do ABS/TCS, atuadores dos freios, unidade de processamento de sinais, simulador da rotação das rodas, válvulas de controle e unidade de interface gráfica para visualização dos resultados. A parte do *software* inclui a dinâmica do veículo, o modelo do motor, programação das frenagens e acelerações para diversos cenários, mudanças de direção e várias condições da pista. Focando na parte de *hardware*, a HCU do ABS é instalada entre a saída do cilindro mestre e a entrada do cilindro das rodas para o ajuste da pressão em cada cilindro. A unidade pode ser de dois tipos: a primeira utiliza uma válvula solenoide e uma válvula de controle de fluxo para cada canal de controle de pressão e o segundo tipo utiliza duas válvulas solenoides para cada canal. O simulador utilizado nessa pesquisa é capaz de considerar os dois tipos de unidades. A rotação das rodas calculadas pelo modelo do veículo é enviada para a ECU do ABS e do TCS através do simulador de rotação das rodas, sendo

que essa unidade controla a operação do HCU. Essa ECU incorpora funções de diagnose que podem ser testadas simulando condições de falha como curtos-circuitos, baixa tensão da bateria, etc. Um cilindro pneumático foi utilizado para criar uma situação quase real de frenagem do ABS quando o motorista aciona o pedal dos freios. Para simular a potência real de frenagem, o cilindro pneumático impõe uma pressão no cilindro mestre acionando o pedal. A unidade de processamento de sinais utilizada inclui os sensores de pressão e conversores digitais-analógicos (D/A) e analógicos-digitais (A/D). Um total de oito sensores de pressão foram utilizados para medir a pressão dos freios em cada uma das rodas e no cilindro mestre. Os sinais medidos passam por amplificadores e são encaminhados ao computador através do conversor A/D. Os sinais de abertura e fechamento da borboleta auxiliar também são enviados ao PC via conversor A/D, enquanto que os sinais de rotação do motor e borboleta principal são transferidos do PC para a ECU do TCS através do conversor D/A. A interface gráfica mostra algumas variáveis de entrada e saída das simulações em tempo real do ABS/TCS. São apresentados quatro gráficos das análises do ABS e outros quatro para o TCS. No caso do ABS o primeiro gráfico mostra a velocidade do veículo e a rotação de cada roda, o segundo indica a pressão em cada cilindro de roda e no cilindro mestre, o terceiro apresenta a razão de escorregamento de cada roda e o último a força de tração em cada pneu. Das simulações do TCS, um gráfico indica a velocidade do veículo e de cada roda, outro apresenta a abertura e fechamento das borboletas auxiliar e principal, o terceiro indica a razão de escorregamento de cada roda e o último mostra a rotação do motor. Na parte do *software*, a programação de frenagem inicia após o veículo atingir certa velocidade, ou faz a variação da pressão de frenagem dentro de certos parâmetros. A aceleração é controlada aumentando-se a potência do motor forçando a abertura da borboleta principal. As mudanças de direção do veículo são programadas para simular a resposta do motorista quando este aciona o volante, ou utiliza os freios numa curva perdendo o controle do veículo. As condições da estrada são consideradas de modo a simular asfalto ou pista molhada devido à chuva ou neve. Os coeficientes de atrito entre os pneus e a pista são divididos em: alto para asfalto seco, médio para pista molhada e baixo para pista com neve.

Em Lee, J. C. e Suh, M. W. (1999) também são consideradas condições onde as rodas da direita possuem coeficientes de atrito diferentes das rodas da esquerda. O modelo do veículo considera nesse caso as dinâmicas longitudinal, lateral, vertical (guinada) e perpendicular (rolagem). Todos os graus de liberdade por roda foram considerados e o modelo leva em conta a transferência de carga entre as rodas nas frenagens, acelerações e durante as curvas. No modelo do motor é determinada a condição de saída de acordo com a quantidade de ar admitido utilizando-se para isso um mapa real. Esse modelo foi desenvolvido de modo a variar a rotação e o torque do motor conforme a posição da borboleta e esses dados são enviados para o modelo dinâmico do veículo de modo a obter as respostas características. As simulações em tempo real foram realizadas em computadores do tipo PC 586 ou superiores. O período para uma ECU comum medir a rotação das rodas foi determinado e seu valor é de 10 ms. O tempo de simulação da lógica interna do ABS também foi medido e este é um pouco superior ao verificado no TCS pelo fato do primeiro ser mais complexo. O período de simulação do ABS para a interpretação da dinâmica do veículo e ativação da unidade de entrada e saída num PC 586 é de 4 ms, ou seja, 2,5 vezes menor que uma ECU comum, o que torna possível a realização das simulações. Os testes no sistema ABS consistem em aplicar as condições de pista e as programações de frenagem e mudanças de direção do veículo, alimentar o sistema com os 12 V da bateria e aumentar a rotação das rodas até que o veículo atinja certa velocidade, utilizando-se para isso um gerador de sinais. Em seguida os freios são acionados e os sensores medem o aumento de pressão nas quatro rodas. Conforme essas medições são enviadas ao modelo dinâmico do veículo, novas rotações para as rodas são geradas. Os sinais de rotação das rodas são então enviados para a ECU do ABS que atua então controlando a pressão atuante nas rodas. Essas etapas são repetidas até a parada total do veículo.

Como resultados Lee, J. C. e Suh, M. W. (1999) apresentam as variações de rotação em cada roda, considerando-se que o veículo possuía como condição inicial uma velocidade de 80 km/h quando os freios são acionados pelo cilindro pneumático. As flutuações de pressão em cada cilindro também são mostradas graficamente. O procedimento de teste do TCS, da mesma forma que o do ABS, consiste na configuração das condições iniciais da pista e programações de

aceleração e mudanças de direção. Em seguida o sistema foi alimentado com a tensão da bateria para acionamento dos módulos. Os sinais de rotação do motor, posição angular da borboleta principal e rotação das rodas nas condições iniciais são transmitidos do conversor A/D e do simulador de rotação das rodas para a ECU do TCS. Baseado nos sinais de entrada, a ECU do TCS atua na borboleta auxiliar e a posição angular desse componente é informada ao modelo do motor, que varia suas condições de torque e rotação levando-se em conta essa informação. Os resultados desse teste são apresentados tendo como situação uma estrada de pavimento irregular e considerando-se que as rodas da direita possuem um alto coeficiente atrito, enquanto que as da esquerda um baixo coeficiente. Durante a aceleração o TCS controla a quantidade de ar admitida pelo motor, de modo a fornecer torque para as rodas de modo a evitar o escorregamento. Como conclusão os autores relatam sobre as vantagens oferecidas pelo desenvolvimento de novas técnicas de simulação graças à capacidade de processamento de computadores e microprocessadores utilizados nos módulos eletrônicos embarcados nos veículos. Dessa forma foi possível a simulação em tempo real dos sistemas de ABS e TCS utilizando-se computadores pessoais, o que é economicamente atraente. Também foi observada a capacidade de poder realizar e desenvolver lógicas de controle para diagnose de falhas.

No trabalho elaborado por Papadimitriou, I., et al. (2008), é apresentada uma nova proposta para o modelamento de motores para aplicações em tempo real. As tendências modernas para testes e verificações de motores pressupõem que os mesmos sejam avaliados ainda na fase de desenvolvimento. Modelos de motores que sejam capazes de respostas rápidas nas simulações, não são apenas requeridos pelos grupos de testes das estratégias de controle da unidade eletrônica de controle (ECU), mas também pelos grupos de projetos de motores para a otimização dos longos ciclos de operação e integração com o veículo. Atualmente, existe uma barreira entre esses dois grupos principalmente pela falta de uma aproximação unificada no modelamento dos motores, mais precisamente durante a fase de projeto, quando o modelo do motor acaba sendo simplificado para que se obtenham resultados mais rápidos nas simulações. Essas hipóteses podem ser descritas como, escoamento de ar em regime permanente e combustão baseada em mapas. No entanto esses tipos de simplificações não são suficientes para permitir que o modelo

simule em tempo real. Esse novo tipo de modelo é composto por um conjunto de funções de transferência e por isso, a representação física do motor é completamente perdida. Tipicamente, o processo de calibração desse tipo de modelo leva um tempo considerável para ser concluído e a sua precisão é frequentemente questionada. Adicionalmente, uma pequena variação no projeto do motor requer uma nova calibração completa de todo o modelo. O desafio é então, o de superar a barreira existente entre os modelos do projeto do motor e dos modelos de controle. Nesse trabalho é descrita uma metodologia que divide o motor em quatro subsistemas principais e apresenta um modelo para cada um. O modelo resultante é principalmente baseado nas mesmas equações que governam um modelo detalhado típico e ao mesmo tempo, possui a capacidade de se ajustar às necessidades do projetista e aos recursos computacionais disponíveis. O sistema responsável pela conversão da energia do combustível em energias térmica e mecânica é composto pelos injetores, cilindros, pistões e válvulas. O nível de detalhamento no qual esse sistema pode ser modelado varia de acordo com os resultados desejados. Um engenheiro pode realizar uma análise computacional de dinâmica de fluidos em três dimensões para a simulação do fluxo no interior da câmara de combustão, modelos preditivos de combustão, modelos dinâmicos incluindo a flexibilidade dos componentes do sistema de acionamento de válvulas e injetores, porém, as simulações em tempo real necessitam de modelos mais simples. É possível, portanto, considerar esse subsistema como sendo uma “caixa-preta” na qual a entrada seria o fluxo de ar e as saídas são o torque disponível no virabrequim e a temperatura dos gases de escape, baseados em grandezas tais como: rotação do motor, pressão e temperatura no coletor de admissão, pressão no coletor de escape, massa de combustível injetada e sequência de injeção. Para o modelamento da vazão de fluido no interior dos coletores de admissão, escape e o caminho provável do fluxo dos gases de escape re-circulados (EGR), foram considerados valores médios da solução das equações 1-D de Navier-Stokes. Nesse caso cada coletor foi dividido em sub-volumes onde as equações da continuidade, da energia e do momentum foram resolvidas para cada instante de tempo, obedecendo às condições de Courant. As quedas de pressão foram consideradas através da solução das equações 1-D do momentum. Para vazões em regime permanente, utilizou-se a equação do escoamento isentrópico através de orifícios, a qual é apresentada no trabalho. De modo a calibrar as quedas de pressão com os valores obtidos

experimentalmente, foi assumido que os sub-volumes são conectados entre si por orifícios, cujos diâmetros são as grandezas a serem utilizadas para a calibração com o modelo global. A transferência de calor dos fluidos para as paredes do sistema de ar é calculada através do coeficiente de troca de calor, o qual é determinado a partir da velocidade de escoamento do fluido, suas propriedades termo-físicas e o acabamento superficial das paredes dos dutos. No modelamento do sistema do turbo compressor, tanto o desempenho da turbina quanto o do compressor, são detalhados de forma semelhante e os modelos baseados em valores médios são obtidos de mapas de desempenho estáticos. Mais especificamente: a rotação e a razão de pressão através da turbina e do compressor são conhecidas através desses mapas. Adicionalmente, a eficiência termodinâmica é encontrada nesse mapa e a variação de entalpia através dos dois componentes é determinada através de expressões definidas na referência. Essa variação de entalpia é então utilizada para calcular a temperatura de saída e a potência consumida, ou produzida pela turbina e compressor. No caso do modelamento do subsistema do trocador de calor (*aftercooler*), de modo a se obter uma solução rápida do equacionamento, foi imposta a temperatura de saída dos gases quando os mesmos passam pelas conexões. A quantidade necessária de calor é adicionada ou removida através de um sub-volume virtual, que pode ser selecionado a jusante ou a montante da parte na qual se impõe a temperatura. Em relação às atividades de programação, considerando-se o estado da arte em desempenho computacional, intervalos de tempo de 0,5 ms são normalmente suficientes para as aplicações em tempo real. Intervalos maiores geralmente levam a instabilidades numéricas para o escoamento dos fluidos. Para a solução das equações de movimento dos componentes mecânicos, como por exemplo: no sistema biela-manivela e o eixo do turbo compressor foi utilizado o Euler ODE.

Para a exemplificação do modelamento proposto por Papadimitriou, I., et al. (2008), foi utilizado um *software* comercial conhecido como *GT-Power*, com o qual se simulou um motor Diesel de quatro cilindros e 3,1 litros com injeção direta, tendo como objetivo mostrar a aplicação dos princípios de modelamento descritos, de modo a simplificar o modelo detalhado e atingir velocidades de processamento mais rápidas que em tempo real, sem a perda de precisão nos resultados. A simulação de HIL pode então ser realizada considerando-se um sistema de controle

criado em ambiente MATLAB/SIMULINK e integrado ao modelo do motor elaborado no GT-Power. No caso, o SIMULINK funciona como uma ponte entre o modelo de controle e o modelo do motor, sendo os dados do motor enviados para o SIMULINK e as saídas do modelo de controle transferidos do SIMULINK de volta para o modelo do motor. Uma vez que o modelo do sistema de controle e o modelo do motor estejam concluídos, um projeto é então criado em um *software* comercial distribuído pela ETAS (de nome *LabCar*), que irá integrar os modelos do SIMULINK para testes interativos, bem como, para configurações do sistema e administração para as simulações de HIL. Uma vez concluída a criação do projeto, o modelo é transferido para um computador *target*, baseado no sistema operacional Linux, que executará as operações em tempo real. Os resultados dos estudos são então apresentados para uma simulação do motor durante 300 segundos, mostrando-se um comparativo entre valores obtidos do modelo detalhado e do modelo em tempo real, dentre os quais podemos observar as variações de rotação do motor, rotação no turbo-compressor, eficiência volumétrica, percentual de EGR, pressão no coletor de admissão, temperatura de entrada da turbina, entre outros, apresentando um erro desprezível entre os dois modelos considerados. Como conclusão os autores relatam o sucesso da metodologia proposta para a elaboração de modelos simplificados destinados para as aplicações em tempo real, necessárias para o desenvolvimento do HIL. De um modo geral, a metodologia conseguiu preservar a física dos processos sem a perda de precisão dos resultados obtidos nos modelos simplificados.

Capítulo 3

Modelagem Teórica

Para iniciar o desenvolvimento da utilização da técnica de HIL, decidiu-se aplicar essa metodologia em um sistema mais simples que o modelo completo do motor, o qual inclui o virabrequim, bielas, pistões, volante e o amortecedor de vibrações torcionais. Esse sistema, constituído pelo compressor de ar do sistema de freios de veículos pesados, foi escolhido devido às baixas frequências de atuação, o que permite uma avaliação preliminar dos equipamentos disponíveis para os ensaios.

3.1 HIL Aplicado ao Compressor de Ar do Sistema de Frenagem

O sistema inicialmente escolhido consiste em um compressor de ar, utilizado em veículos comerciais médios e pesados. Esse compressor é acionado através de um trem de engrenagens, cuja engrenagem motriz fica localizada na parte frontal do virabrequim do motor Diesel. A engrenagem de acionamento do componente consiste em uma peça bipartida, cujas engrenagens são conectadas por uma mola de rigidez tal que minimiza o ruído de *rattle* gerado durante o funcionamento.

O compressor de ar é constituído por um único pistão, biela e virabrequim, possuindo um deslocamento volumétrico de 360 cm³. O torque de acionamento desse agregado foi medido pelo fabricante do equipamento através de um dispositivo específico para essa finalidade. As próximas

figuras mostram respectivamente os componentes internos desse compressor e uma ilustração esquemática do dispositivo para medição do torque.

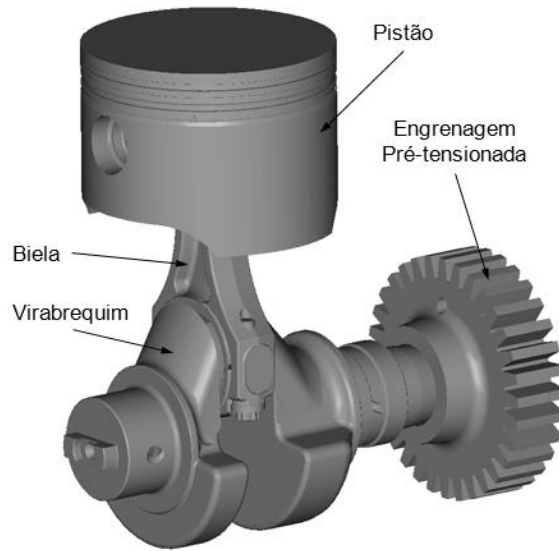


Figura 3.1: Componentes internos do compressor de ar.

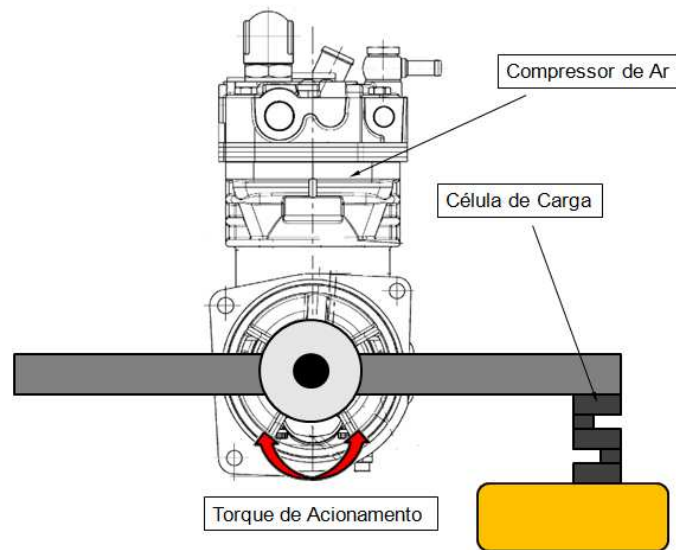


Figura 3.2: Dispositivo para medição do torque de acionamento do compressor (cortesia Knorr-Bremse).

A Figura 3.3 apresenta um gráfico do torque de acionamento medido na condição de marcha-lenta do motor (900 rpm do compressor).

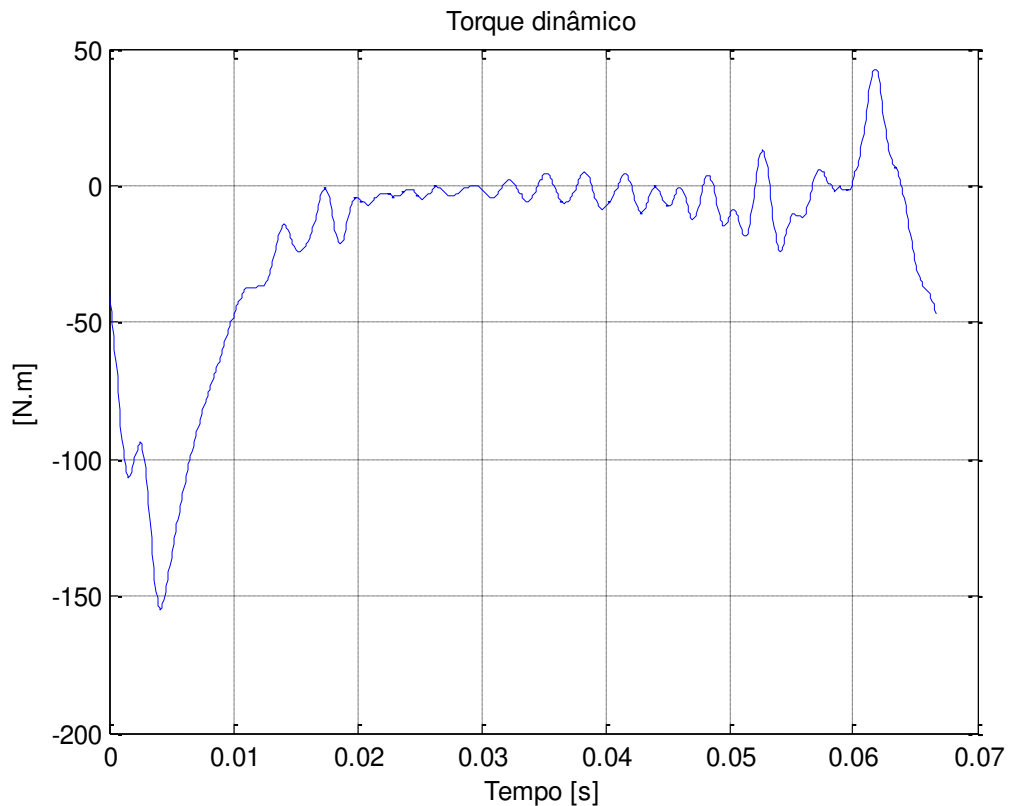


Figura 3.3: Torque de acionamento do compressor a 900 rpm.

A flutuação de torque apresentada na figura anterior resulta em deslocamentos angulares irregulares que promovem o impacto entre os dentes das engrenagens o que acaba resultando em ruído nas condições de baixa rotação do motor, principalmente nos instantes em que o compressor está operando com carga, comprimindo ar para os reservatórios do sistema de frenagem. A fim de reduzir esse ruído de *rattle*, um dos artifícios empregados é a utilização da engrenagem pré-tensionada, cujo desenho é apresentado na Figura 3.4.

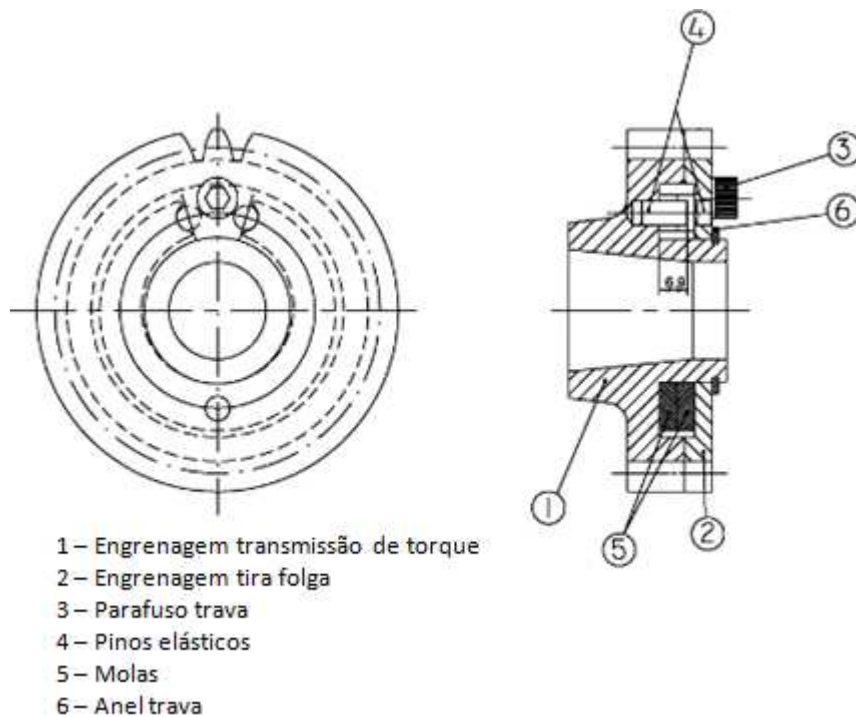


Figura 3.4: Detalhes da engrenagem pré-tensionada.

O desacoplamento promovido pelas molas (em formato de ferradura) que ficam entre a engrenagem de transmissão de torque (larga) e a engrenagem tira-folgas (estreita), faz com que o impacto entre os dentes seja minimizado. Essa redução ocorre com o aumento da rigidez torcional do conjunto até certo limite, onde a percepção subjetiva do ruído de *rattle* permanece inalterada. O “estrangulamento” da folga entre os dentes acaba produzindo efeitos desfavoráveis nas rotações mais altas do motor, quando o ruído de *whine* passa a ser predominante. Portanto, observa-se que existe um compromisso na escolha correta da rigidez das molas de modo a reduzir o *rattle* nas baixas rotações e não gerar *whine noise* nas altas rotações.

Um modelo matemático equivalente foi desenvolvido de modo a reproduzir o torque dinâmico de acionamento do compressor, de modo que o mesmo possa ser utilizado no sistema de HIL que irá simular as condições reais de operação do compressor em regime de carga.

3.1.1 Estudo Cinemático do Compressor de Ar

Do equacionamento cinemático e dinâmico apresentado por Mendes, A. S. (2005), determina-se o torque atuante no eixo do virabrequim do compressor de ar, através das equações descritas a seguir, tendo como referência os dados geométricos apresentados na próxima figura.

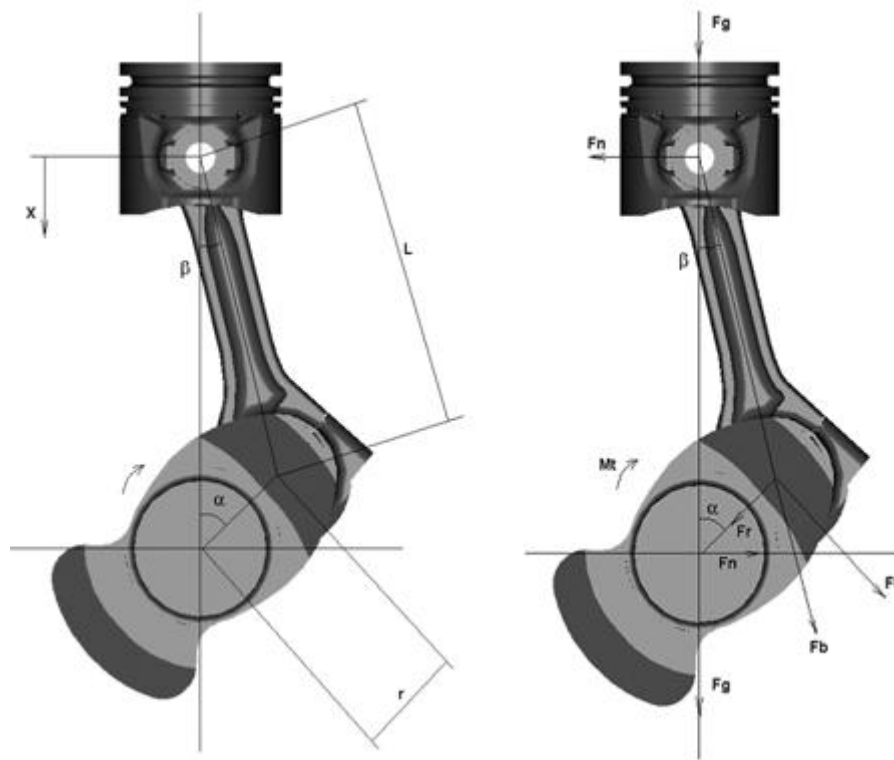


Figura 3.5: Detalhes do sistema biela-manivela.

A força de inércia em função do ângulo do virabrequim (α) gerada pelo movimento alternativo do pistão é uma função da massa do pistão completo, da parcela da massa alternativa da biela, do meio curso do pistão e da velocidade angular do virabrequim. Pode-se calcular esse carregamento através da seguinte equação, deduzida por Brunetti F. e Garcia O. (1992):

$$F_{ia}(\alpha) = m_a \cdot r \cdot \omega^2 \left(\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\alpha + \frac{9\lambda^5}{128} \cos 6\alpha \right). \quad (3.1)$$

onde: λ é relação entre o raio da manivela e o comprimento da biela.

O outro esforço atuante no pistão é a força gerada durante a compressão do ar. Conhecendo-se a variação da pressão interna no cilindro em função do ângulo do virabrequim e o diâmetro do pistão, pode-se determinar esse esforço durante uma revolução completa do conjunto, como segue:

$$F_g(\alpha) = p(\alpha) \cdot \frac{\pi \cdot dp^2}{4}. \quad (3.2)$$

A figura seguinte apresenta uma medição da variação da pressão no interior do cilindro do compressor em função do ângulo do virabrequim, sendo esta curva fornecida pelo fabricante do equipamento (cortesia Knorr-Bremse).

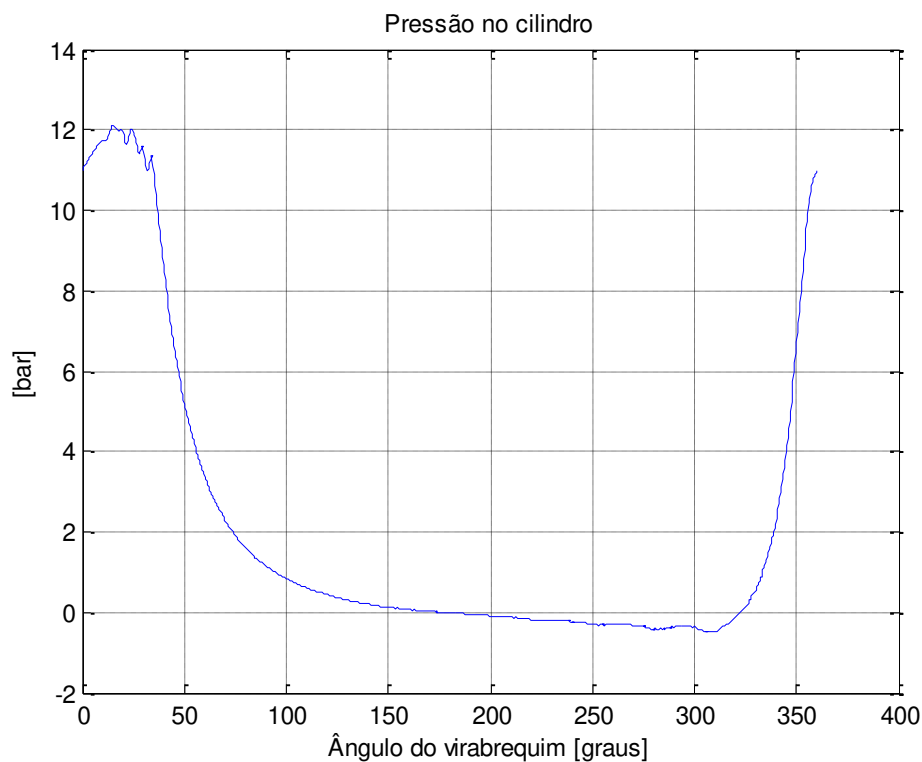


Figura 3.6: Variação da pressão no interior do cilindro do compressor.

Pode-se então transferir esses dois esforços atuantes no pistão, para o moente do virabrequim, através das Equações (3.3) e (3.4), que são as forças tangenciais devidas às massas oscilantes e à pressão do ar no interior do cilindro respectivamente.

$$F_{ia} = F_{ia} \cdot \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (3.3)$$

e

$$F_{ip} = F_g \cdot \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.4)$$

Da soma vetorial desses esforços, obtemos a força tangencial resultante atuante no virabrequim e multiplicando-se essa força pelo meio curso do pistão, determina-se o torque atuante no virabrequim. Das próximas equações podem-se calcular respectivamente essas duas grandezas.

$$\vec{F}_t = \vec{F}_{ip} + \vec{F}_{ia} \quad (3.5)$$

e

$$M_t(t) = F_t \cdot r. \quad (3.6)$$

O próximo gráfico mostra a variação desse torque em função do ângulo do virabrequim.

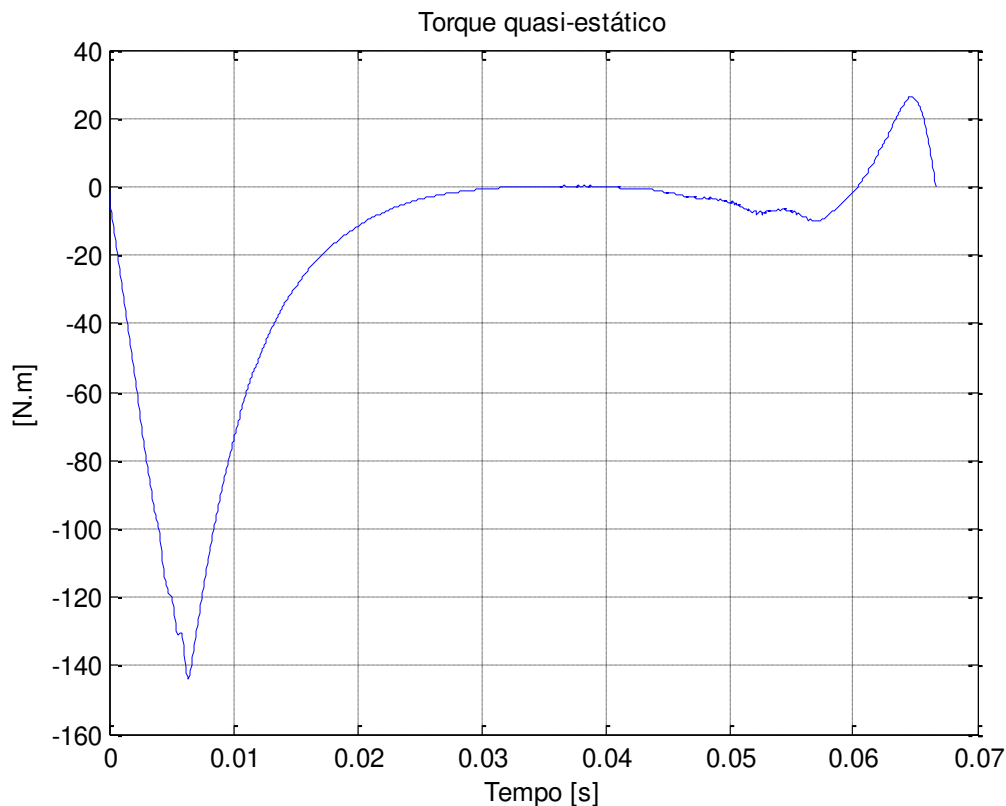


Figura 3.7: Variação do torque de acionamento do compressor.

3.1.2 Modelo Elástico do Compressor e Determinação da Resposta Dinâmica

Foi determinado na seção anterior o torque de acionamento atuante no eixo do virabrequim do compressor considerando-se os componentes como sendo perfeitamente rígidos. O modelo desenvolvido a seguir irá considerar a elasticidade do conjunto para que se obtenha a resposta dinâmica do sistema.

Como demonstrado por Mendes, A. S. (2005), discretiza-se o virabrequim do compressor em um modelo massa-mola torcional, para a obtenção do torque dinâmico de acionamento do componente a ser aplicado no modelo de HIL. A próxima figura apresenta o modelo elástico das partes internas do compressor. Os valores de inércia, rigidez torcional e amortecimento absoluto são indicados na Tabela 3.1.

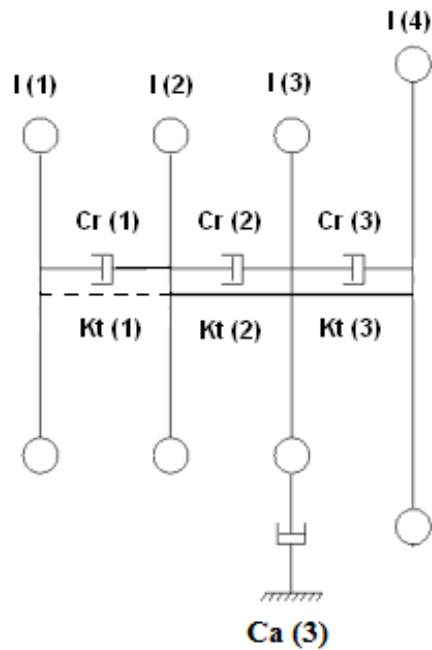


Figura 3.8: Modelo elástico equivalente do virabrequim do compressor de ar.

Tabela 3.1: Características dinâmicas do sistema.

Componente	Inércia [kg.m ²]	Rigidez torcional [N.m/rad]	Amortecimento absoluto [N.m.s/rad]
Engrenagem tira-folga	I (1) = 0,00026	Kt (1) = 836	0
Engrenagem de transmissão de torque	I (2) = 0,00066		Kt (2) = 149253
Manivela do virabrequim	I (3) = 0,001	Kt (3) = 6300	
Dispositivo de medição	I (4) = 0,012		

Na inércia da manivela do virabrequim, deve-se adicionar a inércia das partes alternativas que incluem o pistão completo e a massa alternativa da biela. A Equação 3.7 indica a expressão para a determinação desse valor, cuja dedução é apresentada por Brunetti F. e Garcia O. (1992).

$$I_{alt} = m_a \cdot r^2 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\chi^2}{8} \right). \quad (3.7)$$

Os coeficientes de amortecimento relativo (Cr) são determinados pelo número de perda que é descrito através de uma relação que envolve a rigidez torcional e a frequência de excitação do conjunto e é expressa pela Equação 3.8. Nesse caso, o número de perda foi adotado como sendo 0,01, e então obtém-se:

$$\chi = \tan \delta = \frac{Cr \cdot \Omega}{Kt}. \quad (3.8)$$

Através da equação diferencial para sistemas mecânicos vibratórios (Equação 3.9) e das características dinâmicas do sistema, é possível obtermos os deslocamentos angulares em função do tempo para cada uma das inércias. O torque dinâmico pode ser calculado como sendo a diferença entre as amplitudes instantâneas de duas inércias consecutivas, multiplicada pela rigidez torcional entre as mesmas.

$$[I_M] \cdot \{\ddot{\theta}(t)\} + [C] \cdot \{\dot{\theta}(t)\} + [Kt] \cdot \{\theta(t)\} = \{T(t)\}. \quad (3.9)$$

onde:

$$\{T(t)\} = \{0 \quad 0 \quad M_t^1(t) \quad 0\}^T.$$

A função periódica do torque de excitação é expandida em um determinado número de termos (w) da série de Fourier e seu equacionamento é mostrado a seguir:

$$M_t^k(t) = \frac{A_0^k}{2} + \sum_{n=1}^w [A_n^k \cdot \cos(n\omega \cdot t) + B_n^k \cdot \text{sen}(n\omega \cdot t)]. \quad (3.10)$$

A expressão anterior é uma equação genérica para equipamentos que podem possuir (k) cilindros. No caso do compressor de ar, existe apenas um cilindro, $k = 1$, essa equação também será utilizada no motor de combustão interna de quatro cilindros que será estudado adiante nessa tese.

Conforme discutido em Mendes, A. S. (2005) serão adotados 24 termos da série de Fourier para representar a função de excitação. Esse número de termos é suficiente para a expansão do torque sem que haja perda nas amplitudes das respostas.

Utilizando-se as relações de Euler podemos representar a Equação 3.10 em termos de equações exponenciais e fatores que são funções dos termos da série de Fourier.

$$M_t^k(t) = \frac{A_0^k}{2} + \sum_{n=1}^{24} \left[C_n^k \cdot e^{in\omega t} + \bar{C}_n^k \cdot e^{-in\omega t} \right]. \quad (3.11)$$

onde:

$$C_n^k = \frac{1}{2} \cdot (A_n^k - iB_n^k) \quad \text{e} \quad \bar{C}_n^k = \frac{1}{2} \cdot (A_n^k + iB_n^k).$$

Definem-se agora o vetor de estado e sua derivada no tempo:

$$x(t) = \begin{Bmatrix} \theta(t) \\ \dot{\theta}(t) \end{Bmatrix} \quad \text{e} \quad \dot{x}(t) = \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}(t) \\ \dot{\theta}(t) \end{Bmatrix}. \quad (3.12)$$

O comportamento dinâmico do virabrequim pode ser representado através de um sistema de equações diferenciais de 1ª ordem como segue:

$$\dot{x}(t) = A \cdot x(t) + b(t) \quad \text{e} \quad x(0) = \begin{Bmatrix} \theta(0) \\ \dot{\theta}(0) \end{Bmatrix}. \quad (3.13)$$

onde $x(0)$ é a condição inicial do sistema, sendo essa adotada como nula. A matriz de estado $[A]$ e o vetor das excitações $\{b(t)\}$ são expressos como segue:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -I_M^{-1} \cdot Kt & -I_M^{-1} \cdot C \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad b(t) = \begin{Bmatrix} 0 \\ I_M^{-1} \cdot T(t) \end{Bmatrix}. \quad (3.14)$$

Expandindo e simplificando o vetor $\{b(t)\}$, conforme demonstrado em Mendes, A. S. (2005) e em Muller P. C. e Schiehlen W. O. (1985), chegamos à equação abaixo:

$$b(t) = \frac{b_o}{2} + \sum_{n=1}^{24} [b_n \cdot e^{in\omega t} + \overline{b_n} \cdot e^{-in\omega t}]. \quad (3.15)$$

No caso do compressor tem-se a seguinte configuração para o vetor $\{b(t)\}$:

$$b_o = \left\{ \{0\}; 0 \quad 0 \quad \frac{A_0^1}{I(3)} \quad 0 \right\}^T; \quad b_n = \left\{ \{0\}; 0 \quad 0 \quad \frac{C_n^1}{I(3)} \quad 0 \right\}^T; \quad \overline{b_n} = \left\{ \{0\}; 0 \quad 0 \quad \frac{\overline{C_n^1}}{I(3)} \quad 0 \right\}^T;$$

$$\{0\} = \{0 \quad 0 \quad 0 \quad 0\}^T.$$

A resposta dinâmica do sistema é determinada através da matriz de transição de estado, ou matriz fundamental e da integral de convolução, cujas equações são apresentadas a seguir e podem ser verificadas com detalhes em Muller P. C. e Schiehlen W. O. (1985):

$$\Phi(t) = e^{A \cdot t}, \quad (3.16)$$

$$x(t) = \Phi(t) \cdot x(0) + \frac{1}{2} \int_0^t \Phi(t-\tau) \cdot b_0 \cdot d\tau + \sum_{n=1}^{24} \int_0^t \Phi(t-\tau) \cdot (b_n \cdot e^{in\omega\tau} + \bar{b}_n \cdot e^{-in\omega\tau}) d\tau. \quad (3.17)$$

Desconsiderando o termo das respostas transitórias e o termo constante da série de Fourier, pode-se simplificar a equação como segue:

$$x(t) = \sum_{n=1}^{24} \int_0^t \Phi(t-\tau) \cdot (b_n \cdot e^{in\omega\tau} + \bar{b}_n \cdot e^{-in\omega\tau}) d\tau. \quad (3.18)$$

Resolvendo as integrais do somatório e aplicando-se a propriedade comutativa da matriz de transição de estado, pode-se definir finalmente a matriz de frequência e o vetor de resposta em frequência e seus conjugados:

$$F_n = (in\omega \cdot I - A)^{-1} \quad \text{e} \quad \bar{F}_n = (-in\omega \cdot I - A)^{-1}, \quad (3.19)$$

$$g_n = F_n \cdot b_n \quad \text{e} \quad \bar{g}_n = \bar{F}_n \cdot \bar{b}_n. \quad (3.20)$$

Pode-se dizer ainda que a resposta do sistema para uma ordem n poderá ser obtida através da Equação 3.21, considerando-se que $t \rightarrow \infty$ e que o sistema seja assintoticamente estável.

$$x_n(t) = \theta_n(t) = g_n \cdot e^{in\omega t} + \bar{g}_n \cdot e^{-in\omega t}. \quad (3.21)$$

Utilizando-se as relações de Euler, pode-se afirmar que:

$$\theta_{n_j}(t) = 2 \cdot \text{Re}(g_{n_j}) \cdot \cos(n\omega \cdot t) - 2 \cdot \text{Im}(g_{n_j}) \cdot \text{sen}(n\omega \cdot t). \quad (3.22)$$

Através das relações trigonométricas, é possível obter as equações que determinam a amplitude de vibração e a fase para cada ordem n da excitação e cada inércia j :

$$\theta_{n_j} = \Theta_{n_j} \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t - \phi_{n_j}), \quad \text{Com: } j = 1 \dots 4 \text{ e } n = 1 \dots 24, \quad (3.23)$$

onde a amplitude de vibração e a fase serão:

$$\Theta_{n_j} = 2 \cdot \sqrt{[\text{Re}(g_{n_j})]^2 + [\text{Im}(g_{n_j})]^2} = 2 \cdot |g_{n_j}| \quad \text{e} \quad \phi_{n_j} = \text{atan} \frac{-\text{Im}(g_{n_j})}{\text{Re}(g_{n_j})}. \quad (3.24)$$

Finalmente, pode-se obter a amplitude global de vibração torcional como segue:

$$\theta_j = \sum_{n=1}^{24} \Theta_{n_j} \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t - \phi_{n_j}). \quad (3.25)$$

E dessa forma, o torque dinâmico atuante entre duas inércias consecutivas é obtido pelo módulo da diferença entre os seus deslocamentos angulares multiplicados pela rigidez torcional dinâmica, como mostrado na equação abaixo:

$$T_{j-1} = |\theta_j - \theta_{j-1}| \cdot Kt_{j-1} \quad ; \quad \text{com } j = 2 \dots 4. \quad (3.26)$$

Tendo como base as equações e métodos descritos anteriormente, o torque dinâmico calculado pela Equação 3.26 foi aplicado à engrenagem do compressor. O dispositivo utilizado nesse ensaio de HIL pode ser visto no Capítulo 4.

A seguir apresentam-se as considerações teóricas para o desenvolvimento do modelo matemático utilizado para a aplicação da técnica de *Hardware-in-the-Loop* em um amortecedor de vibrações torcionais.

3.2 HIL Aplicado ao Amortecedor de Vibrações Torcionais do Motor

Verificou-se, após o tratamento dos sinais e análise dos resultados, que as metodologias utilizadas, bem como os equipamentos considerados, apresentaram desempenho satisfatório para a realização dos ensaios com a engrenagem do compressor de ar e, sendo assim, o procedimento descrito anteriormente foi considerado para a aplicação da técnica de HIL no amortecedor de vibrações torcionais do motor de combustão interna.

No início dos trabalhos, optou-se pela aplicação do HIL em um TVD elastomérico utilizado em um motor Diesel de 3,0 litros. Porém, devido aos elevados valores de torque e às frequências de excitação requeridas, não foi possível a utilização do atuador torcional disponível e decidiu-se então pela aplicação da técnica em um *damper* utilizado num motor com ignição por centelha. As principais características do propulsor utilizado nesse estudo estão descritas abaixo:

Motor SOHC 1.8 litros com 4 cilindros em linha;

Combustível: Etanol;

Potência máxima: 85 kW a 5600 rpm;

Torque máximo: 175 N.m a 2800 rpm;

Rotação máxima: 6300 rpm;

Comprimento da biela: 129,75 mm;

Diâmetro do cilindro: 80,5 mm;

Curso do pistão: 88,2 mm.

O sistema analisado é composto basicamente pelo virabrequim, bielas, pistões completos, volante e *damper*. A próxima figura ilustra as partes rotativas do sistema que foi objeto de estudo dessa tese. Apenas os pistões e bielas não foram representados na imagem.

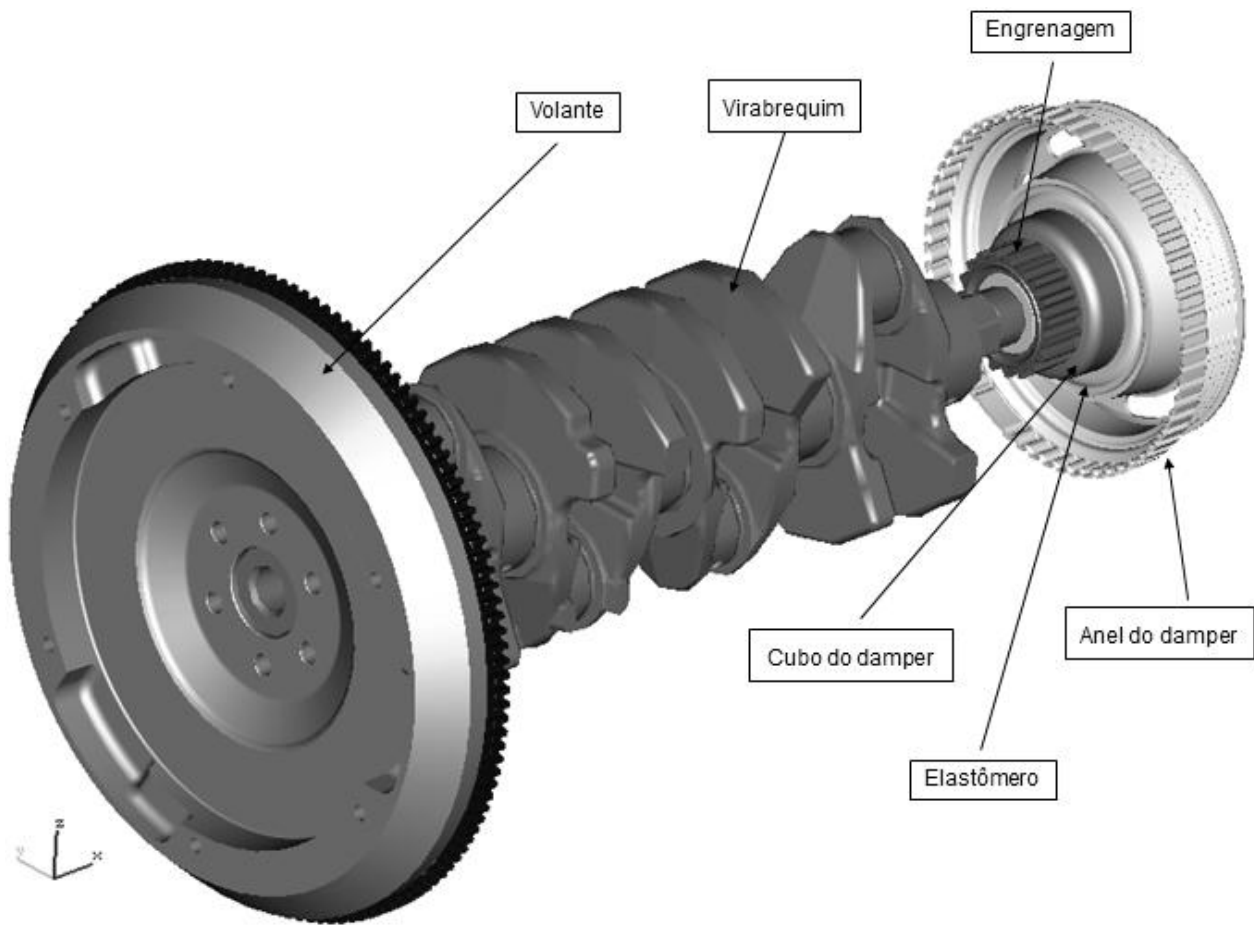


Figura 3.9: Partes rotativas do sistema analisado.

Através de programas de simulações numéricas, determinaram-se as inércias e rigidezes torcionais para a construção do modelo elástico equivalente que será utilizado para o cálculo das cargas dinâmicas, que serão aplicadas pelo atuador hidráulico. Esse sistema possui 10 graus de liberdade quando se inclui o acionamento por correia dos agregados frontais do motor.

A engrenagem acoplada ao virabrequim é responsável pelo acionamento do comando de válvulas e da bomba d'água do motor através de uma correia dentada. Esses componentes são representados pela inércia $I(4)$ no modelo equivalente.

A representação esquemática desse modelo pode ser vista na Figura 3.10:

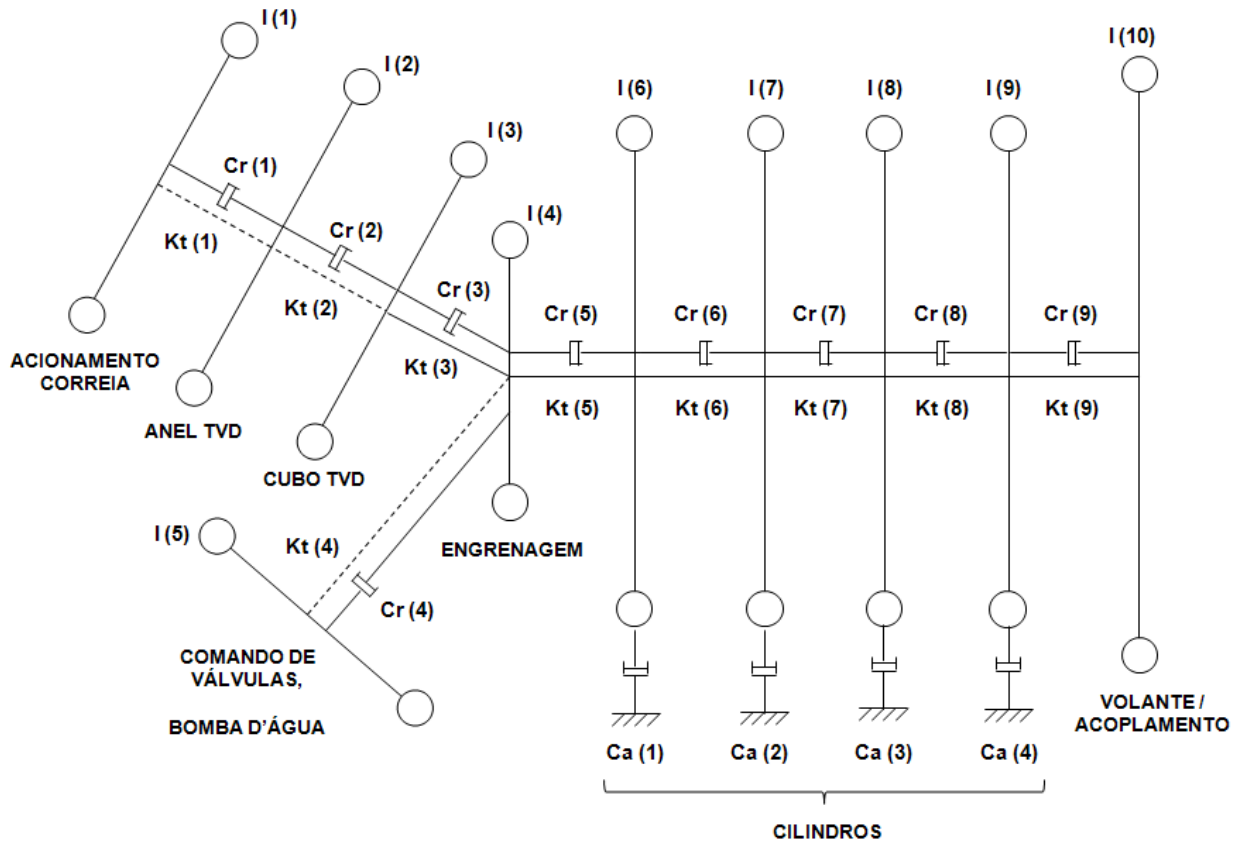


Figura 3.10: Modelo elástico equivalente completo do motor.

Conforme apresentado por Duque E.L. e Nigro F.B.E. (2007), é possível desconsiderar a inércia dos componentes montados após o sistema de embreagem do motor, tendo em vista que na maioria dos casos existem molas torcionais no disco de embreagem que promovem o desacoplamento dinâmico entre o motor e a transmissão, em função da baixa rigidez existente na conexão entre os sistemas. O que geralmente se verifica quando se simulam ou se medem as vibrações torcionais, tanto em veículo quanto em dinamômetro, é que se notam apenas algumas pequenas variações nas amplitudes de vibração em baixas rotações, geradas pelas primeiras ordens da excitação.

No caso de um motor de quatro cilindros, como o considerado nesse estudo, a segunda ordem de vibração apresentará pequenas diferenças de amplitude nas rotações próximas da marcha lenta, quando se comparam as medições em veículo e as realizadas em dinamômetro. Ainda assim, como a verificação do comportamento dinâmico do *damper* deve ser feita próxima das regiões de ressonância do conjunto, os resultados das análises de vibrações torcionais não serão afetados pela desconsideração do sistema de transmissão do veículo.

A Figura 3.11 apresenta o modelo de elementos finitos utilizado para a obtenção das rigidezes torcionais e inércias do sistema. As indicações na figura mostram as regiões seccionadas para a determinação dessas grandezas.

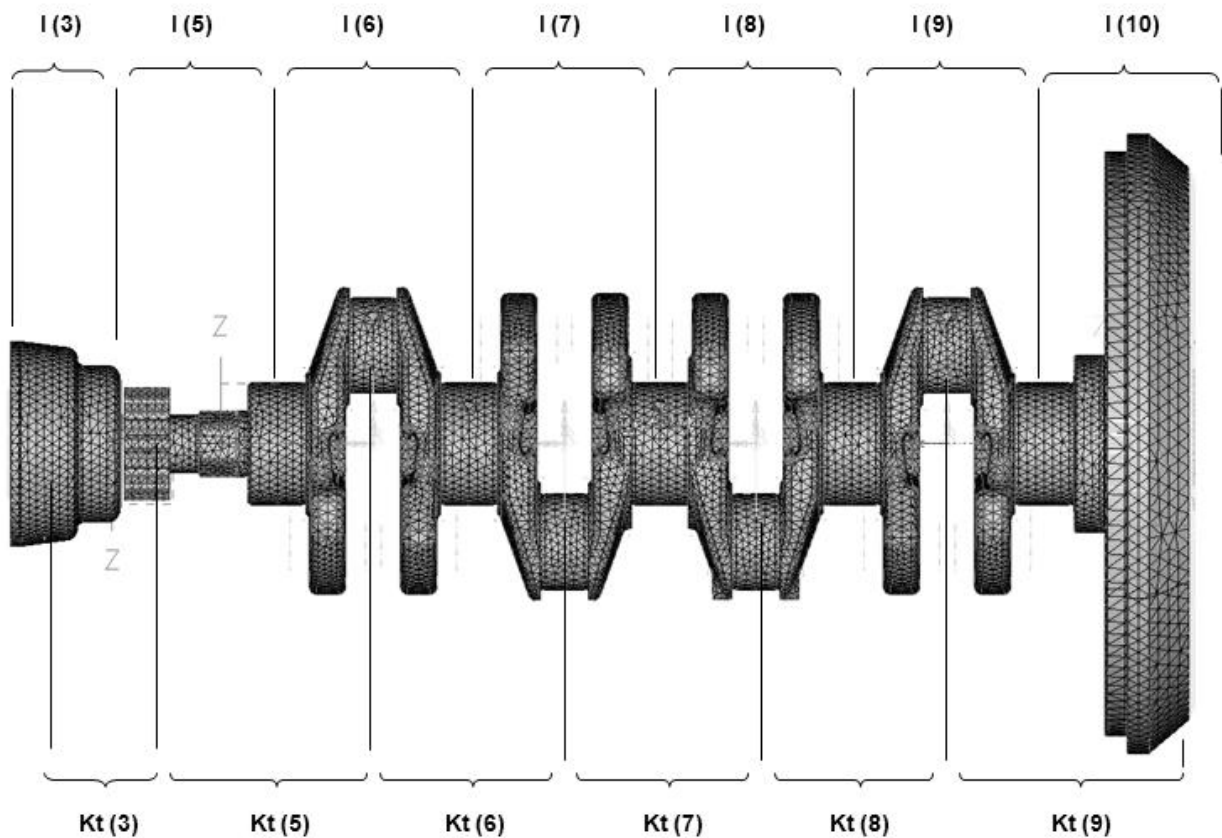


Figura 3.11: Modelo de elementos finitos.

A potência dissipada pelo amortecedor de vibrações torcionais foi calculada considerando-se o quadrado da diferença entre as velocidades angulares das inércias do anel e do cubo do TVD, determinadas para cada ordem de excitação, multiplicada pelo coeficiente de amortecimento relativo entre as mesmas. Integrando esse resultado no tempo iremos obter a potência média no intervalo considerado, que pode ser quantificada pela próxima equação:

$$\dot{Q}_2 = \int_0^t Cr_2 \cdot \left(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2 \right)^2 dt . \quad (3.28)$$

Pode-se ainda determinar a tensão de cisalhamento atuante na borracha do *damper* através da Equação 3.29, conhecendo-se as características geométricas e propriedades do material do anel de borracha do TVD:

$$\tau_2 = \frac{|\theta_3 - \theta_2| \cdot Kt_2}{W_t} . \quad (3.29)$$

onde: W_t é o módulo de torção do anel de borracha do *damper*.

Outra grandeza que pode ser quantificada é a deformação máxima atuante na borracha do amortecedor de vibrações torcionais. Para se determinar o seu valor, em porcentagem, é necessário conhecer o máximo raio do anel de borracha (R) e a sua espessura (e), sendo aplicada a equação:

$$\varepsilon_2 = \frac{\tau_{2\max} \cdot Wt_2}{Kt_2} \cdot \frac{R}{e} \cdot 100 . \quad (3.30)$$

Essas últimas equações fornecem valores de tensão e deformação que devem ser utilizados como referência, pois, o comportamento não-linear da borracha não está sendo levado em

consideração. Porém, em função dos pequenos deslocamentos angulares existentes, pode-se considerar essa aproximação.

Dessa forma, o modelo elástico para as simulações de *Hardware-in-the-Loop* é mostrado na Figura 3.13.

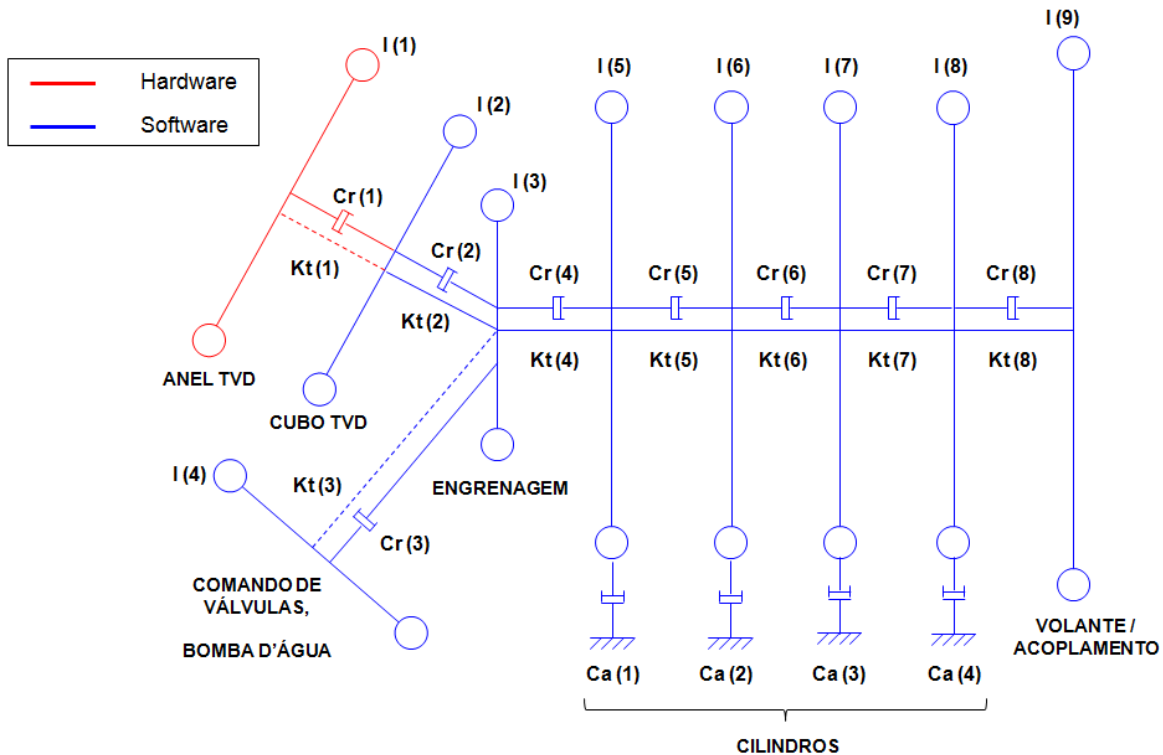


Figura 3.13: Modelo elástico equivalente para os ensaios de HIL.

O anel do TVD não foi considerado no modelo equivalente, tendo em vista que nos ensaios de *Hardware-in-the-loop* o sistema deverá atualizar a resposta espontaneamente ao sinal aplicado no cubo do *damper*, da mesma forma como se o anel do TVD fosse parte integrante desse conjunto.

Capítulo 4

Análise Experimental

Para o controle em tempo real dos eventos foi utilizada uma placa dSPACE DS1102. A Figura 4.1 apresenta uma imagem do computador utilizado nos ensaios, com os seguintes *softwares* instalados: MATLAB / SIMULINK versão 6.0 para simulação da resposta dinâmica do virabrequim e o dSPACE *Control Desk* para gerenciamento dos sinais de entrada e saída do HIL.



Figura 4.1: Microcomputador PC com placa de aquisição de dados dSPACE DS1102.

Durante o desenvolvimento inicial dos ensaios de HIL, optou-se pela utilização de um atuador hidráulico linear e um dispositivo para conversão dos movimentos retilíneos em deslocamentos angulares. Essa decisão foi tomada devido à simplicidade e disponibilidade desse tipo de equipamento. Esses componentes são apresentados na Figura 4.2.



Figura 4.2: Atuador linear e dispositivo para aplicação de torque no *damper*.

Porém, pela necessidade de se atingirem frequências elevadas e deslocamentos angulares com amplitudes da ordem de $0,2^\circ$, acabou-se descartando esse equipamento devido aos resultados dispersos e sem correlação com os dados reais. A grande inércia do atuador linear foi a principal responsável pelo descarte desse dispositivo. As ressonâncias da chapa utilizada para a conexão entre o atuador e o dispositivo também influenciaram para a decisão de abandonar esse tipo de sistema.

Outra tentativa foi a utilização de um *shaker* eletro-dinâmico como atuador. Esse tipo de equipamento tem a capacidade de operar em frequências mais altas que os atuadores hidráulicos, mas mesmo assim os resultados obtidos foram desfavoráveis devido às ressonâncias dos *stingers* utilizados como acoplamento entre o equipamento e o dispositivo.

Várias tentativas foram realizadas com *stingers* de diferentes dimensões e materiais, porém, todas elas apresentaram resultados incoerentes e sem correlação prática. Os rolamentos auto-compensadores do dispositivo também apresentaram ressonâncias que prejudicaram a interpretação dos resultados. A próxima figura apresenta uma imagem do *shaker* utilizado na tentativa de montagem do sistema para realização dos testes de HIL.



Figura 4.3: *Shaker* eletro-dinâmico utilizado como atuador do sistema de HIL.

4.1 Simulações do Compressor de Ar do Sistema de Frenagem Utilizando a Técnica de *Hardware-in-the-Loop* (HIL)

O dispositivo apresentado a seguir é constituído por um atuador hidráulico torcional SCHENCK com capacidade máxima para aplicação de 250 N.m, uma célula de carga de fabricação SCHENCK para a medição do torque aplicado e acelerômetros colados nos dentes das duas engrenagens que compõem a engrenagem pré-tensionada (componentes 1 e 2 da Figura 3.4), para posterior aquisição dos deslocamentos angulares a partir da integração dupla dos sinais de aceleração tangencial medidos nos ensaios. Durante os ensaios foi feita a comparação do ruído gerado pelas batidas entre os dentes, ora considerando a atuação da engrenagem pré-tensionada, ora travando seu mecanismo de molas de modo a simular um componente convencional.

A próxima figura mostra uma imagem do dispositivo descrito anteriormente.

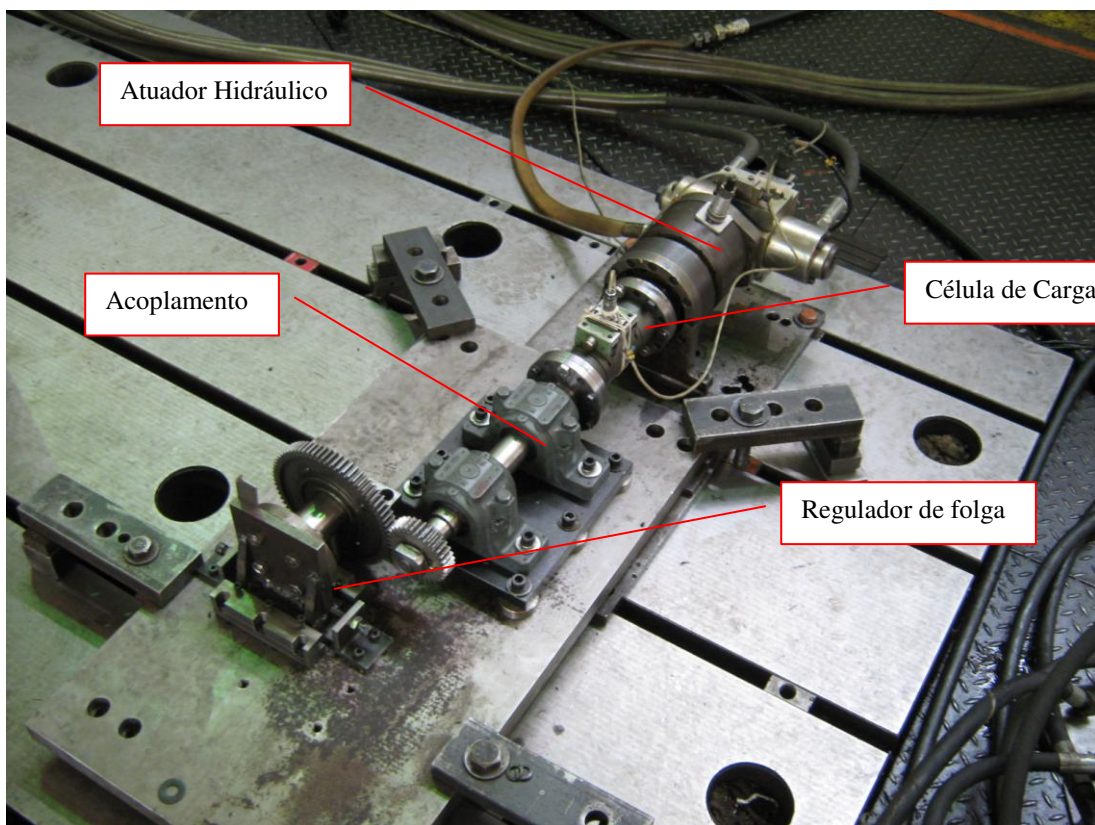


Figura 4.4: Dispositivo para simulação de HIL na engrenagem pré-tensionada.

As Figuras 4.5 (a) e (b) apresentadas a seguir ilustram respectivamente a forma utilizada para medição da folga entre dentes após a fixação das engrenagens e o posicionamento dos acelerômetros e do microfone para obtenção dos dados. A folga entre dentes especificada no projeto do trem de engrenagens varia entre 0,05 mm e 0,25 mm. No presente caso, essa folga resultou no valor de 0,25 mm após a fixação dos componentes no dispositivo.

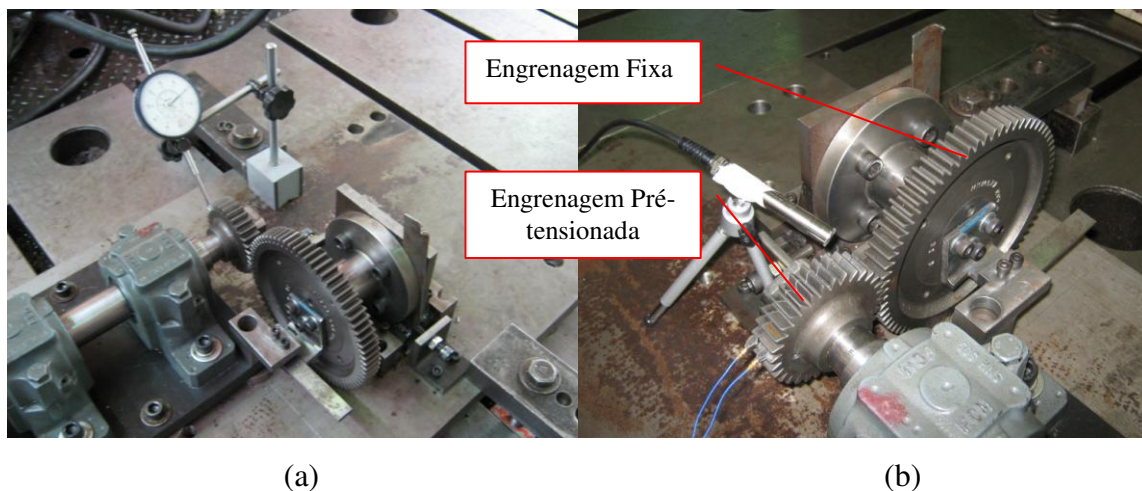


Figura 4.5: (a) Detalhes da medição da folga entre dentes e (b) posicionamento dos acelerômetros.

As acelerações foram medidas utilizando-se o sistema de aquisição e processamento de sinais NetDB 12 com o *software* de aquisição 01dB Metravib dBFA suíte 4.8.1, apresentado na Figura 4.6 com uma taxa de amostragem de 12800 Hz. As sensibilidades dos acelerômetros (PCB Piezotronics) foram as seguintes:

Engrenagem larga: 18,999 mV/g,

Engrenagem estreita: 18,230 mV/g.



Figura 4.6: Equipamento para a aquisição das acelerações – NetDB 12.

Foi então desenvolvido um programa em ambiente MATLAB/SIMULINK para a geração do sinal do torque dinâmico calculado conforme a Equação 3.26, o qual deverá ser aplicado no dispositivo de modo a simular o funcionamento do compressor de ar. Esse componente é acionado pelo trem de engrenagens do motor e no caso, a engrenagem responsável pelo fornecimento de torque para o compressor é a do comando de válvulas, indicada na Figura 4.5 como engrenagem fixa.

Esse sinal calculado no MATLAB é então transferido para o diagrama de blocos do SIMULINK, através de uma toolbox específica para compilação dos dados para a placa dSPACE modelo DS1102. A próxima figura mostra o diagrama desenvolvido no SIMULINK para o processamento em tempo real. O sinal armazenado no *Workspace* do MATLAB é então lido no SIMULINK, podendo este ser visualizado em um *Scope* do programa. Através de um conversor de sinais D/A o sinal elétrico é então disponibilizado na saída #1 da dSPACE (*Output #1*), cuja variação no tempo é idêntica à do torque dinâmico do compressor e possui valores de pico limitados a +/- 10V em função da configuração da placa.

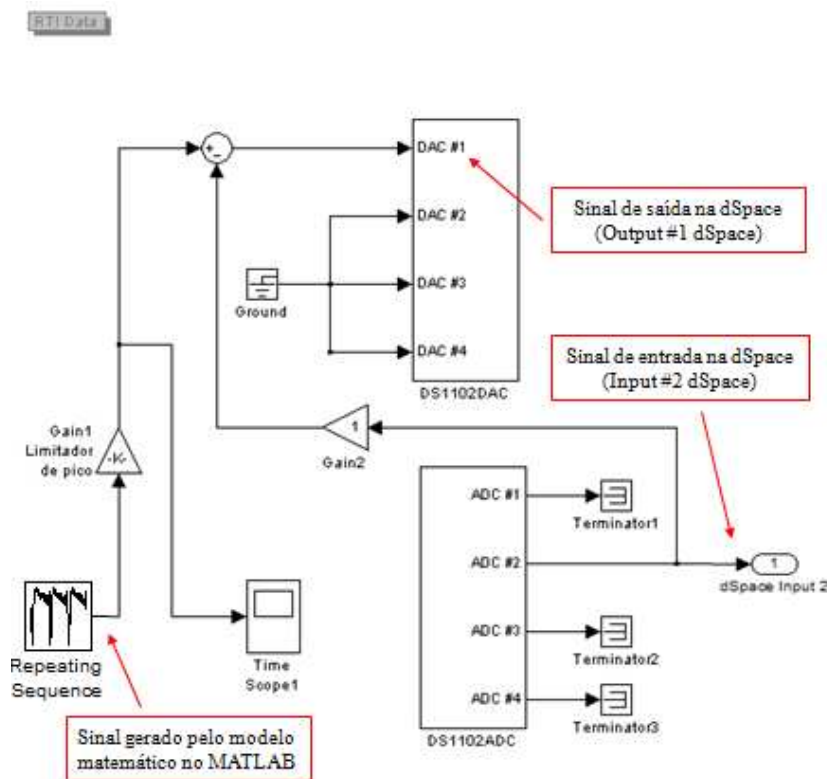


Figura 4.7: Diagrama elaborado no SIMULINK para geração do sinal de atuação.

Esse sinal é então enviado ao sistema de controle do atuador hidráulico (neste experimento um controlador INSTRON - LABTRONIC 8800), que promove a conversão do sinal de tensão em torque. O sinal enviado pela dSPACE possui um valor inferior de tensão limitado a -10 V, que é então multiplicado pelo fator de 16,26 N.m/V o que resulta no valor mínimo do torque do compressor, ou seja, -162,6 N.m.

O sinal do torque medido pela célula de carga, é então lido no controlador com uma taxa de amostragem de 10 kHz e enviado para a entrada #2 da placa dSPACE (*Input #2*). Utilizando-se um conversor A/D esse sinal é então realimentado fazendo com que o sistema opere em malha fechada e dessa forma os sinais de atuação e resposta são interdependentes, o que permite o funcionamento da bancada de HIL.

A próxima figura apresenta uma imagem do controlador INSTRON - LABTRONIC 8800 utilizado nos ensaios.



Figura 4.8: Controlador do atuador hidráulico.

Esses sinais são lidos simultaneamente num osciloscópio e no *Control Desk* da placa dSPACE, para possibilitar a comparação dos valores de pico e efetuar eventuais calibrações introduzindo-se manualmente os ganhos necessários.

4.2 Simulações do Amortecedor de Vibrações Torcionais do Motor Utilizando a Técnica de *Hardware-in-the-Loop* (HIL)

Nessa fase do trabalho será aplicada a técnica de HIL no amortecedor de vibrações torcionais. Aplicam-se ao atuador torcional os deslocamentos existentes na extremidade livre do virabrequim, considerando-se que o sistema elástico possui todas as inércias do modelo exceto o anel do TVD. Dessa forma, pode-se medir simultaneamente o deslocamento angular calculado no MATLAB e enviado pela placa dSPACE, o deslocamento angular real do atuador hidráulico torcional e o torque dinâmico atuante entre o cubo do *damp*er e a célula de carga. O dispositivo utilizado para esse ensaio é mostrado na Figura 4.9.

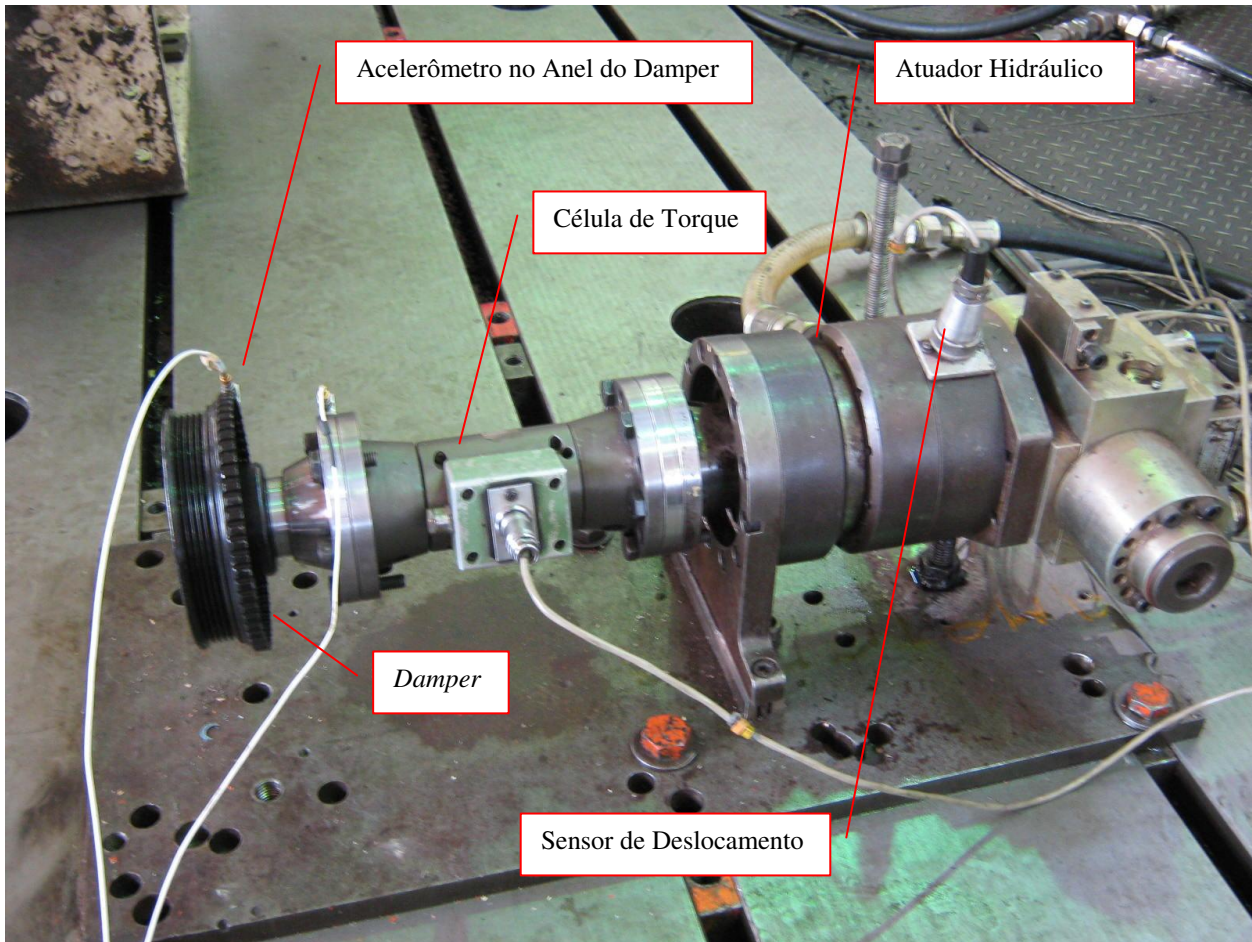


Figura 4.9: Dispositivo para simulação de HIL no amortecedor de vibrações torcionais.

Simulou-se então o motor a plena carga em dinamômetro, onde não foram consideradas as inércias do acionamento frontal por correia nem o anel do amortecedor de vibrações torcionais, visto que o sistema deverá modificar a sua resposta dinâmica automaticamente em função das variações das propriedades do elastômero. Foram consideradas apenas as leituras do acelerômetro posicionado no anel do TVD para a determinação do seu deslocamento angular. As leituras do acelerômetro posicionado no cubo do *dampers* não foram consideradas.

Na próxima figura, pode-se observar o diagrama de blocos do sistema completo utilizado no ensaio de HIL para o amortecedor de vibrações torcionais.

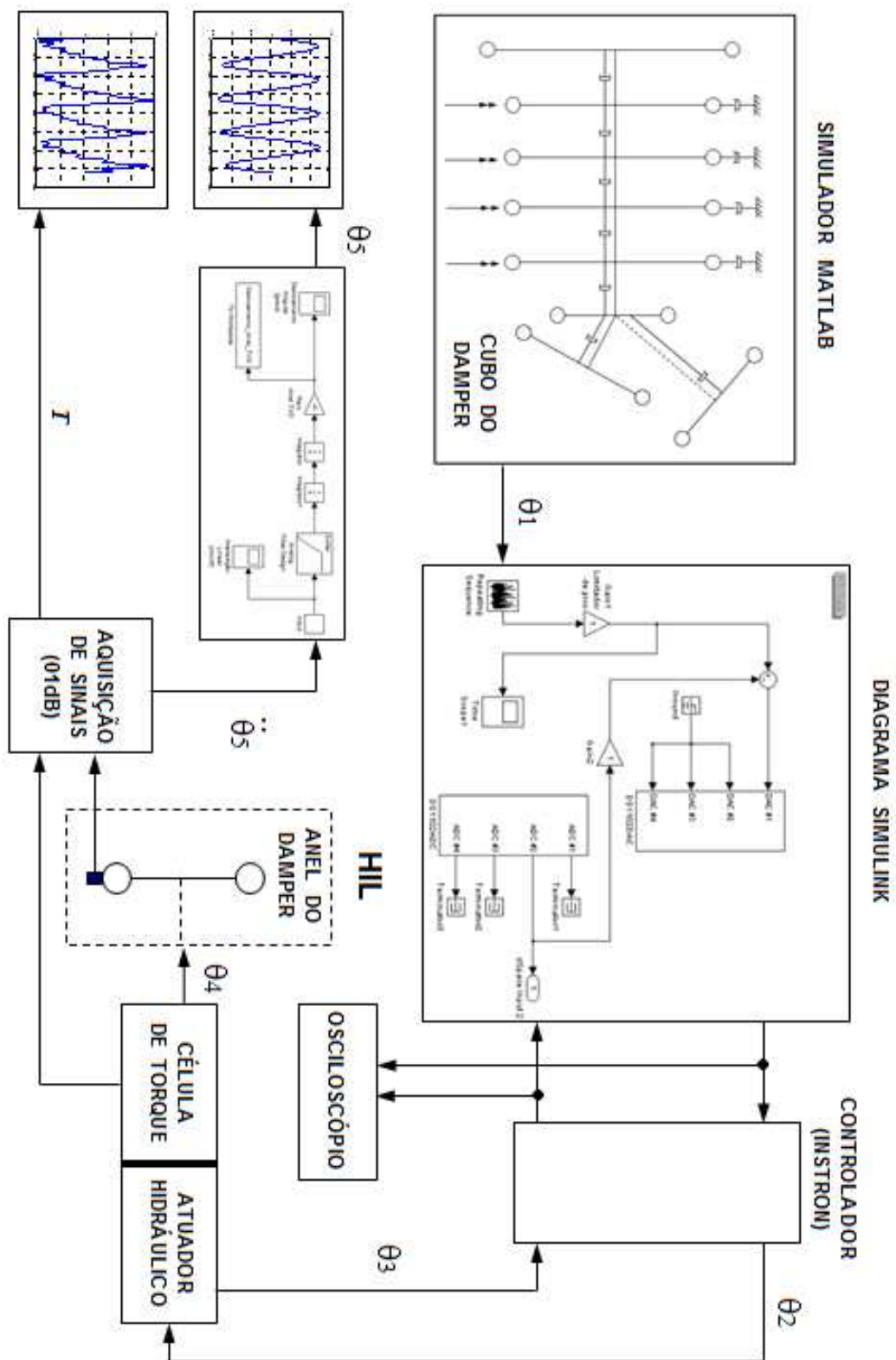


Figura 4.10: Diagrama de blocos do sistema de HIL para simulação do *damper*.

Na figura anterior pode-se observar o fluxo dos sinais de entrada e saída para todos os processos do sistema de HIL desenvolvido para simular o amortecedor de vibrações torcionais.

O sinal de deslocamento angular do cubo do *damper* (θ_1) é calculado pelo *software* escrito em MATLAB e transferido para o diagrama de blocos do SIMULINK. É feita então a compilação e geração do código que será transferido para a placa dSPACE. O sinal analógico que simula o deslocamento angular do cubo do *damper* é enviado através da porta *Output #1* da placa dSPACE para a entrada auxiliar do controlador INSTRON, sendo este então aplicado diretamente ao atuador torcional (sinal de entrada θ_2).

Devido às características do sistema e dos equipamentos utilizados, será medido no atuador hidráulico um deslocamento angular (θ_3) que será enviado para a entrada *Input #2* da placa dSPACE, fazendo desse modo a realimentação do sistema.

Conforme se explica adiante, entre a entrada do atuador (θ_2) e a saída da célula de carga (θ_4) existirá uma pequena diferença nas amplitudes, a qual tenderá a zero quando a rigidez torcional da célula de carga tender a infinito.

O sinal (θ_4) é então aplicado ao cubo do *damper*, o qual irá vibrar na condição de operação pré-estabelecida do motor. Devido ao acoplamento elástico (anel de borracha) existente entre o cubo e o anel do amortecedor, irão surgir diferentes amplitudes nesse último as quais serão lidas pelo acelerômetro fixado de modo a efetuar leituras na direção tangencial do anel. As acelerações angulares medidas ($\ddot{\theta}_5$) são duplamente integradas e convertidas em deslocamentos angulares (θ_5), os quais serão posteriormente comparados aos obtidos teoricamente pelo *software* em MATLAB.

O torque dinâmico (T) é lido através do sistema de aquisição de dados 01dB e comparado ao torque dinâmico teórico determinado pelo *software* mencionado anteriormente.

Capítulo 5

Resultados e Discussões

5.1 Resultados Obtidos nos Ensaios de HIL para a Engrenagem Pré-Tensionada

Do dispositivo apresentado na Figura 4.4 foram obtidos resultados os quais serão descritos na sequência. A Figura 5.1 faz uma comparação entre o torque dinâmico calculado pela metodologia descrita na Seção 3.1.2 e o torque dinâmico medido apresentado anteriormente na Figura 3.3. Podemos notar que foi possível representar de forma consistente o torque de acionamento do compressor através do modelo matemático proposto.

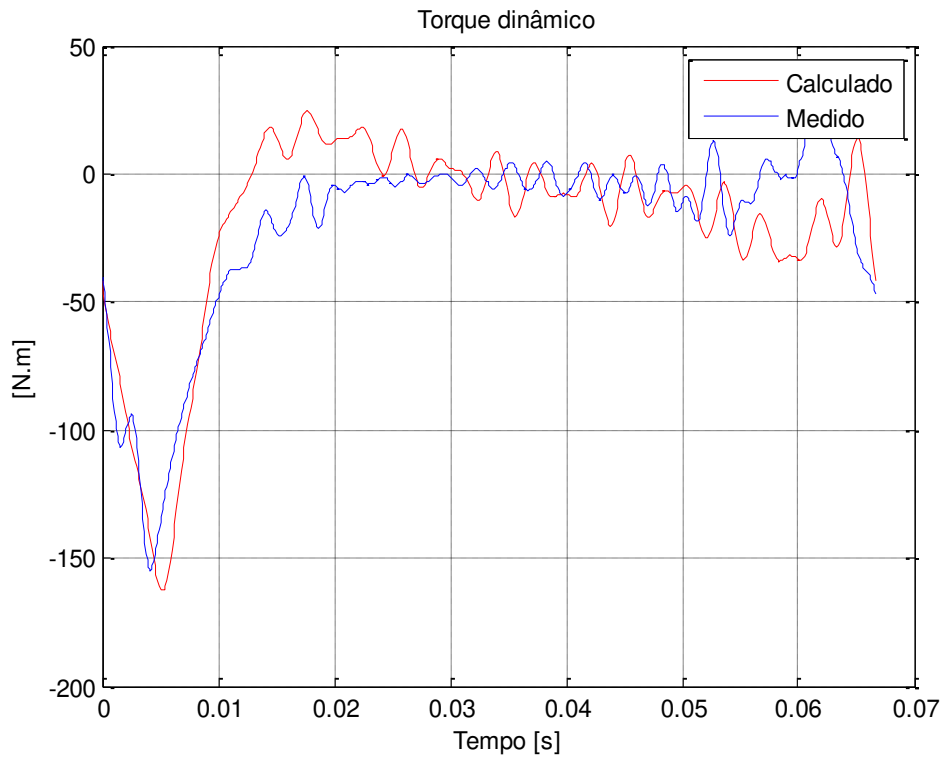


Figura 5.1: Torques de acionamento calculado e medido para 900 rpm do compressor.

Aplicando o sinal do torque calculado à engrenagem pré-tensionada, obtiveram-se os sinais apresentados nas próximas figuras, as quais mostram respectivamente o sinal teórico calculado no MATLAB e os sinais de atuação e resposta transferidos de volta para o MATLAB via *Control Desk* da placa dSPACE. Os sinais foram limitados em +/- 1 V.

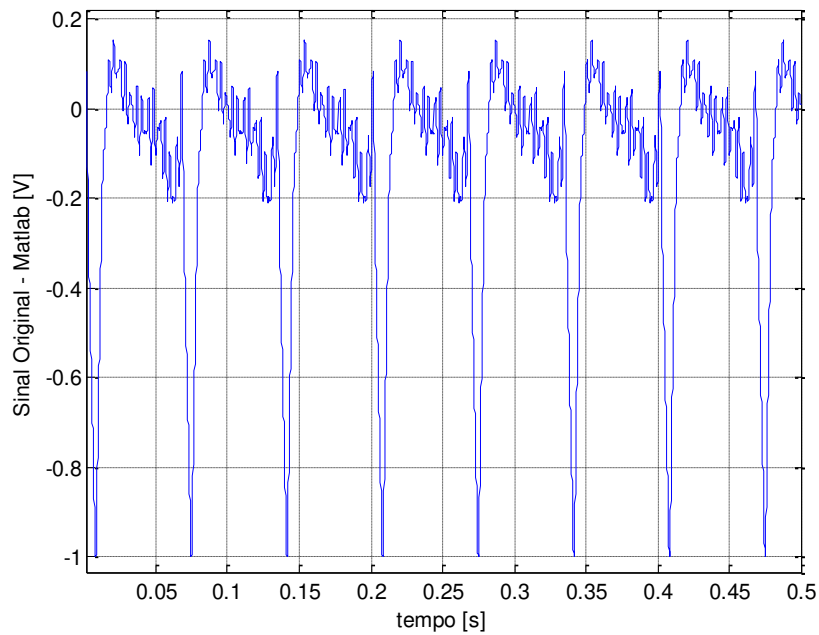


Figura 5.2: Sinal do torque dinâmico calculado e gerado no MATLAB limitado em -1 V.

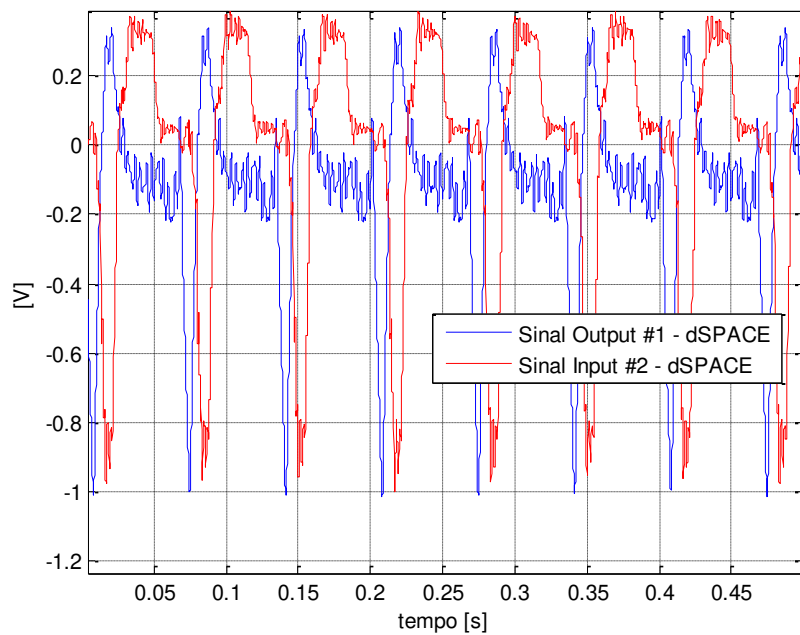


Figura 5.3: Sinais de atuação e resposta do torque dinâmico limitados em -1 V na placa dSPACE.

Analisando os três sinais mostrados nas figuras anteriores, fica evidente a dificuldade do controlador para conseguir a repetição em tempo real do sinal do torque dinâmico teórico gerado após a compilação no SIMULINK. A Figura 5.3 mostra, em Volts, o sinal enviado para o atuador hidráulico (azul) e o sinal lido pela célula de carga (vermelho), em malha fechada. Devido às inércias do equipamento, pode-se notar que existe uma defasagem entre os sinais e principalmente que as frequências mais altas não foram devidamente representadas. Nesse experimento os parâmetros do controlador PID do equipamento foram alterados de forma sistemática até se obter uma melhor representação dos sinais, evitando-se as vibrações geradas pelas eventuais perdas de estabilidade do sistema. Os parâmetros adotados foram os seguintes:

$$K_p = -20 \text{ dB},$$

$$K_i = 60 \text{ 1/s},$$

$$K_d = 0 \text{ ms},$$

$$\text{Lag} = 0 \text{ ms}.$$

A seguir são apresentados os deslocamentos da engrenagem de transmissão de torque (larga) e da engrenagem tira-folgas (estreita) que compõem a engrenagem pré-tensionada. Esses deslocamentos foram obtidos pela integração dupla, utilizando a regra dos trapézios, dos sinais lidos nos acelerômetros e pela decomposição do vetor da aceleração considerando-se o ângulo de pressão de 17 graus dos dentes das engrenagens.

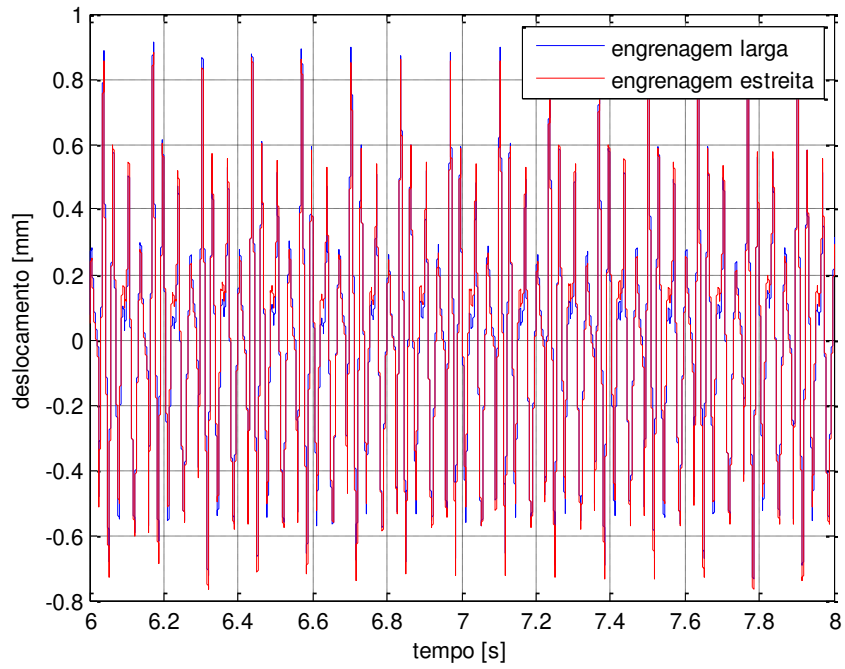


Figura 5.4: Deslocamentos medidos na engrenagem pré-tensionada – Bancada de HIL.

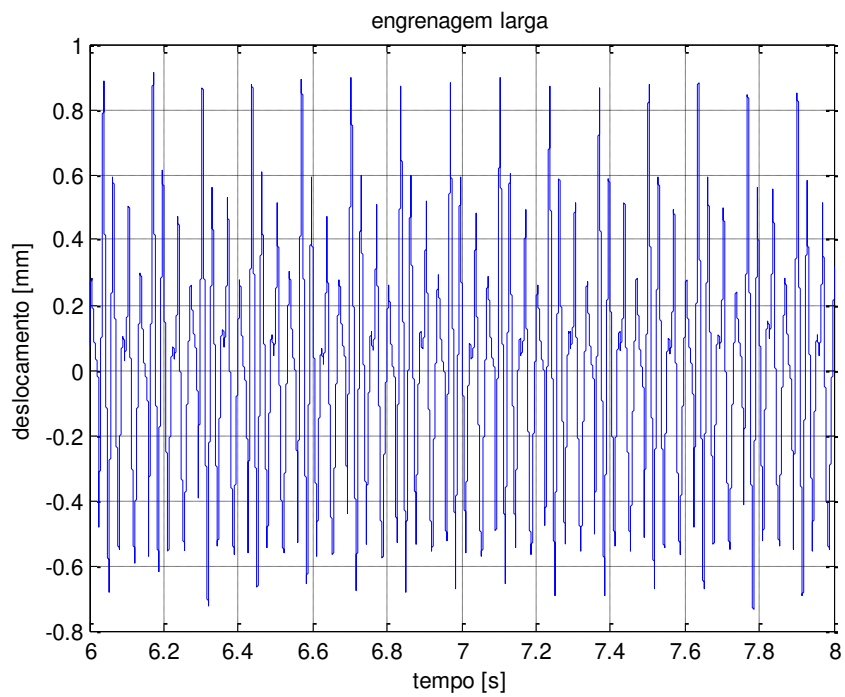


Figura 5.5: Deslocamento medido na engrenagem larga – Bancada de HIL.

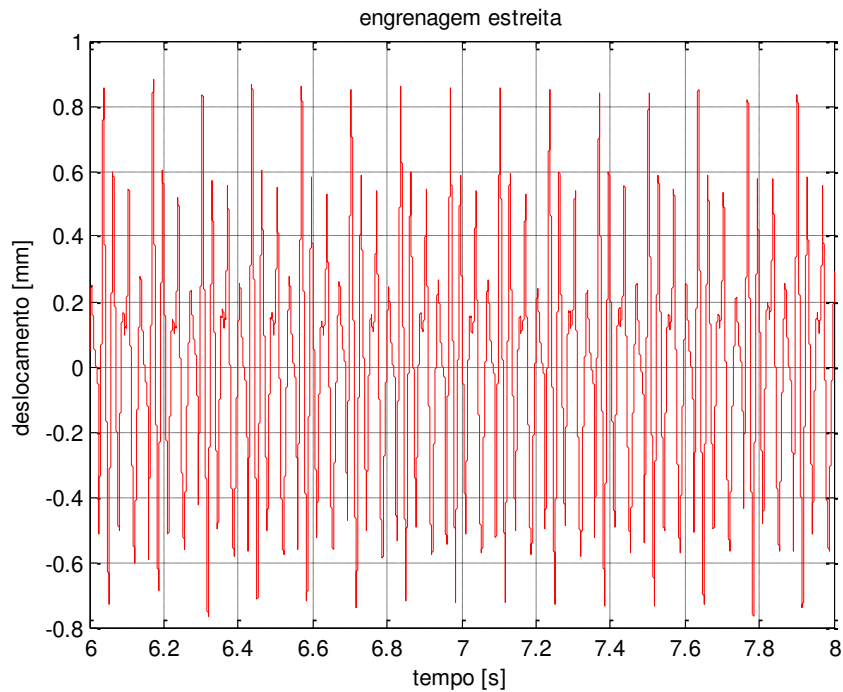


Figura 5.6: Deslocamento medido na engrenagem estreita – Bancada de HIL.

A Figura 5.7 mostra a variação dos deslocamentos na engrenagem pré-tensionada em função do tempo, medidos diretamente em um motor instalado em dinamômetro conforme apresentado em Glyniadakis, G. V. (2009). O deslocamento da engrenagem larga é apresentado em azul, enquanto que o deslocamento da engrenagem estreita é mostrado em vermelho. O trecho de aproximadamente 2 segundos apresentado nessa figura foi extraído de um sinal de maior duração, que contempla os ciclos em carga e em vazio do compressor de ar, sendo que o trecho analisado refere-se ao compressor operando a plena carga.

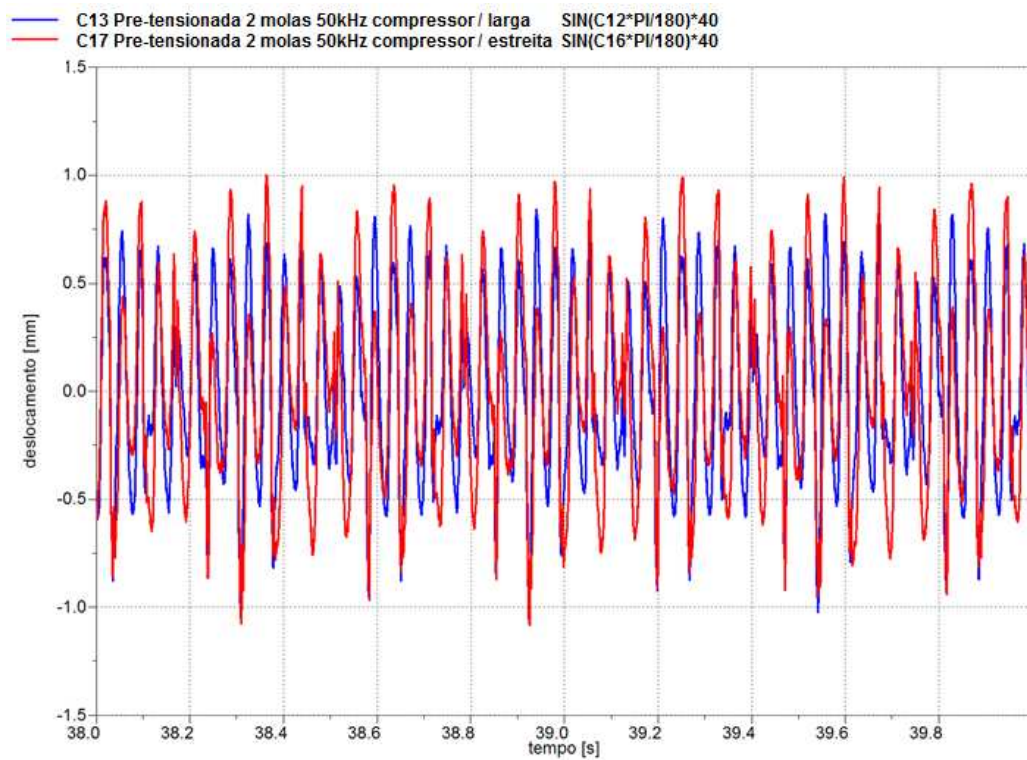


Figura 5.7: Deslocamento angular medido – Dinamômetro a 900 rpm.

Observando-se a Figura 5.7 verifica-se uma pequena diferença entre as amplitudes dos deslocamentos das duas engrenagens, porém, mantendo-se a fase entre elas.

Serão apresentados a seguir esses mesmos deslocamentos em gráficos distintos, para uma melhor avaliação das amplitudes de cada uma das engrenagens.

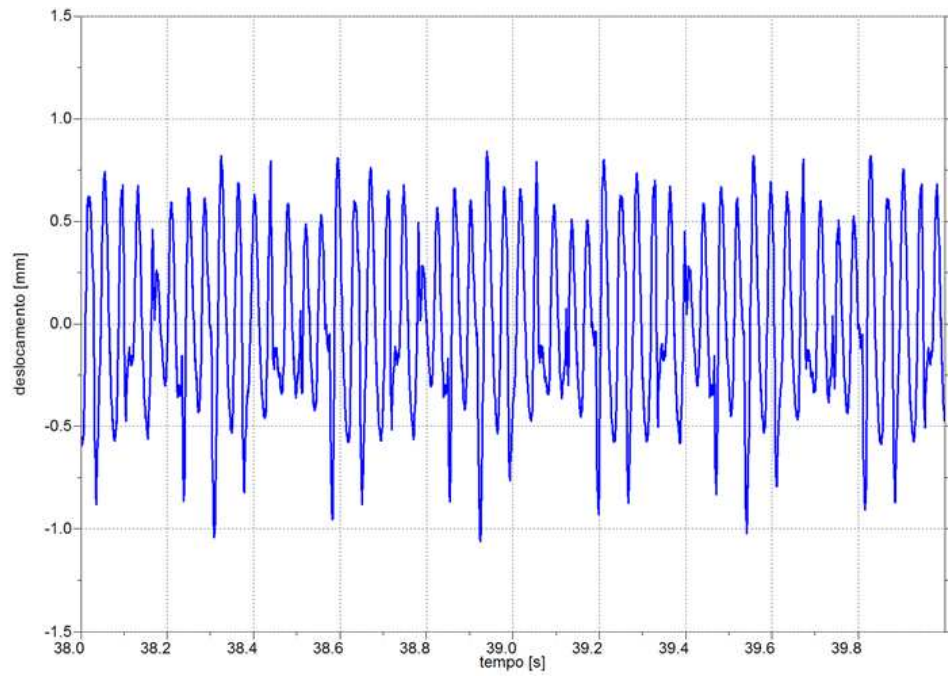


Figura 5.8: Deslocamento medido na engrenagem larga – Dinamômetro.

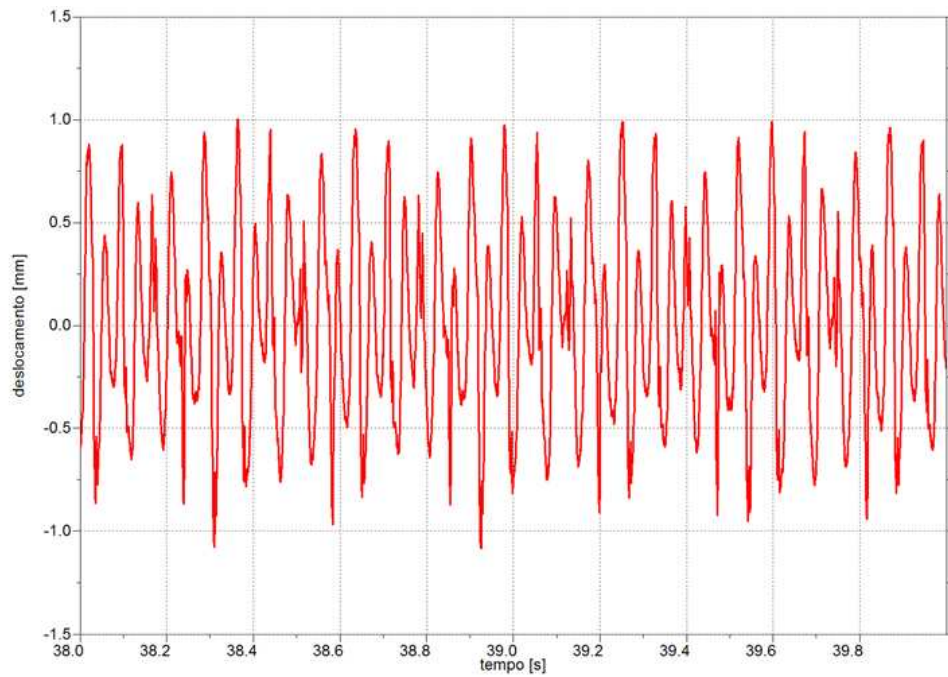


Figura 5.9: Deslocamento medido na engrenagem estreita – Dinamômetro.

Comparando-se as figuras 5.5, 5.6, 5.8 e 5.9, pode-se notar que existe uma diferença entre as amplitudes dos deslocamentos nos dois ensaios. Essa diferença é função principalmente das folgas radiais existentes no mancal hidrodinâmico das engrenagens e devido ao torque irregular existente na engrenagem do comando de válvulas, quando se considera o motor em funcionamento. Porém, essa diferença não foi considerada como sendo significativa de modo que foi possível avaliar de forma satisfatória a capacidade do atuador hidráulico na bancada de HIL, tanto para os torques de atuação, quanto para as frequências de excitação envolvidas.

5.2 Resultados das Análises de Vibrações Torcionais do Motor e Resultados dos Ensaios de HIL no *Damper*

Apresentaram-se primeiramente, os dados e grandezas do modelo matemático utilizado para a obtenção do torque dinâmico e deslocamentos que foram utilizados nas simulações de HIL.

Os dados de inércia e rigidez torcional do modelo elástico equivalente definido anteriormente, são descritos a seguir:

Inércias [kg.m²]:

I (1) = 0,0192	(Bomba de DH, compressor de AC, alternador),
I (2) = 0,00304	(Anel do TVD),
I (3) = 0,000632	(Cubo do TVD),
I (4) = 0,000187	(Engrenagem de acionamento do trem de válvulas e bomba d'água),
I (5) = 0,0010	(Comando de válvulas e bomba d'água),
I (6) = 0,005783	(1 ^a manivela do virabrequim e massas alternativas),
I (7) = 0,005818	(2 ^a manivela do virabrequim e massas alternativas),
I (8) = 0,005967	(3 ^a manivela do virabrequim e massas alternativas),
I (9) = 0,006272	(4 ^a manivela do virabrequim e massas alternativas),
I (10) = 0,13485	(Volante e acoplamento do dinamômetro) .

Rigidez torcional [N.m/rad]:

- Kt (1) = 7143 (Rigidez dinâmica da correia),
Kt (2) = 17330 (Rigidez dinâmica da borracha do TVD – 380 Hz a 67°C),
Kt (3) = 883916,
Kt (4) = 7143 (Rigidez dinâmica da correia dentada),
Kt (5) = 86424,
Kt (6) = 328000,
Kt (7) = 404938,
Kt (8) = 329648,
Kt (9) = 489552.

Os coeficientes de amortecimento relativo foram determinados através do fator de perda. Segundo mencionado em Hafner K. E. e Maass H. (1985), o fator de perda para motores com características semelhantes às do considerado neste trabalho pode ser adotado como sendo 0,055. Porém, essa grandeza possui valores que variam em função da ordem de excitação do motor, ou seja, cada ordem de excitação possui um fator de perda específico. Os valores foram ajustados após as medições em dinamômetro e os mesmos são apresentados na tabela abaixo:

Tabela 5.1: Fatores de perda das ordens de excitação.

Ordem	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
Fator de perda (d)	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,080	0,030	0,055	0,055	0,030
Ordem	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0
Fator de perda (d)	0,055	0,055	0,055	0,035	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055

Conceitualmente existe uma diferença entre número de perda e fator de perda, conforme descrito em Hafner K. E. e Maass H. (1985), porém, nas condições de ressonância do sistema as duas grandezas são equivalentes e, portanto, não existem diferenças nas amplitudes calculadas em função da formulação adotada. A seguir é apresentada a equação do fator de perda, que pode ser comparada ao número de perda da Equação 3.8:

$$d = \frac{Cr \cdot \omega_n}{Kt} . \quad (5.1)$$

Os fatores de perda das correias de acionamento dos sistemas primário e secundário foram estimados em 0,25 e 0,15 respectivamente, conforme recomendado por Hafner K. E. e Maass H. (1985). No caso do amortecedor de vibrações torcionais, o fator de perda da borracha foi adotado como sendo 0,15.

Conforme mencionado em Mendes, A. S. (2005) determinou-se o coeficiente de amortecimento absoluto do motor, ajustando-se essa grandeza até se obterem amplitudes semelhantes às vibrações torcionais medidas sem *dampers*. O valor encontrado para esse coeficiente foi de 0,9 N.m.s/rad.

O torque de acionamento dos agregados (sistema secundário) na condição de 5000 rpm do motor foi obtido junto aos fabricantes e esses valores são os seguintes:

- Bomba da direção hidráulica: 2 N.m considerando 0,5 MPa;
- Compressor de ar condicionado: 14,13 N.m;
- Alternador: 5,5 N.m.

Já o sistema primário (acionado pela engrenagem do virabrequim), possui os seguintes valores de torque consumido para cada componente na condição de 5000 rpm do motor:

- Comando de válvulas: 9 N.m;
- Bomba d'água: 1,06 N.m.

Esses torques constantes foram somados aos torques dinâmicos gerados pelas vibrações torcionais do motor.

Considerando os dados apresentados e as curvas de pressão no cilindro (a plena carga) mostradas na Figura 5.10, foi feita uma validação do modelo matemático através da medição das vibrações torcionais no cubo do TVD. Essas medições foram feitas em dinamômetro, porém, sem considerar o sistema de acionamento por correia na parte frontal do motor. Dessa forma, a inércia e a rigidez torcional desses componentes foram desconsideradas, para que fosse possível a calibração dos coeficientes de amortecimento do sistema. Em seguida, adiciona-se o trem frontal ao modelo e analisa-se o sistema completo.

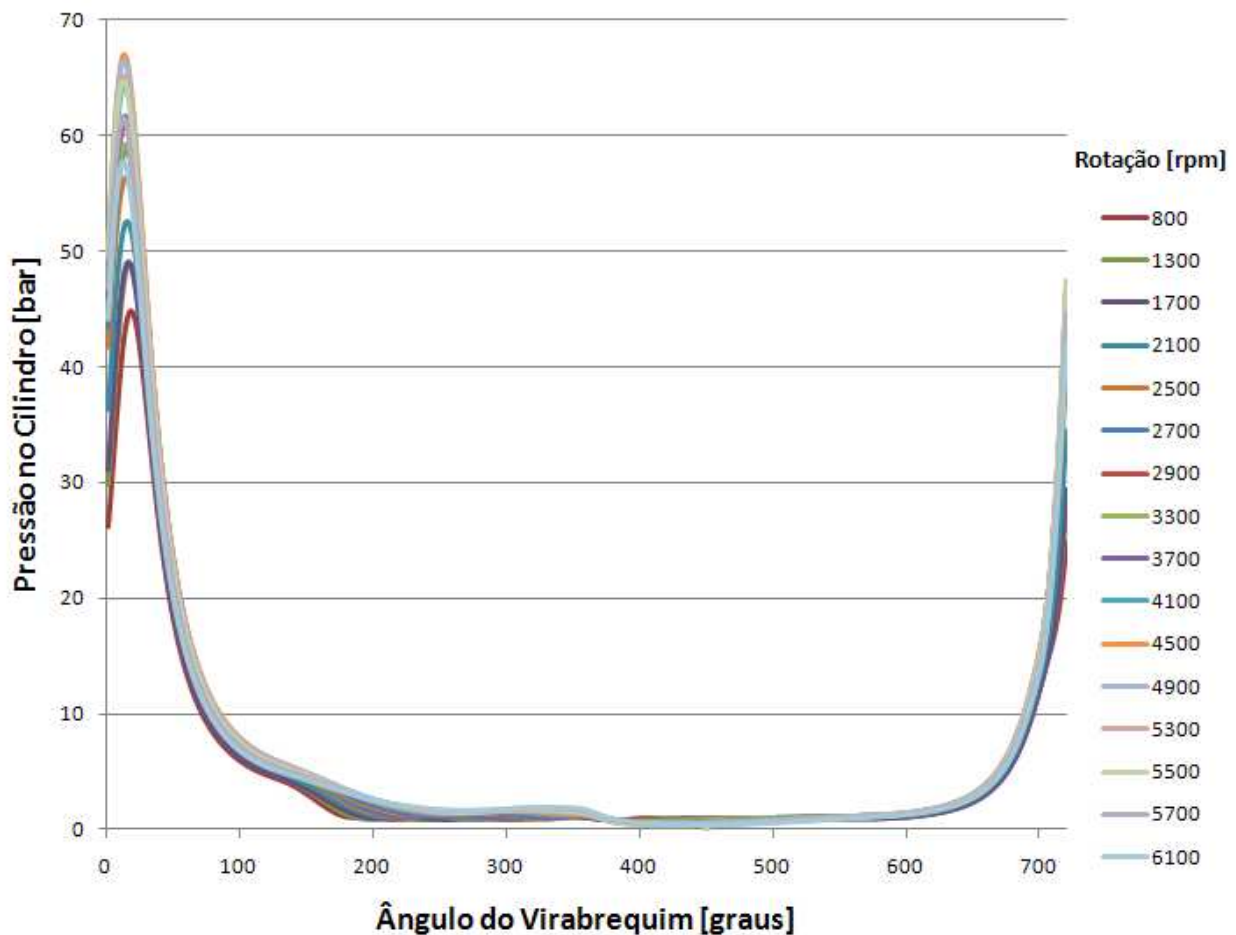


Figura 5.10: Pressão no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas.

Apresentam-se nas próximas figuras os resultados das análises de vibrações torcionais do motor sem o acionamento frontal por correia. Primeiramente, é mostrado o “torciograma” medido no motor através do equipamento ROTEC AG. A realização das medições foi feita após a estabilização da temperatura da borracha e na sequência são apresentados os resultados teóricos obtidos pelo programa Vybratorq_TVA 2.4 escrito em MATLAB, cujo início de desenvolvimento se deu durante a dissertação de mestrado de Mendes, A. S. (2005).

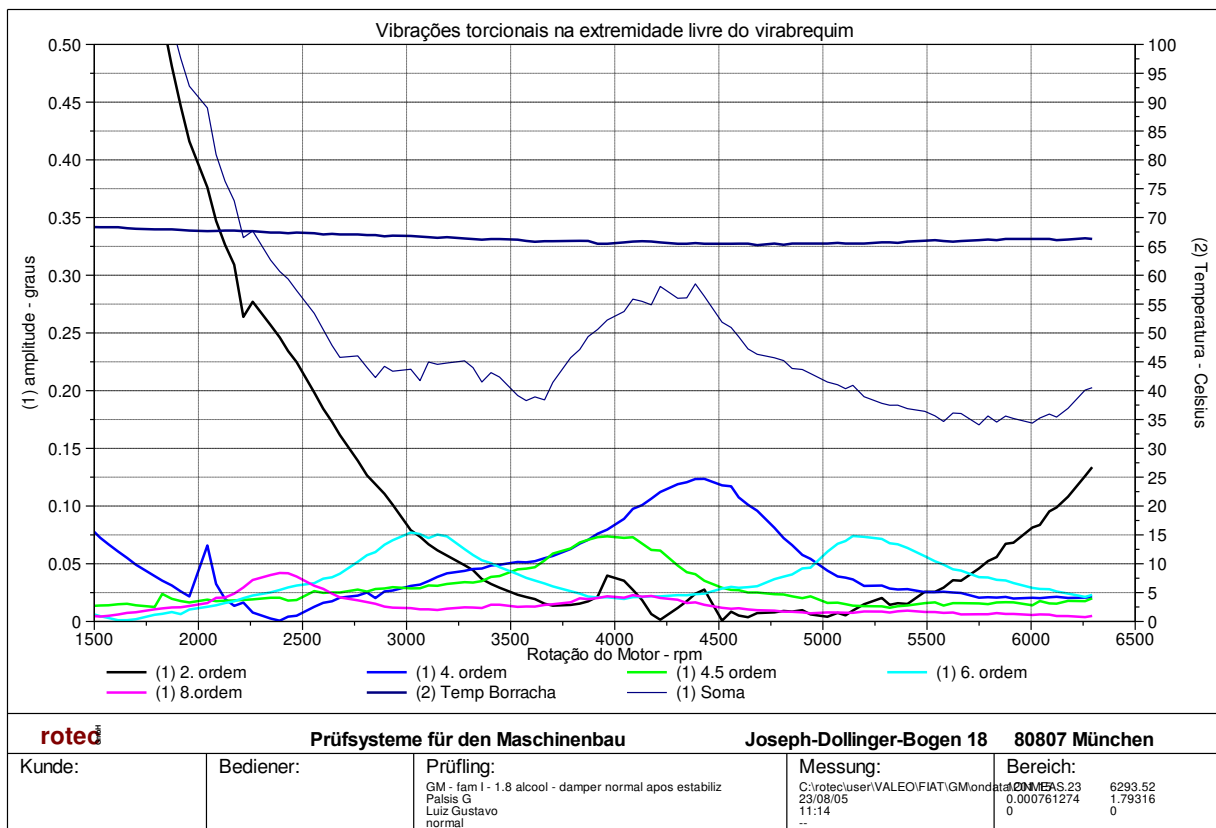


Figura 5.11: Resultados das medições de vibrações torcionais do motor em dinamômetro.

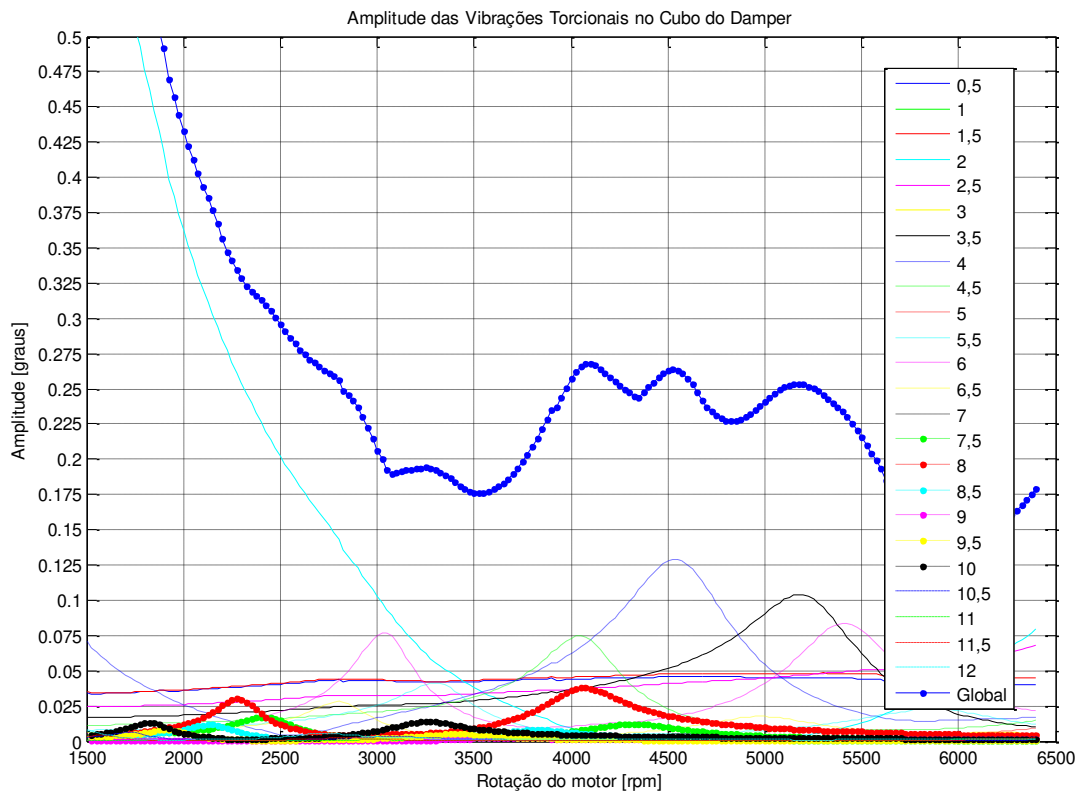


Figura 5.12: Resultados teóricos das simulações do motor em dinamômetro.

De acordo com os resultados obtidos pode-se observar que existe uma boa correlação entre as amplitudes medidas e calculadas utilizando-se a metodologia proposta nesse estudo. No “torciograma” da Figura 5.11 são apresentadas apenas as ordens principais da resposta, pois nesse caso específico o fabricante do motor preocupou-se apenas em efetuar uma comparação entre diferentes durezas de borracha e avaliar o seu comportamento dinâmico referenciando as ordens responsáveis pela maior geração de ruído e irregularidades nos equipamentos acionados pela correia frontal do sistema secundário. A ordem 3,5, por exemplo, apresenta amplitudes de vibração consideráveis segundo os resultados teóricos, porém, a mesma não foi apresentada no gráfico das medições.

Concluída essa etapa, introduz-se agora ao modelo elástico equivalente do motor o acionamento frontal dos agregados por correia, de modo a simular as condições reais de funcionamento no veículo.

Incluindo a inércia $I(1)$ e a rigidez dinâmica da correia $Kt(1)$, como indicado na Figura 3.10, verifica-se algumas variações nas amplitudes das vibrações devidas às ordens de menor frequência, principalmente nas rotações baixas do motor (entre 1500 a 2500 rpm). A Figura 5.13 apresenta os resultados dessa simulação.

Nesse gráfico pode-se observar claramente que houve um deslocamento de todas as ressonâncias, pelo surgimento de um novo modo de vibrar com frequência natural em torção próxima de 80 Hz, o que modifica as respostas em todo o espectro de frequências analisado.

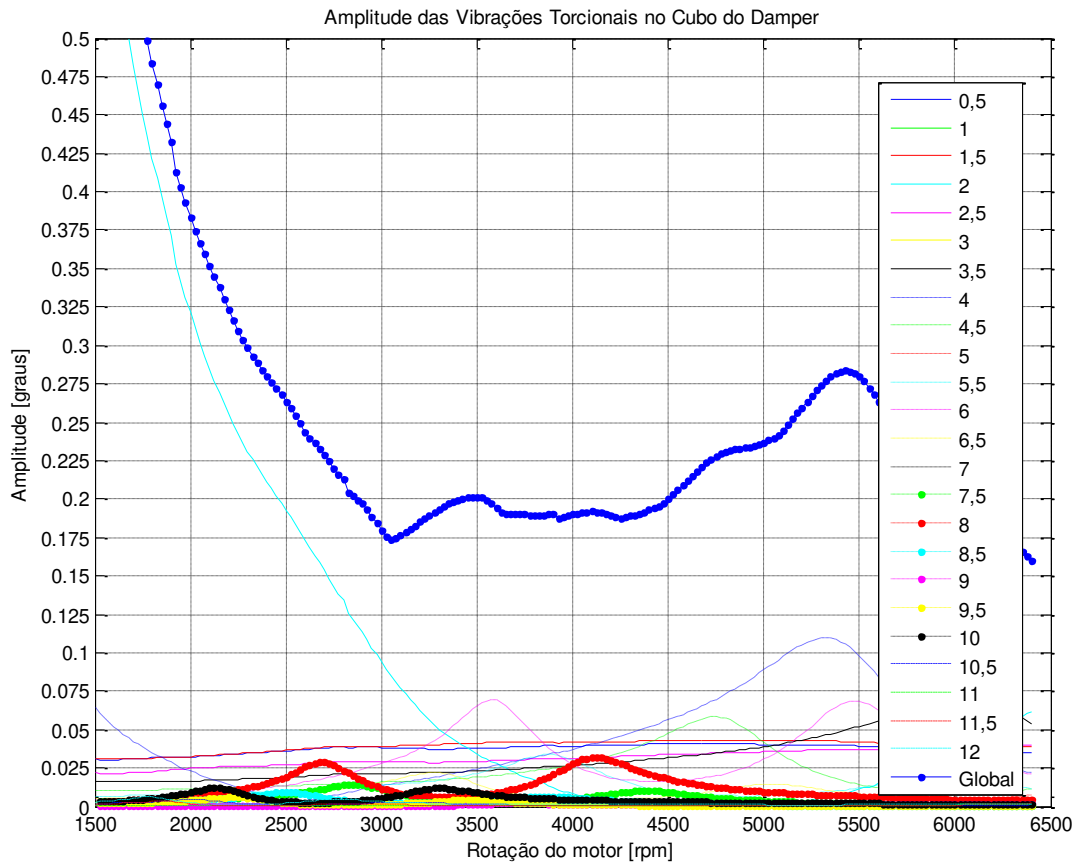


Figura 5.13: Resultados teóricos das simulações do motor em dinamômetro incluindo acionamento frontal com correia.

Será apresentado na sequência o resultado do cálculo do torque dinâmico entre a extremidade frontal do virabrequim e o cubo do *damper*, conforme descrito pela Equação 3.26. A variação desse torque em função da rotação do motor é apresentada na Figura 5.14 e a determinação desse torque é de extrema importância para que se possa avaliar se a capacidade do atuador hidráulico não será excedida durante os testes.

Apenas para efeito comparativo, será apresentado também o torque dinâmico entre virabrequim e *damper*, quando simulado sem o acionamento por correia na parte frontal do motor.

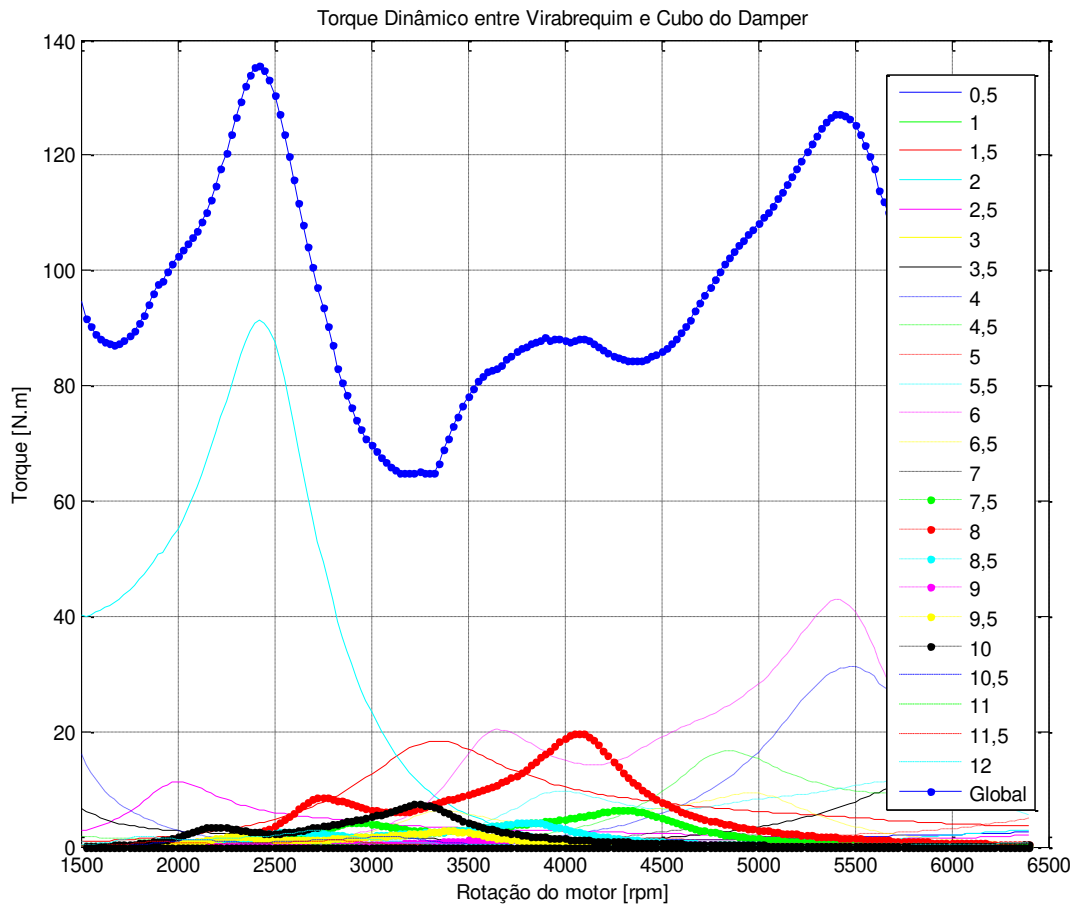


Figura 5.14: Torque dinâmico na parte frontal, com acionamento por correia.

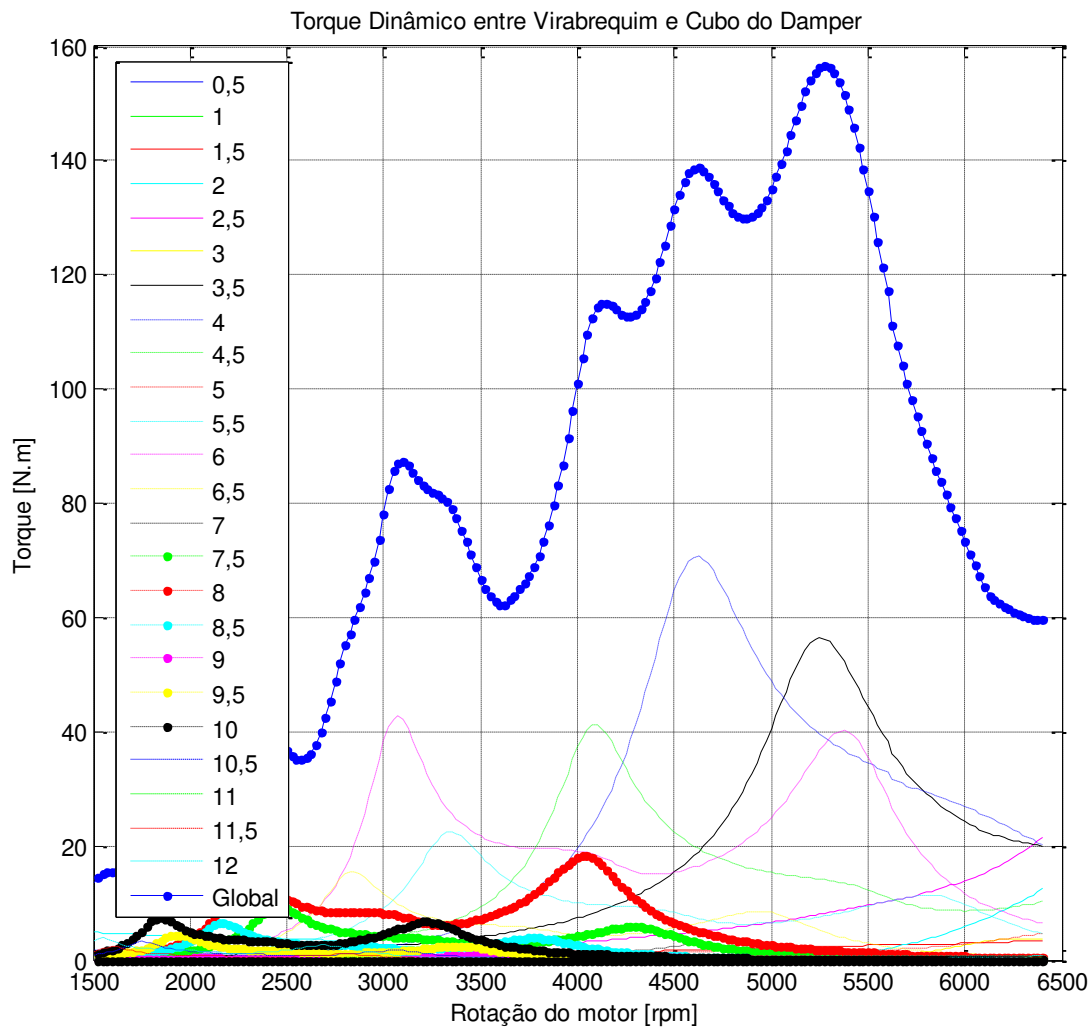


Figura 5.15: Torque dinâmico na parte frontal, sem acionamento por correia e sem o torque constante do acionamento por engrenagem.

Analisando as figuras anteriores, verifica-se que existe uma diferença nas amplitudes da segunda ordem em rotações próximas de 2500 rpm, devido a uma modificação das frequências naturais do sistema. Pode-se notar também que o amortecimento imposto pela correia reduz os valores máximos de torque para aproximadamente 135 N.m, mesmo levando-se em conta a não existência do torque constante imposto pelos agregados para a condição sem correia.

Pode-se concluir que a utilização do atuador hidráulico é possível, pois, a capacidade máxima de 250 N.m do componente não será ultrapassada. As frequências naturais do sistema completo que são excitadas pelo motor e cujas respostas não podem ser desprezadas, vão até aproximadamente 545 Hz conforme os cálculos teóricos.

Das equações 3.28, 3.29 e 3.30 determinam-se respectivamente a dissipação de potência no TVD, a tensão de cisalhamento e a deformação atuante no anel de borracha do componente. Essas características são de extrema importância para a determinação do nível de solicitação e as condições críticas de operação do *damper*, visto que, caso o objetivo da simulação seja a avaliação da durabilidade do componente numa bancada de HIL, consegue-se especificar exatamente quais as rotações e cargas deverão ser impostas de modo a representar um ensaio nas condições críticas de funcionamento.

As próximas figuras apresentam essas solicitações dinâmicas em função da rotação do motor, sendo que, em todas elas considera-se o acionamento frontal por correia dos agregados.

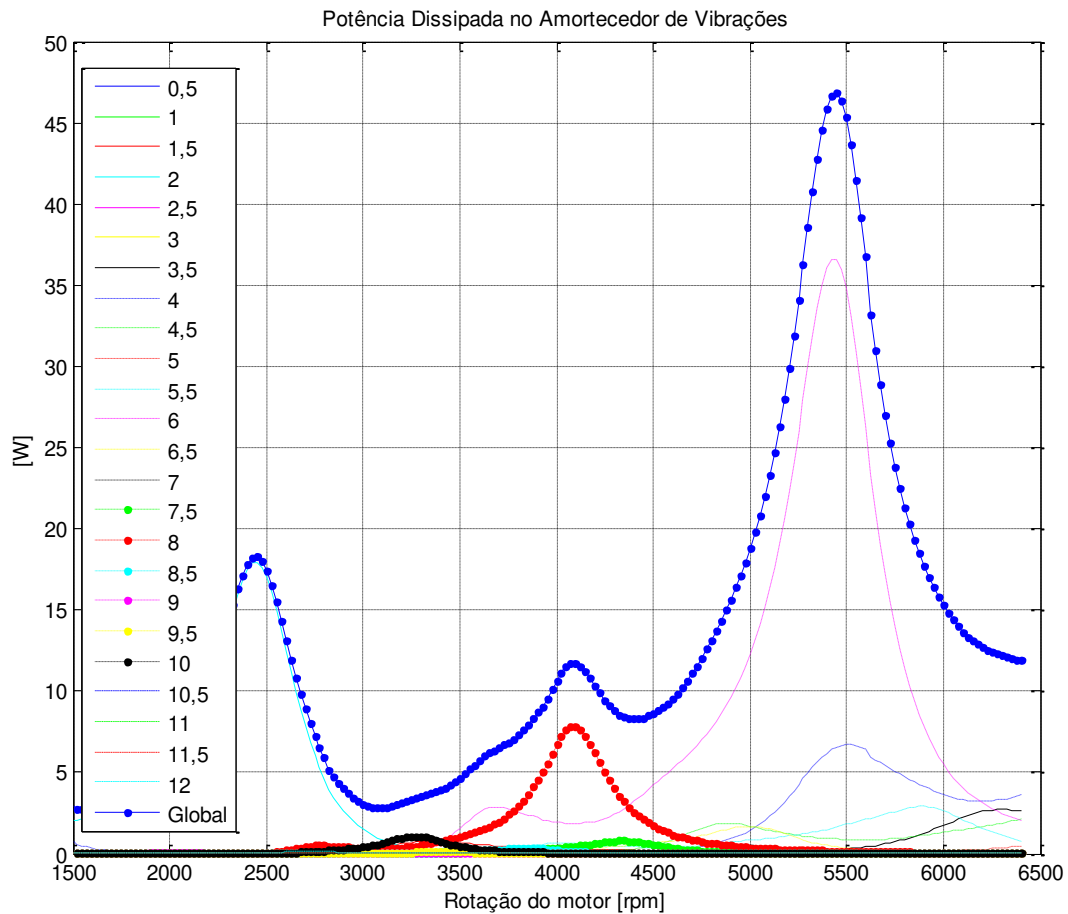


Figura 5.16: Potência dissipada pela borracha do *damp*er incluindo acionamento frontal com correia.

Analisando a figura anterior notamos que a sexta ordem, na ressonância com o 4º modo de vibrar do conjunto (545 Hz) é a principal responsável pela máxima dissipação de potência do sistema. No caso específico desse amortecedor, determinou-se que o limite de potência dissipada (respeitando o limite de temperatura para a borracha) é de 91 W.

Verificando a Figura 5.17, nota-se que as máximas solicitações referentes à tensão de cisalhamento e deformação da borracha também ocorrerão em rotações próximas a 5400 rpm e a 2400rpm. Para o tipo de elastômero utilizado no amortecedor de vibrações torcionais, pode-se

admitir como limites estruturais, valores da ordem de 0,4 MPa de tensão de cisalhamento e 20% de deformação na borracha.

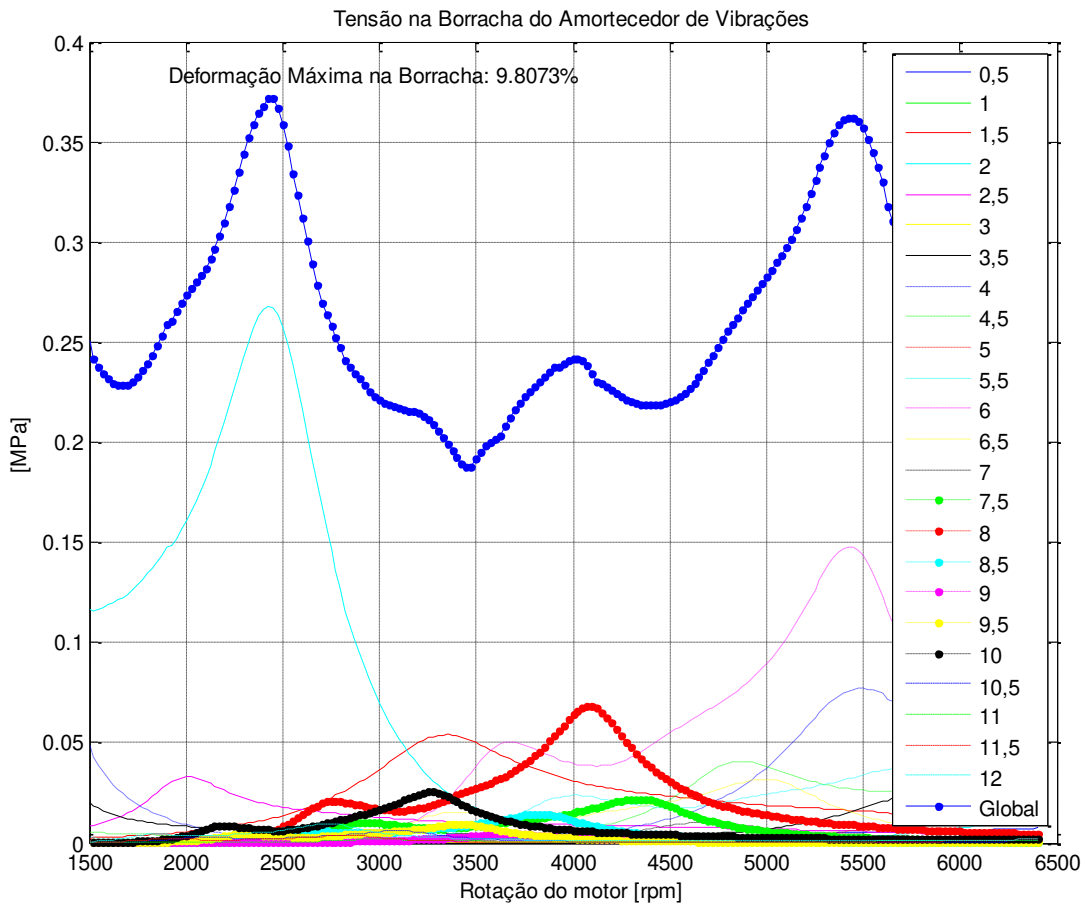


Figura 5.17: Tensão de cisalhamento e deformação máxima na borracha do TVD incluindo acionamento frontal com correia.

Do exposto anteriormente, simula-se agora o deslocamento angular no cubo do *damper* em função do tempo utilizando-se para isso a Equação 3.25. A próxima figura ilustra essa variação na rotação de 5450 rpm, que coincide exatamente com a condição crítica de operação do *damper* devido à ressonância existente com o 3º modo de vibrar do sistema. O gráfico é apresentado para um período completo da excitação, que no caso de um motor de combustão interna de quatro tempos será de duas voltas completas da árvore de manivelas, ou seja, 0,022 segundos.

Verifica-se também que a média entre a máxima e a mínima amplitude mostrada na Figura 5.18, corresponde ao deslocamento global apresentado para a rotação de 5450 rpm na Figura 5.13.

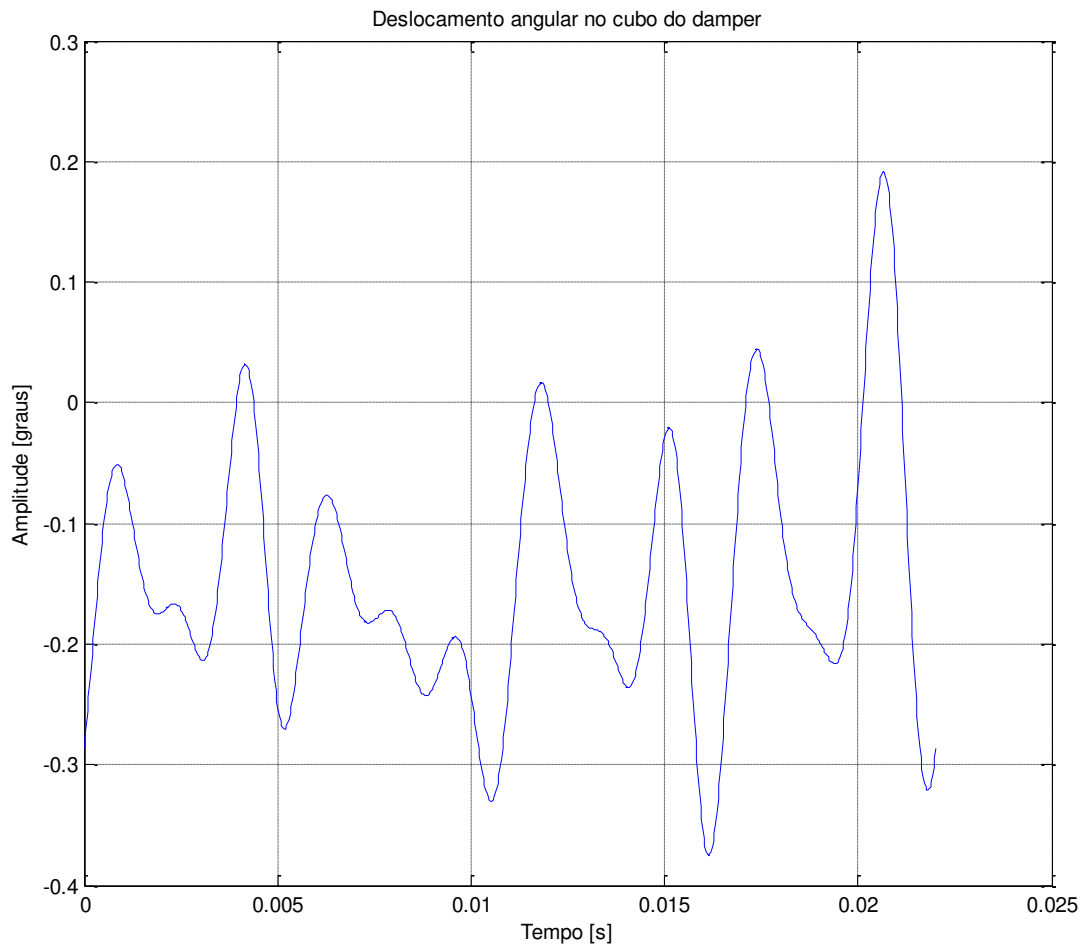


Figura 5.18: Deslocamento angular no cubo do TVD a 5450 rpm incluindo acionamento frontal com correia.

Como exposto anteriormente, conhecendo-se o deslocamento angular de duas inércias consecutivas em função do tempo, é possível determinar o torque instantâneo atuante entre as mesmas. Dessa forma, utilizando-se a Equação 3.26 iremos obter a flutuação de torque, a qual poderá ser comparada à lida pela célula de carga no ensaio de HIL.

Esse torque instantâneo entre o virabrequim e o cubo do *damper* pode ser observado na figura a seguir.

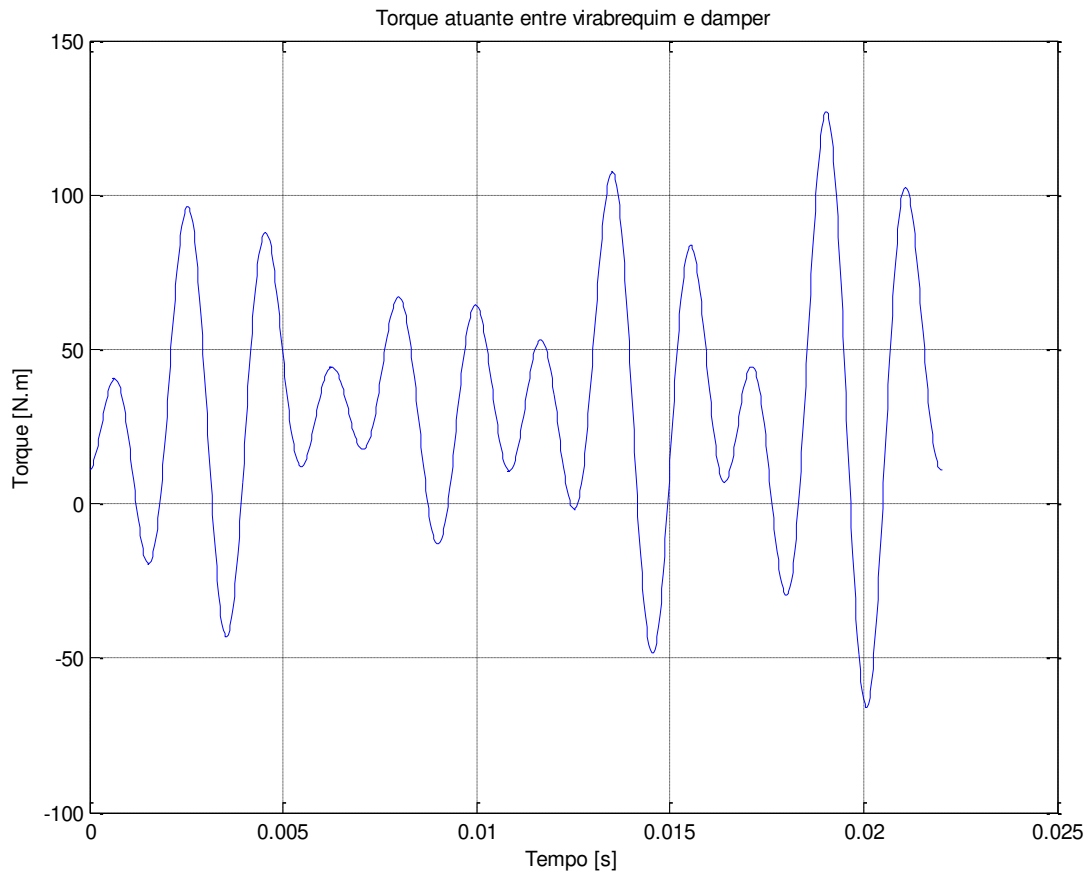


Figura 5.19: Torque atuante entre o cubo do TVD e o virabrequim a 5450 rpm incluindo acionamento frontal com correia.

Podemos notar que na condição de 5450 rpm do motor, o valor máximo do torque dinâmico coincide com o apresentado na Figura 5.14.

Uma simulação adicional foi feita para a obtenção das amplitudes de vibração sem a utilização do TVD na parte frontal do virabrequim. Essa simulação, como dito anteriormente, foi fundamental para a determinação experimental dos fatores de perda e amortecimento absoluto do motor.

As Figuras 5.20 e 5.21 apresentam respectivamente os deslocamentos angulares medidos e simulados sem a utilização do TVD, considerando-se uma polia simples cujo momento de inércia é de 0,003249 kg.m².

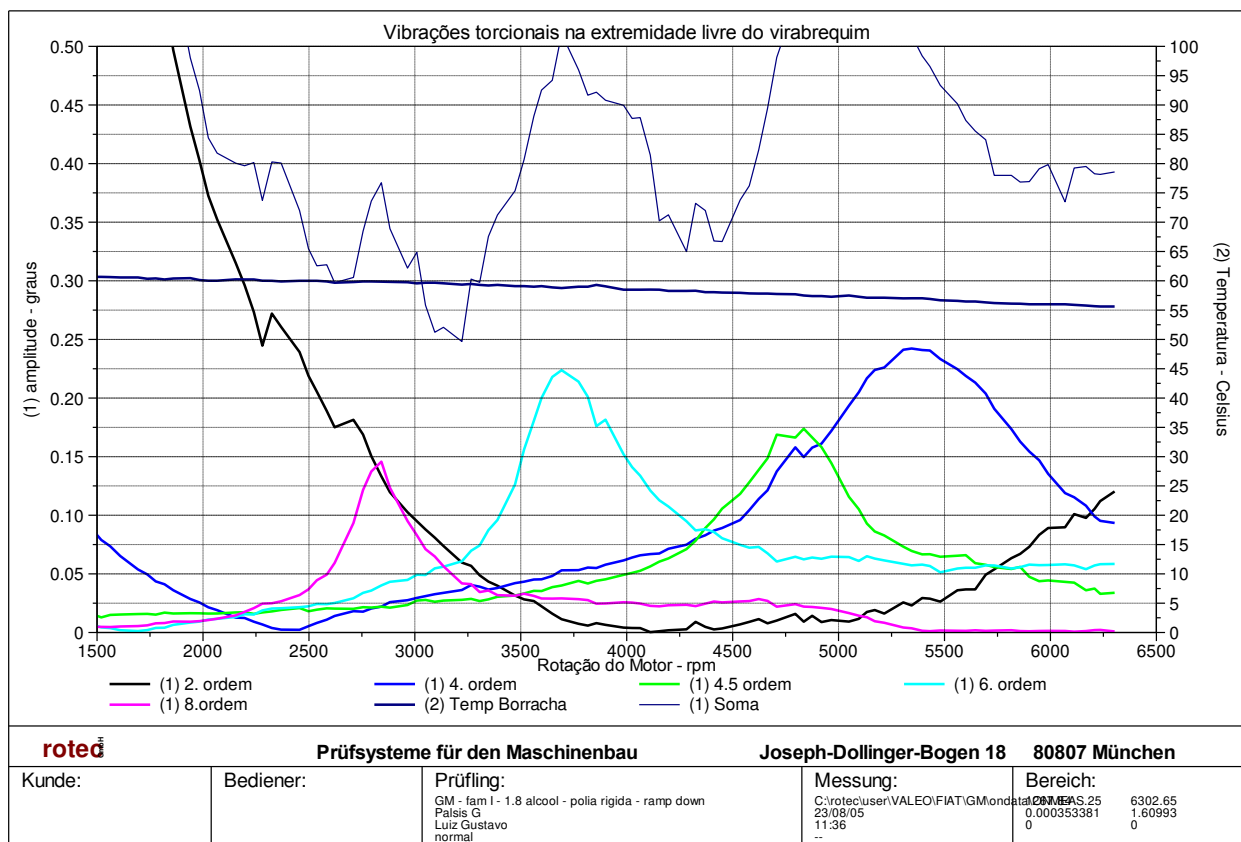


Figura 5.20: Medições de vibrações torcionais do motor em dinamômetro com polia simples.

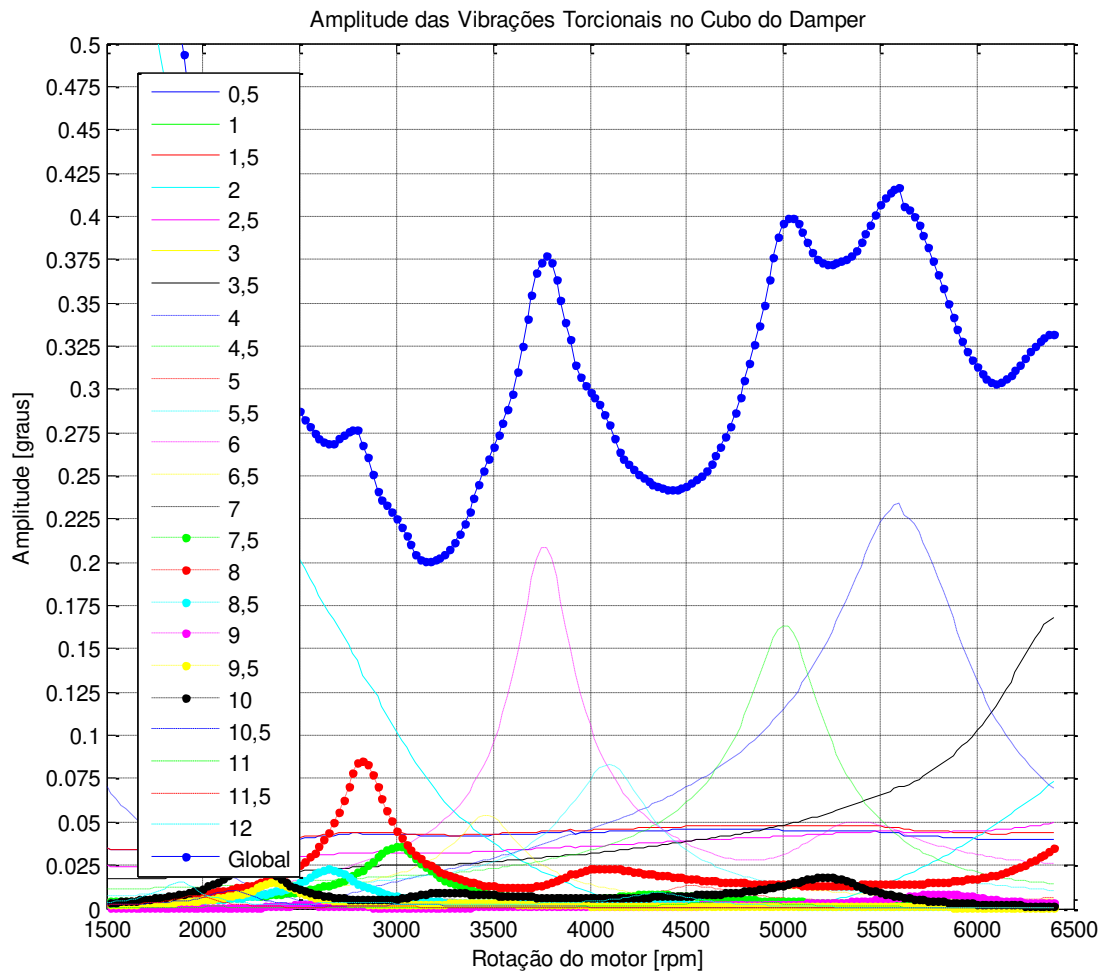


Figura 5.21: Simulação das vibrações torcionais do motor com polia simples.

A Figura 5.22 apresenta o torque dinâmico entre a polia simples e o virabrequim.

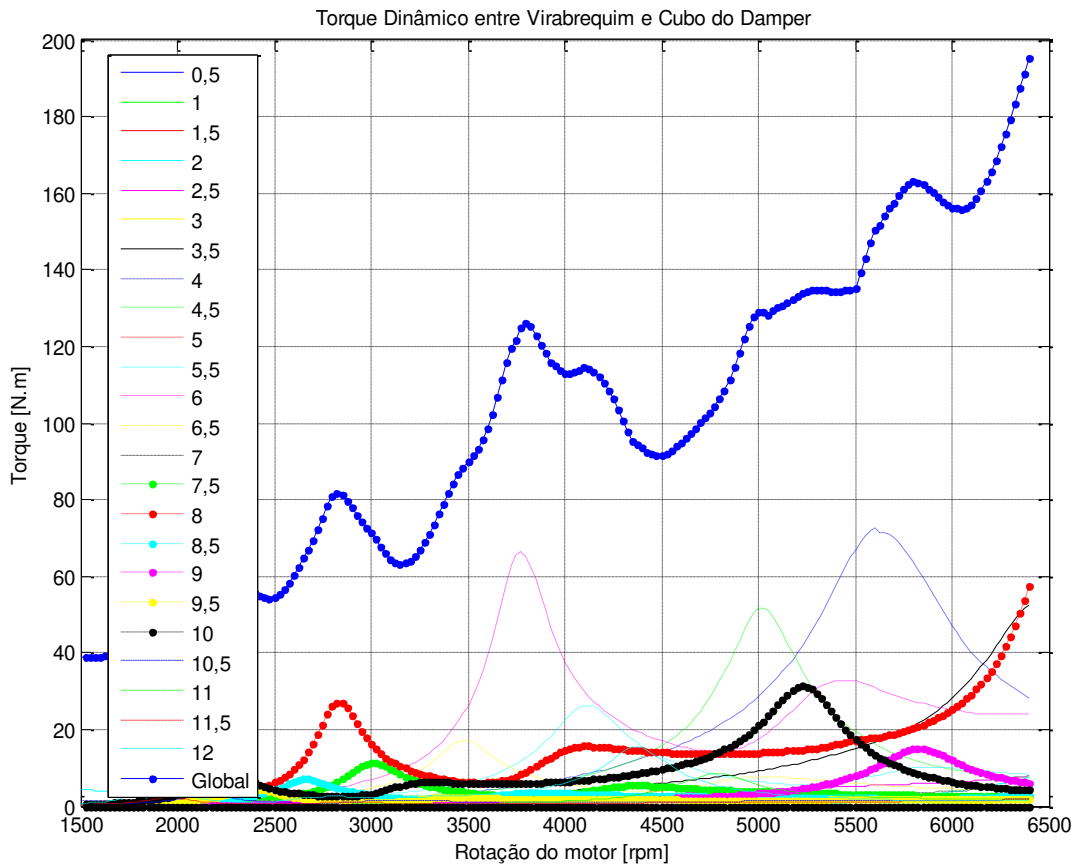


Figura 5.22: Torque dinâmico atuante entre polia simples e virabrequim.

Pode-se então simular a vibração torcional à qual o *damper* estaria sujeito, se as suas características dinâmicas fossem desprezadas, e aplicar essa vibração calculada na bancada de HIL. O modelo matemático utilizado nos ensaios de HIL pode ser visto na Figura 3.13, porém, nas simulações, ao invés de removermos a inércia do anel, considerou-se um valor aproximadamente 1000 vezes menor que o real, de modo a evitar singularidades nas matrizes durante as etapas do cálculo.

A aplicação do HIL, como dito no início desse estudo, visa simular componentes cujos comportamentos dinâmicos são difíceis de serem modelados matematicamente. No caso do *dampner*, as não-linearidades são inerentes ao elastômero, o que o torna interessante para aplicação de HIL. Apresentaremos agora os resultados referentes ao foco principal do estudo desta tese de doutorado.

A bancada de ensaios foi desenvolvida de modo a aplicar deslocamentos angulares semelhantes aos da Figura 5.18 e permitir a medição do torque instantâneo atuante entre o cubo do amortecedor e o atuador hidráulico. Dessa forma, espera-se que a própria variação das propriedades da borracha altere as características dinâmicas do sistema de forma natural, resultando finalmente em movimentos e cargas idênticas aos que ocorreriam no funcionamento do motor.

Pelo fato do atuador hidráulico atuar diretamente no cubo do *dampner*, sem que exista um dispositivo que impeça o deslocamento angular do conjunto, é de extrema importância que se ative os recursos de segurança do controlador de modo a impedir variações bruscas de movimento geradas pela desestabilização do sistema. Esse fato ocorre com frequência, pois, como os deslocamentos a serem aplicados pelo atuador não são sinais convencionais, torna-se necessário o ajuste dos parâmetros proporcional, integral e derivativo de modo a reproduzir a variação angular desejada.

O modo de segurança do controlador foi habilitado, estipulando-se uma variação máxima permissível de ± 5 graus. Dessa forma, foi possível ajustar dinamicamente os parâmetros do controlador, de modo a obter sinais de atuação próximos dos esperados, sem a possibilidade de quebra dos equipamentos em função das ressonâncias geradas pelas perdas de estabilidade.

Foram escolhidas duas condições de funcionamento do motor em plena carga para a aplicação do HIL. Essas condições foram determinadas analisando-se os resultados obtidos nos ensaios anteriores, onde se notou boa correlação nas rotações mais baixas possibilitando as simulações com o equipamento disponível. Dessa forma, as rotações cujas análises serão apresentadas são: 1250 rpm, onde não existem condições de ressonância para nenhuma ordem de excitação do sistema (apenas uma grande predominância da segunda ordem de excitação) e para 4500 rpm, onde prevalece a ressonância do primeiro modo de vibrar com a quarta ordem da excitação. Essas condições de vibração podem ser visualizadas no gráfico da Figura 5.12.

O modelo matemático considerado para a determinação dos sinais a serem compilados e enviados pela dSPACE pode ser visualizado na Figura 3.13 e as características dinâmicas do conjunto são as apresentadas no início desse capítulo, porém, desconsiderando-se as duas primeiras inércias (acionamento frontal por correia e anel do TVD). A seguir apresentaremos as inércias e rigidezes torcionais consideradas no modelo:

Inércias [kg.m²]:

- I (1) = 0,000632 (Cubo do TVD),
- I (2) = 0,000187 (Engrenagem de acionamento do trem de válvulas e bomba d'água),
- I (3) = 0,0010 (Comando de válvulas e bomba d'água),
- I (4) = 0,005783 (1^a manivela do virabrequim e massas alternativas),
- I (5) = 0,005818 (2^a manivela do virabrequim e massas alternativas),
- I (6) = 0,005967 (3^a manivela do virabrequim e massas alternativas),
- I (7) = 0,006272 (4^a manivela do virabrequim e massas alternativas),
- I (8) = 0,13485 (Volante e acoplamento do dinamômetro) .

Rigidez torcional [N.m/rad]:

$$K_t (1) = 883916,$$

$$K_t (2) = 7143 \quad (\text{Rigidez din\u00e2mica da correia dentada}),$$

$$K_t (3) = 86424,$$

$$K_t (4) = 328000,$$

$$K_t (5) = 404938,$$

$$K_t (6) = 329648,$$

$$K_t (7) = 489552.$$

A seguir s\u00e3o apresentadas respectivamente as amplitudes das vibra\u00e7\u00f5es torcionais e o torque atuante entre o virabrequim e o cubo do *damper* em rota\u00e7\u00f5es inferiores a 1500 rpm, para uma melhor visualiza\u00e7\u00e3o dos resultados, j\u00e1 que as mesmas n\u00e3o foram apresentadas no gr\u00e1fico da Figura 5.12. Pode-se verificar na Figura 5.23 que a amplitude m\u00e9dia de vibra\u00e7\u00e3o para a rota\u00e7\u00e3o de 1250 rpm \u00e9 de 1,252\u00b0. A amplitude m\u00e9dia \u00e9 calculada considerando-se a m\u00e1xima e a m\u00ednima amplitude determinadas durante duas rota\u00e7\u00f5es da \u00e1rvore de manivelas (um per\u00edodo), em fun\u00e7\u00e3o da rota\u00e7\u00e3o do motor.

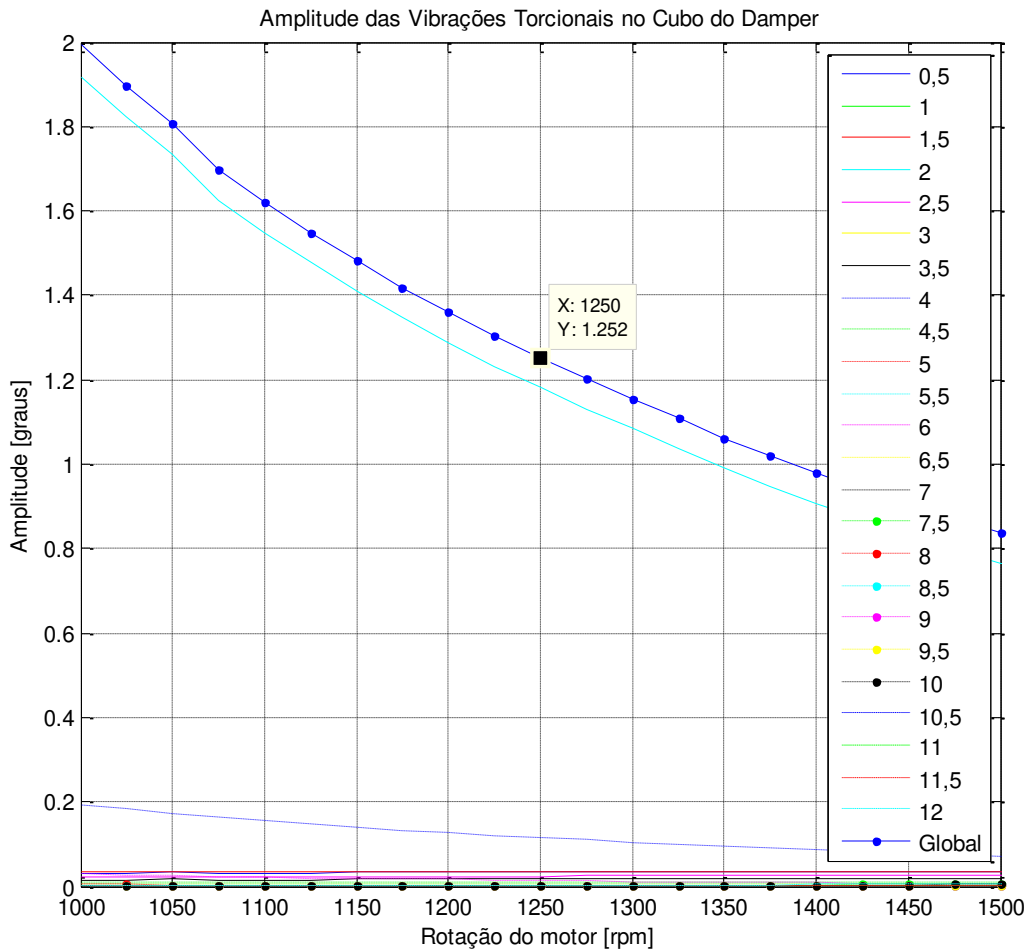


Figura 5.23: Amplitudes das vibrações torcionais entre 1000 e 1500 rpm do motor com *damper*.

Na próxima figura é mostrado o torque dinâmico em função da rotação do motor, sem a consideração dos termos constantes devidos aos acionamentos por correia e da engrenagem do comando de válvulas.

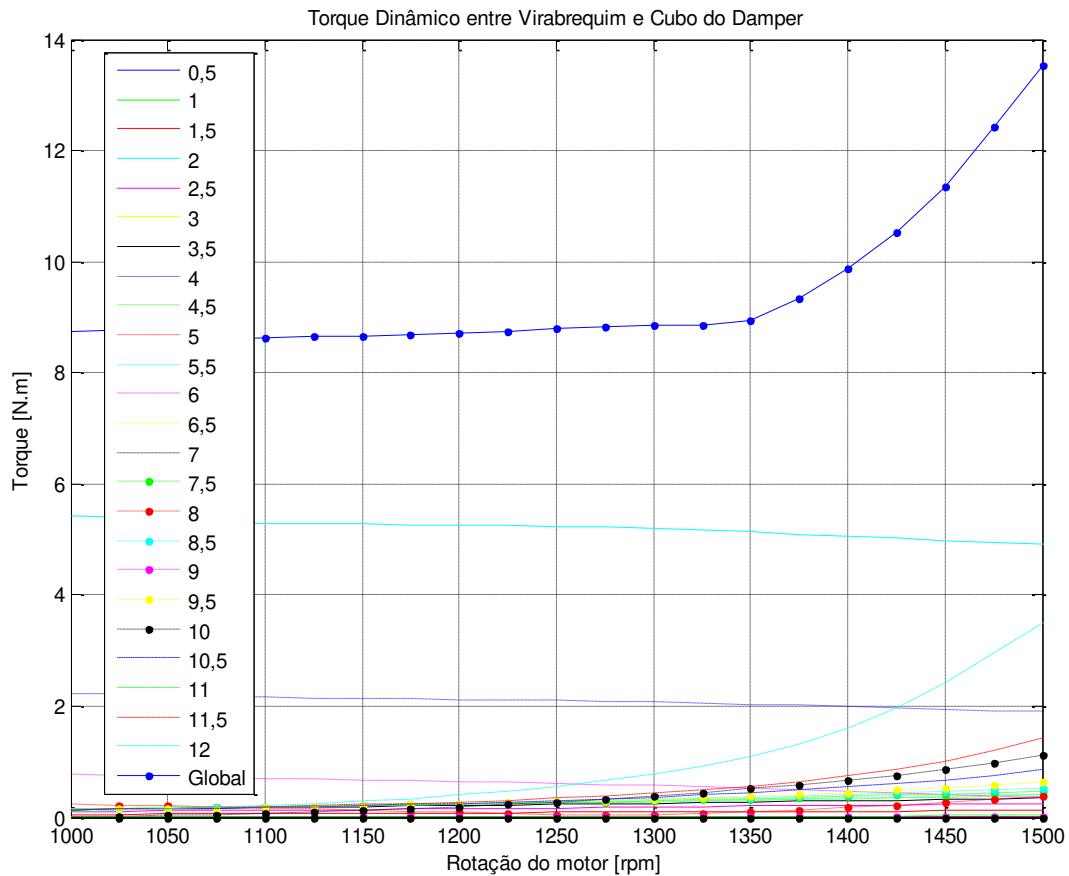


Figura 5.24: Torque na parte frontal do virabrequim com *damper* e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas.

Os gráficos das Figuras 5.23 e 5.24 mostram o comportamento nas rotações próximas de 1250 rpm, que é uma das condições de estudo da tese. Devido ao fato do transdutor de torque não possuir uma inércia desprezível, iremos adicioná-la ao modelo matemático, mais precisamente ao cubo do *damper*, de modo a se estimar o torque dinâmico real que será medido nos ensaios. A inércia do transdutor informada pelo fabricante é de 0,005 kg.m².

Na Figura 5.25 é apresentada uma comparação entre os torques dinâmicos teóricos na extremidade frontal do virabrequim no motor real e considerando-se a inércia da célula de torque na bancada de ensaios do HIL para um período da excitação.

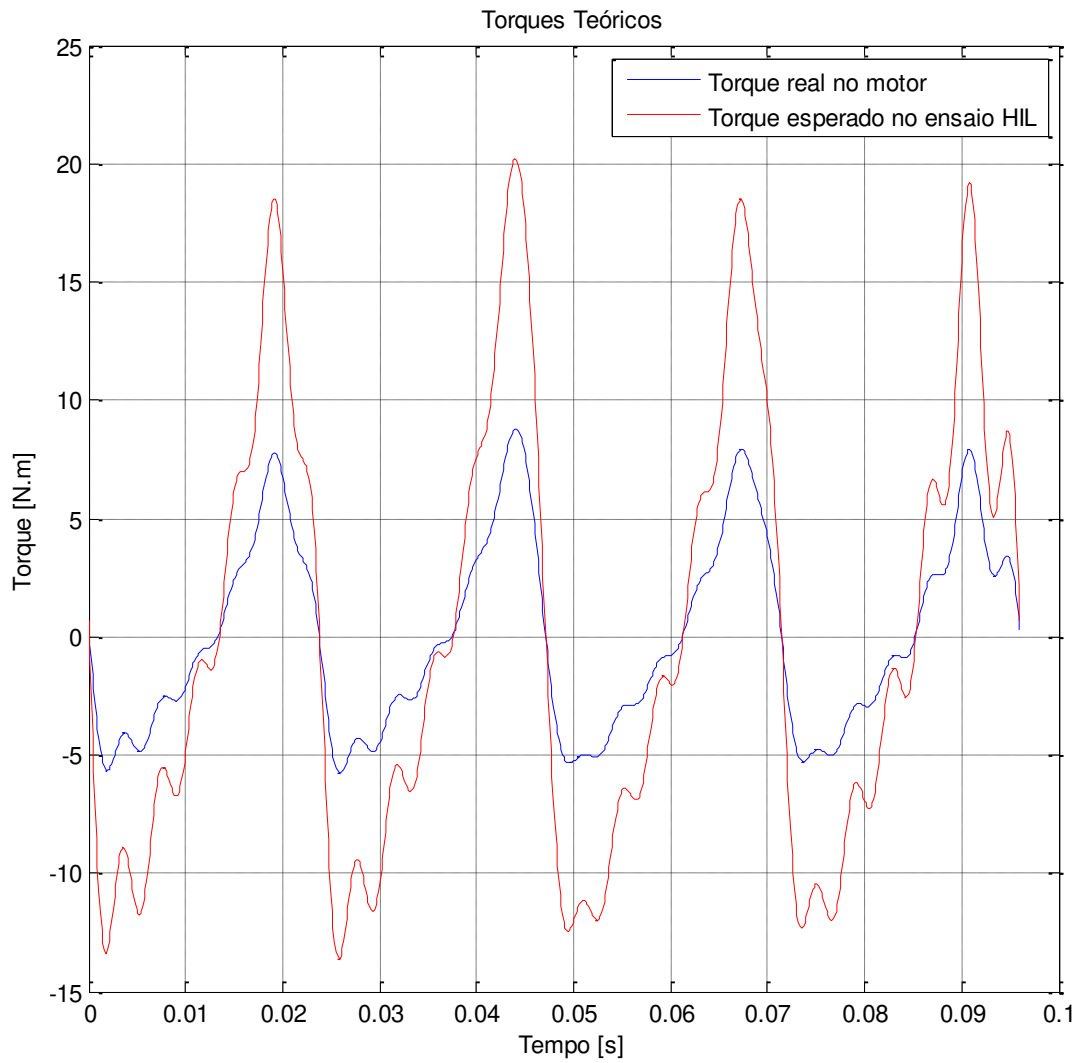


Figura 5.25: Comparação entre os torques teóricos a 1250 rpm no motor real e esperado nos ensaios de HIL com *damper* e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas.

A Figura 5.26 mostra os deslocamentos angulares enviados pela placa dSPACE e os valores medidos pelo sensor de deslocamento do atuador hidráulico.

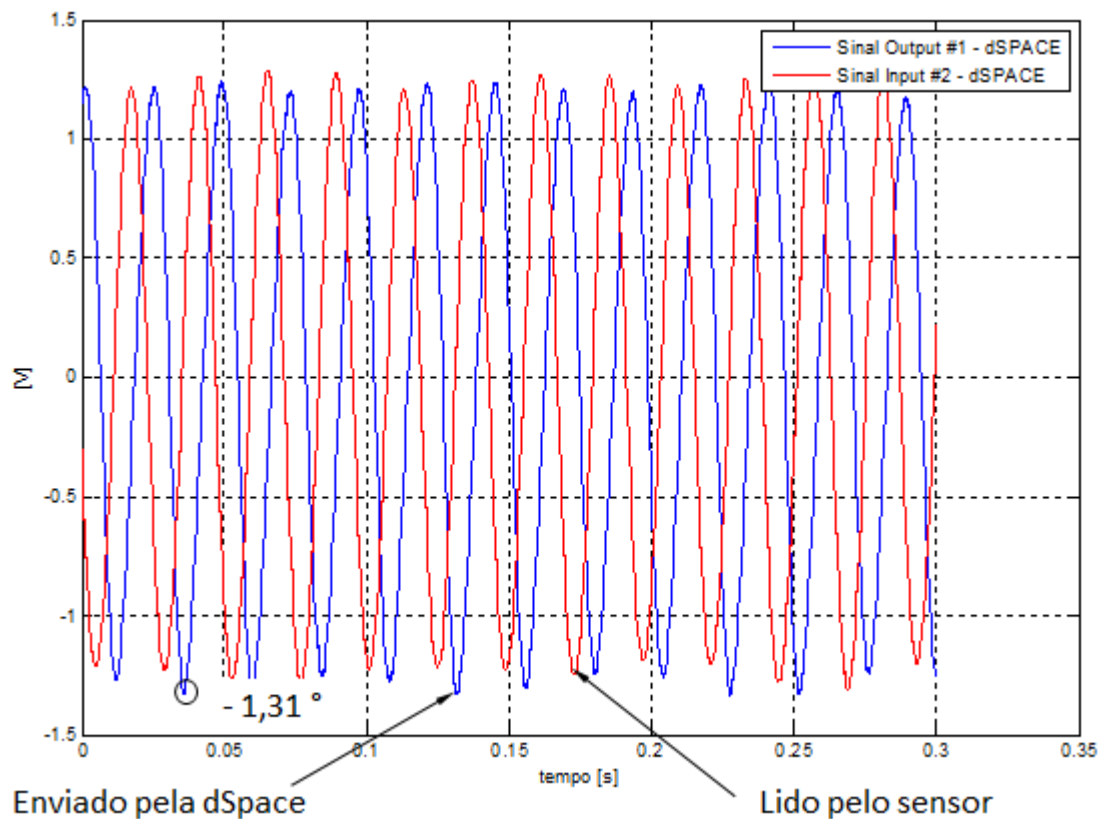


Figura 5.26: Sinais enviados e medidos pelo atuador, simulando 1250 rpm do motor.

Pode-se notar uma boa correlação nos valores de amplitude e frequência enviados (em azul) e medidos (em vermelho) existindo apenas um atraso no sinal lido pelo sensor. A relação de 1 grau/V foi definida durante as leituras e através do uso de um osciloscópio, mediram-se simultaneamente os valores de tensão dos sinais para efetuarmos os ajustes necessários nos valores encontrados.

Na próxima imagem podem-se observar as amplitudes de vibração torcional teóricas no cubo do *damp*er para a condição de 1250 rpm do motor e pode-se notar que esses valores são muito próximos dos encontrados nos resultados do ensaio descrito anteriormente.

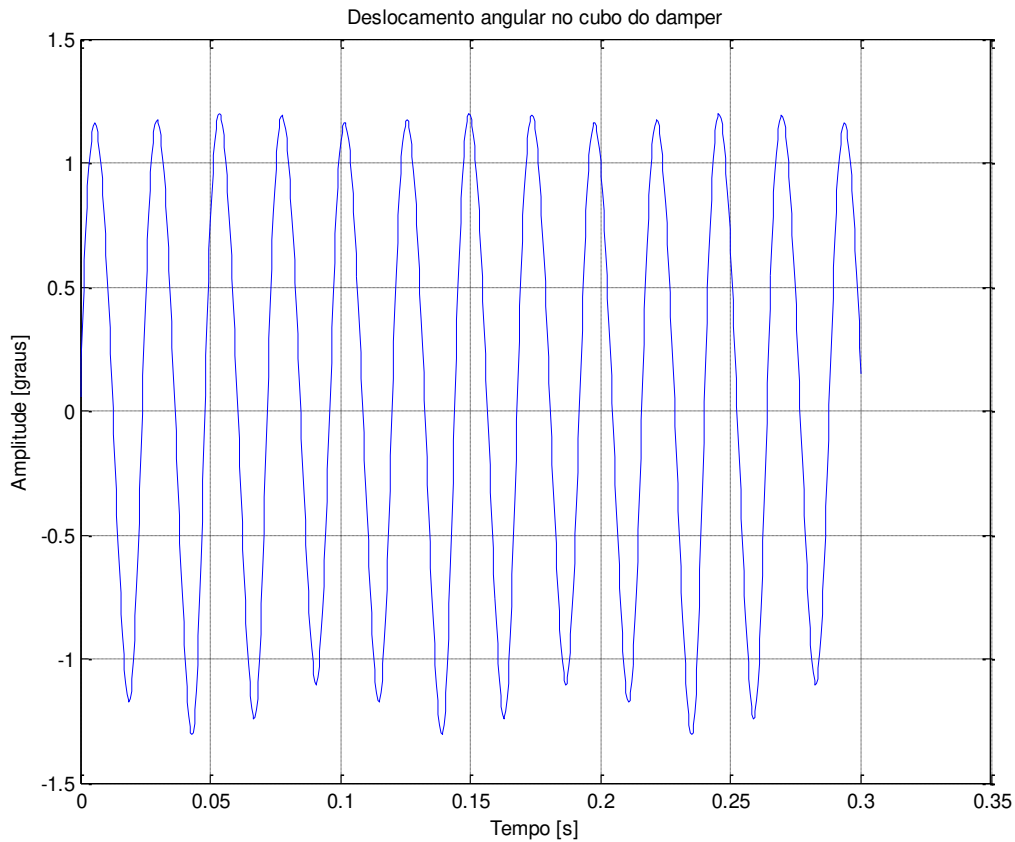


Figura 5.27: Deslocamento angular teórico no cubo do TVD simulando 1250 rpm do motor.

Nessa simulação foram definidos os seguintes parâmetros para o controlador:

$K_p = 1,8 \text{ dB}$,

$K_i = 30 \text{ 1/s}$,

$K_d = 0,5 \text{ ms}$,

Lag = $0,9 \text{ ms}$,

Sensibilidade do canal auxiliar do controlador: $0,2 \text{ graus/V}$.

Foi medido também o torque dinâmico atuante na célula de carga, cuja calibração é de $3,57 \text{ N.m/V}$, para uma comparação com os valores teóricos de torque calculados. A Figura 5.28

apresenta os resultados da medição sobrepostos ao torque dinâmico teórico para 1250 rpm do motor.

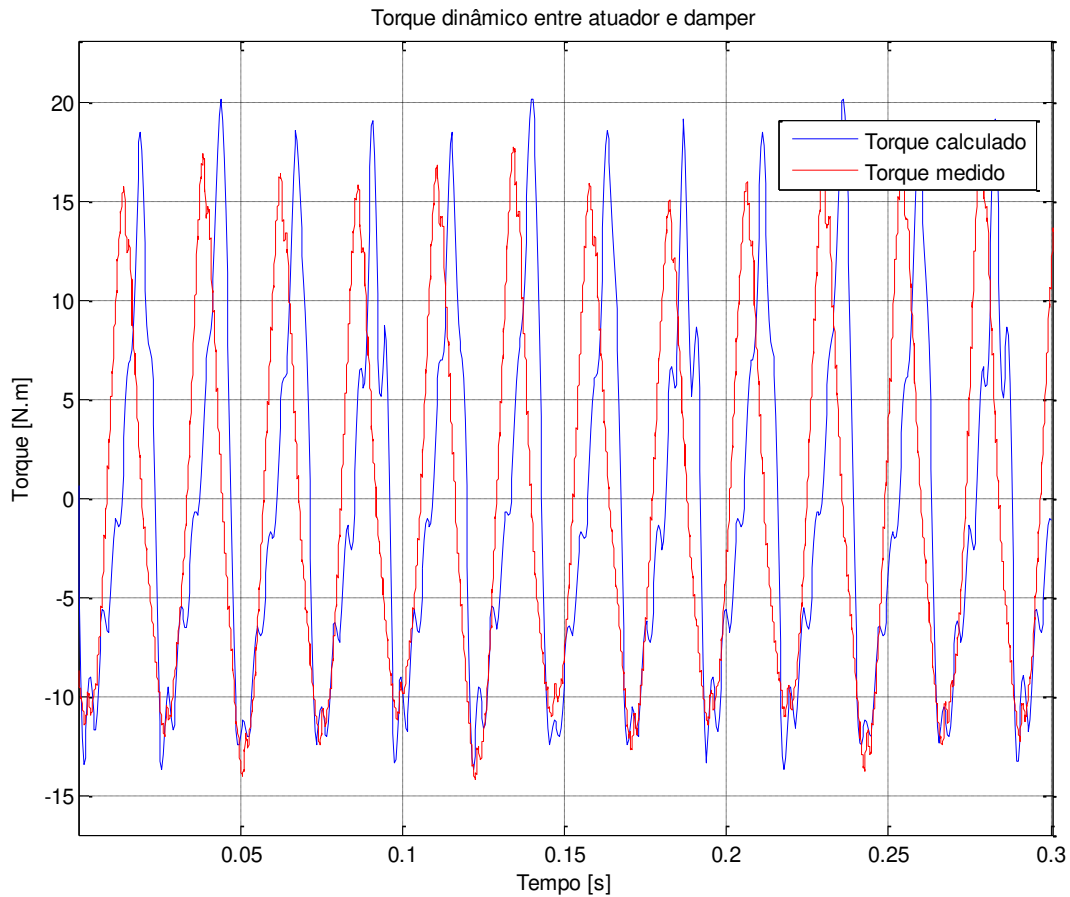


Figura 5.28: Torque medido e calculado na célula de carga para 1250 rpm do motor.

É possível observar na rotação simulada que para cada período, ou seja, duas voltas da árvore de manivelas correspondentes a 0,096s existem quatro picos de toque indicando uma influência predominante da 2º ordem da excitação do motor (dois picos por revolução). É possível verificar também que as ordens das frequências mais altas não apareceram nos resultados experimentais.

O torque dinâmico teórico foi calculado desprezando-se o torque de acionamento do comando de válvulas e da bomba d'água (termos constantes) e nesse caso, introduziu-se a inércia do anel do *damper* no modelo matemático, pelo fato do mesmo fazer parte do componente real.

Os valores de torque encontrados apresentam boa correlação tanto em amplitude quanto em frequência, exceto pelo fato de que não foi possível para o sistema representar as frequências de ordens mais elevadas que podem ser notadas próximas dos picos das amplitudes positivas do torque teórico. Nesse ponto pode-se destacar um aspecto peculiar do ensaio de HIL, que é a representação do comportamento real do amortecedor de vibrações torcionais para uma dada condição de operação.

Nesse caso as características dinâmicas reais da borracha estão realimentando o sistema em tempo real e o mesmo está respondendo de modo a representar as vibrações torcionais do conjunto rotativo do motor, o que é difícil de simular exclusivamente através de formulações matemáticas.

O principal motivo pelo qual existe uma diferença entre as amplitudes do torque calculado e do torque medido é que as simulações e calibrações do modelo matemático foram realizadas com o amortecedor de vibrações torcionais na temperatura de trabalho, ou seja, aproximadamente 65°C. Como a 1250 rpm não existem ressonâncias que façam com que a borracha seja solicitada a ponto de sofrer aquecimento, o comportamento dinâmico do componente foi avaliado com a borracha na temperatura ambiente (27°C). Os resultados são coerentes, principalmente pelo fato da amplitude de torque medida mostrar que o comportamento real do *damper* apresenta uma rigidez torcional e um coeficiente de amortecimento relativo (obtido através do fator de perda) maiores que os teóricos apresentados.

Com o aumento da temperatura do elastômero, espera-se uma queda da rigidez torcional dinâmica e uma redução do coeficiente de amortecimento relativo, portanto, numa condição onde

a borracha esteja a uma temperatura mais baixa, como a ocorrida na bancada de testes do HIL, amplitudes menores de torque irão ocorrer de fato.

São apresentados a seguir os resultados das medições de deslocamento angular do anel do TVD. Essas amplitudes foram obtidas pela dupla integração das acelerações medidas na direção tangencial da extremidade do anel. A conversão do deslocamento linear para angular foi feita considerando-se um raio de 88 mm no qual se posicionou o acelerômetro. A sensibilidade do acelerômetro foi aferida aplicando-se ao *damp*er um sinal senoidal de amplitude e frequência conhecidas, obtendo-se um valor de 97,4 mV/g.

A próxima figura apresenta de forma sobreposta, as amplitudes de vibração experimentais e teóricas no anel do amortecedor de vibrações.

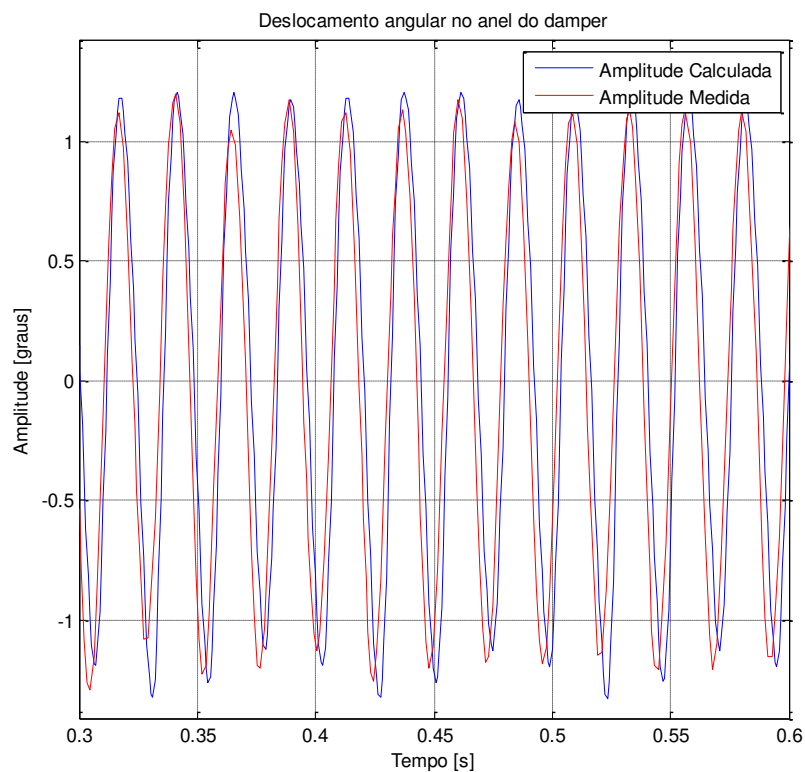


Figura 5.29: Deslocamento angular medido e calculado no anel do TVD para 1250 rpm do motor.

Analisando o gráfico é possível verificar uma aproximação satisfatória dos sinais em amplitude e frequência. Como mencionado anteriormente, as diferenças entre os sinais são devidas à condição real de funcionamento do amortecedor, tendo em vista as variações que ocorrem nas características dinâmicas da borracha em função da frequência de excitação e da temperatura.

Apenas para notificação quanto aos modelos matemáticos utilizados, no modelo para a simulação de HIL, não é considerada a inércia do anel do TVD para a geração do sinal de atuação, enquanto que essa inércia é considerada no modelo matemático que gerou os resultados da Figura 5.29.

Sendo assim, para a visualização dos resultados teóricos, é necessário considerar a inércia do anel do *damper*, enquanto que para as simulações de HIL, o sinal de deslocamento é gerado sem considerar a inércia do anel no modelo elástico. Devem-se então comparar os valores dos torques teóricos com os experimentais para a validação da utilização da técnica de HIL.

De forma semelhante à exposta anteriormente, vale salientar que as diferenças encontradas entre as amplitudes medidas e calculadas, são decorrentes da aplicação do HIL que permite obter a resposta real do *damper*, que nesse caso, possui amortecimento relativo maior devido a uma menor temperatura da borracha quando comparada à simulada em MATLAB.

Em virtude dos bons resultados obtidos, tentou-se realizar a simulação das vibrações torcionais no *damper* em uma condição de operação do motor onde o componente estivesse sujeito a uma maior solicitação térmica e mecânica. Sendo assim, obtiveram-se do modelo elástico equivalente as amplitudes de vibração para a condição de 4500 rpm e esse sinal foi então transferido para o atuador.

A Figura 5.30 apresenta uma comparação entre o sinal enviado pela placa dSPACE (em azul) e o sinal de atuação real aplicado pelo atuador hidráulico (em vermelho).

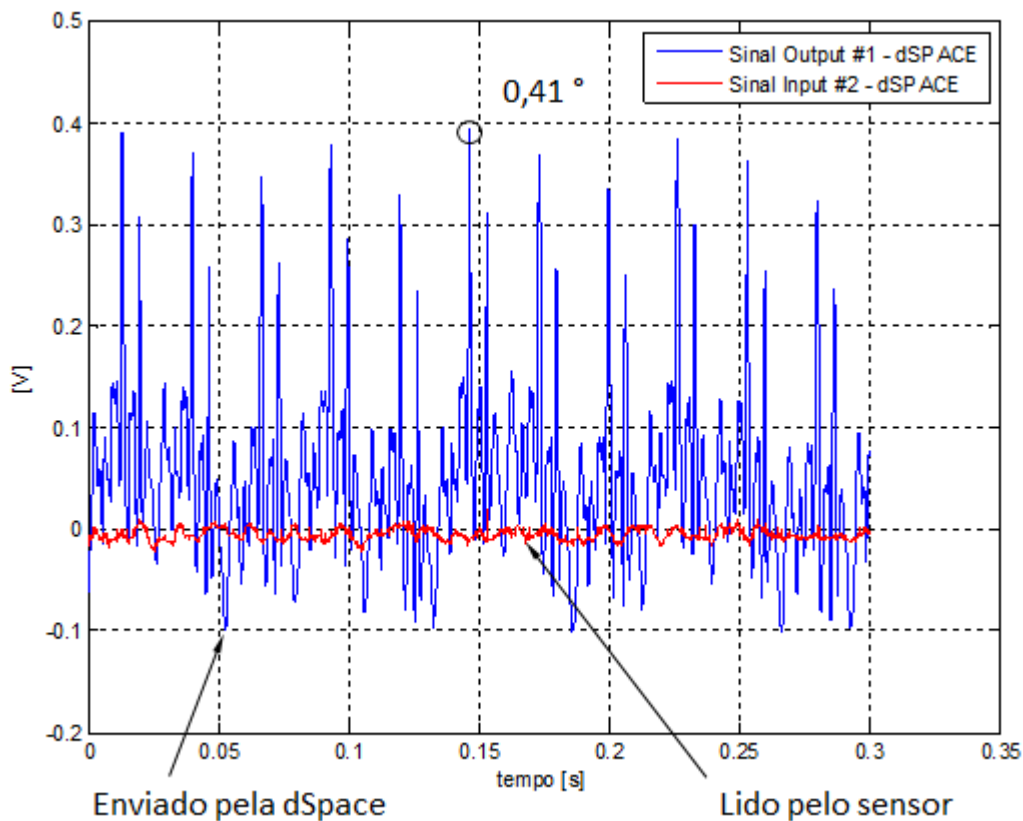


Figura 5.30: Sinais enviados e medidos no atuador, simulando 4500 rpm do motor.

Observando o gráfico anterior fica evidente que não foi possível simular de forma satisfatória a variação do deslocamento angular da extremidade frontal do virabrequim em função do tempo. O valor de $0,41^\circ$ mostrado na Figura 5.30 indica o valor de pico teórico esperado para o sinal de atuação, valor este que não foi devidamente reproduzido. O sinal real de atuação (em vermelho) ficou muito aquém das amplitudes desejadas e apresentou-se apenas como ruído sem significado físico. Os parâmetros PID do controlador foram modificados sistematicamente de modo a tentar reproduzir o sinal enviado, porém, o sistema apresentou perda de estabilidade com muita facilidade o que impossibilitou a realização do experimento para essa condição de operação do motor.

A próxima figura apresenta os valores teóricos de deslocamento angular no cubo do *damper* obtidos do modelo matemático. É possível notar uma diferença entre esse sinal e o sinal azul apresentado na figura anterior, o que mostra a influência do sinal de atuação na realimentação do modelo.

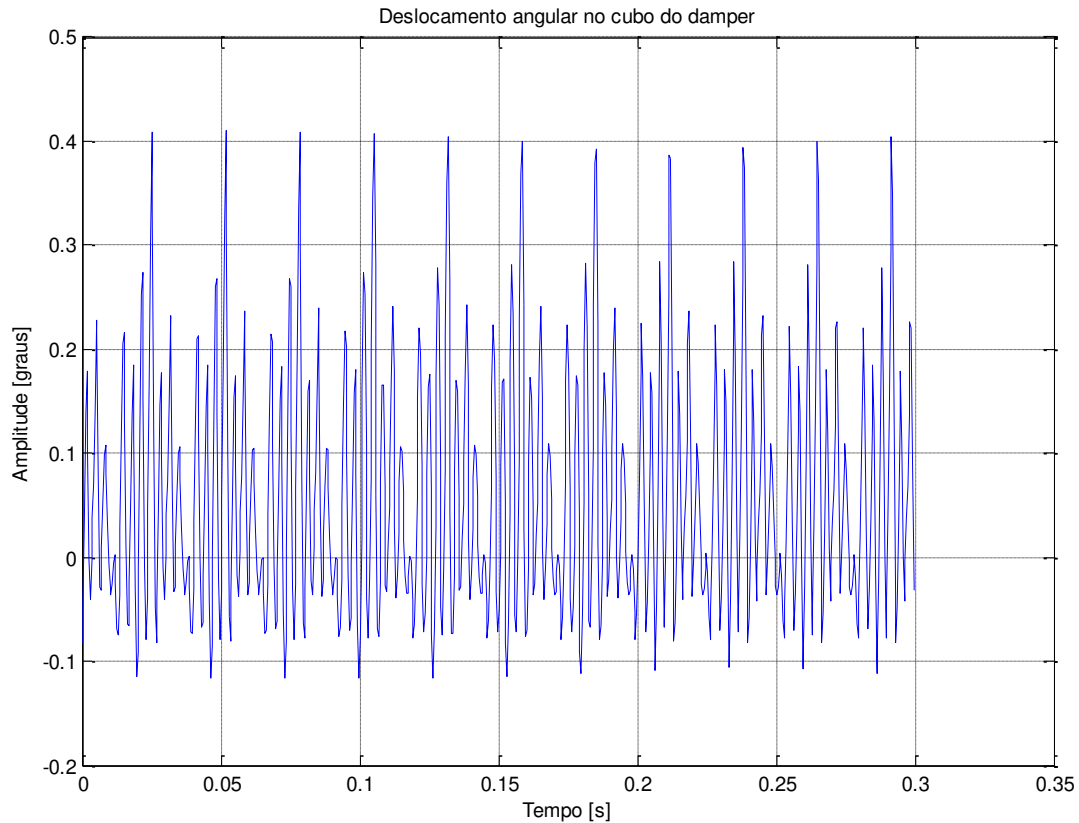


Figura 5.31: Deslocamento angular teórico no cubo do TVD simulando 4500 rpm do motor.

A seguir apresenta-se de forma semelhante à mostrada para a condição de 1250 rpm, a comparação entre os torques dinâmicos teóricos na extremidade frontal do virabrequim no motor real, considerando-se a inércia da célula de torque na bancada de ensaios do HIL para um período da excitação.

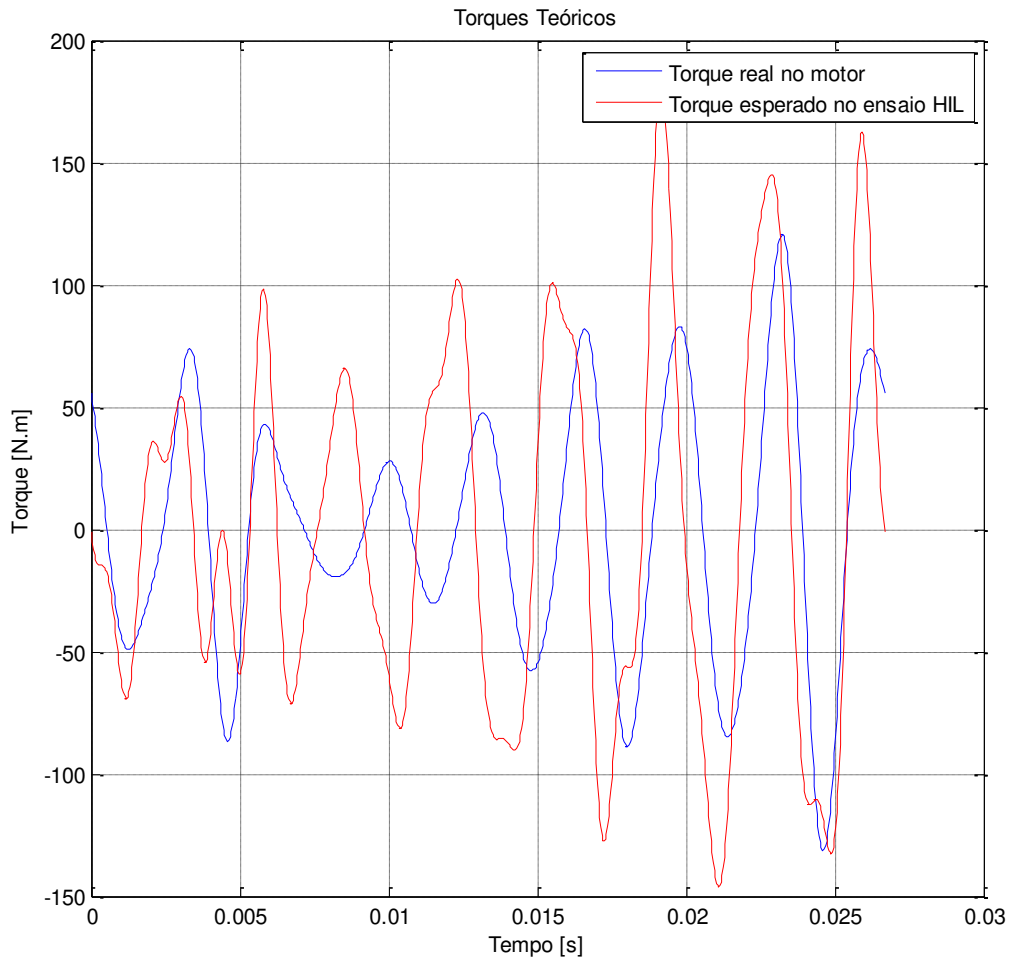


Figura 5.32: Comparação entre os torques teóricos a 4500 rpm no motor real e esperado nos ensaios de HIL com *damper* e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas.

Pelo fato do atuador não ter respondido ao sinal de comando imposto, o mesmo não apresentou deslocamentos angulares perceptíveis e, portanto, não houve sinais de saída da célula de carga nem do acelerômetro para a obtenção do deslocamento no anel. Na Figura 5.33 é possível comprovar a inexistência de resposta da célula de torque.

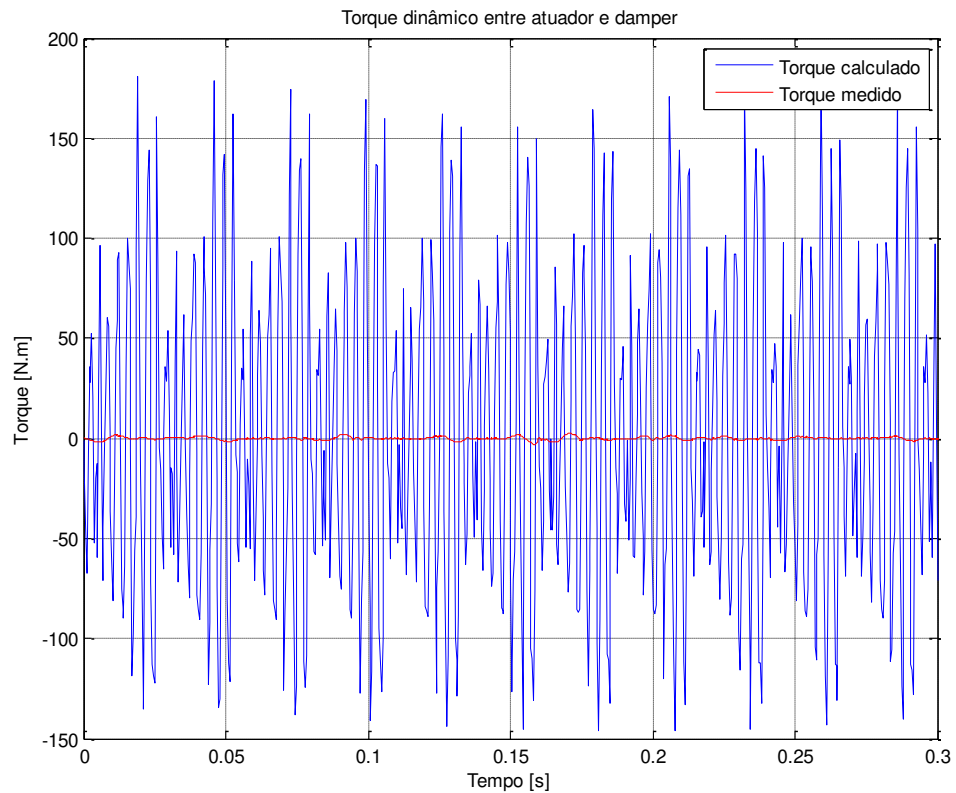


Figura 5.33: Torque medido e calculado na célula de carga para 4500 rpm do motor.

A Figura 5.34 apresenta o deslocamento angular teórico esperado para o anel do amortecedor. Como não houve resposta do acelerômetro, não foi possível comparar os valores teóricos aos experimentais.

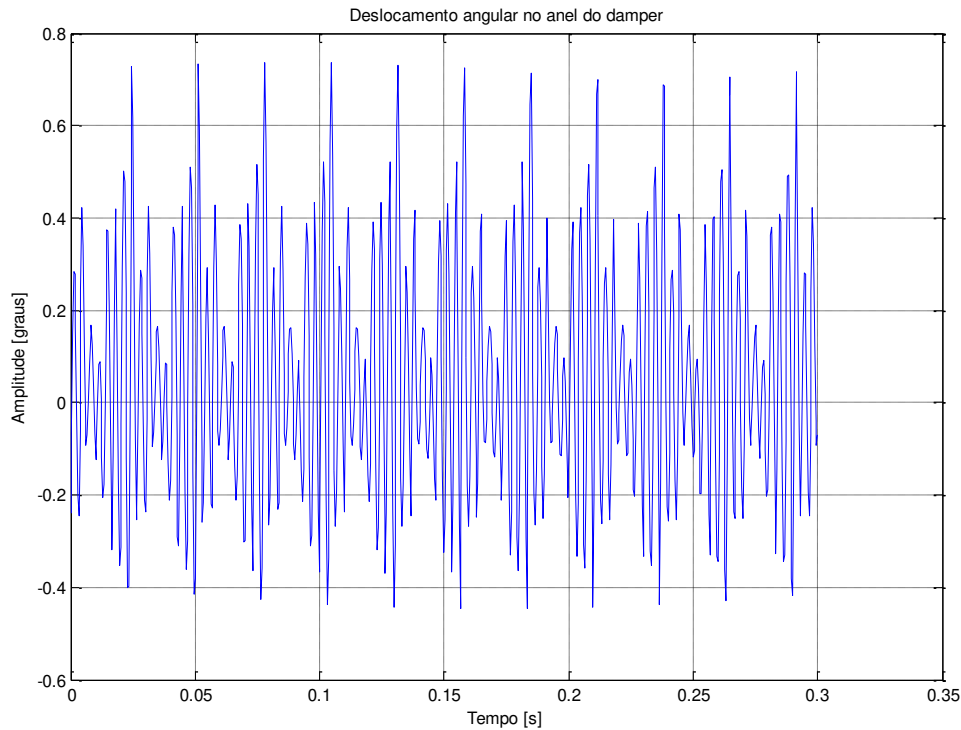


Figura 5.34: Deslocamento angular teórico no anel do TVD para 4500 rpm do motor.

No apêndice A é apresentada a simulação para duas condições intermediárias de rotação do motor. As condições escolhidas foram as rotações de 2000 rpm e 3000 rpm, onde para essa última condição ocorre a ressonância do primeiro modo de vibrar com a sexta ordem da excitação.

Em uma simulação adicional que foi realizada, foi verificada a influência das características dinâmicas da célula de torque utilizada. Adicionou-se ao modelo elástico, entre as extremidades do virabrequim (ou atuador) e o cubo do TVD, a rigidez torcional obtida do catálogo do fabricante do componente (190.986 N.m/rad) e dividiu-se a sua inércia igualmente entre as duas inércias consecutivas.

A análise das vibrações torcionais desse novo sistema considerando os carregamentos do motor foi realizada apenas para se avaliar a diferença nas amplitudes entre as extremidades do sensor, uma vez que essa montagem não existe fisicamente na aplicação real.

As Figuras de 5.35 a 5.38 apresentam respectivamente os valores de deslocamento para um período da excitação, nas rotações de 1250, 2000, 3000 e 4500 rpm.

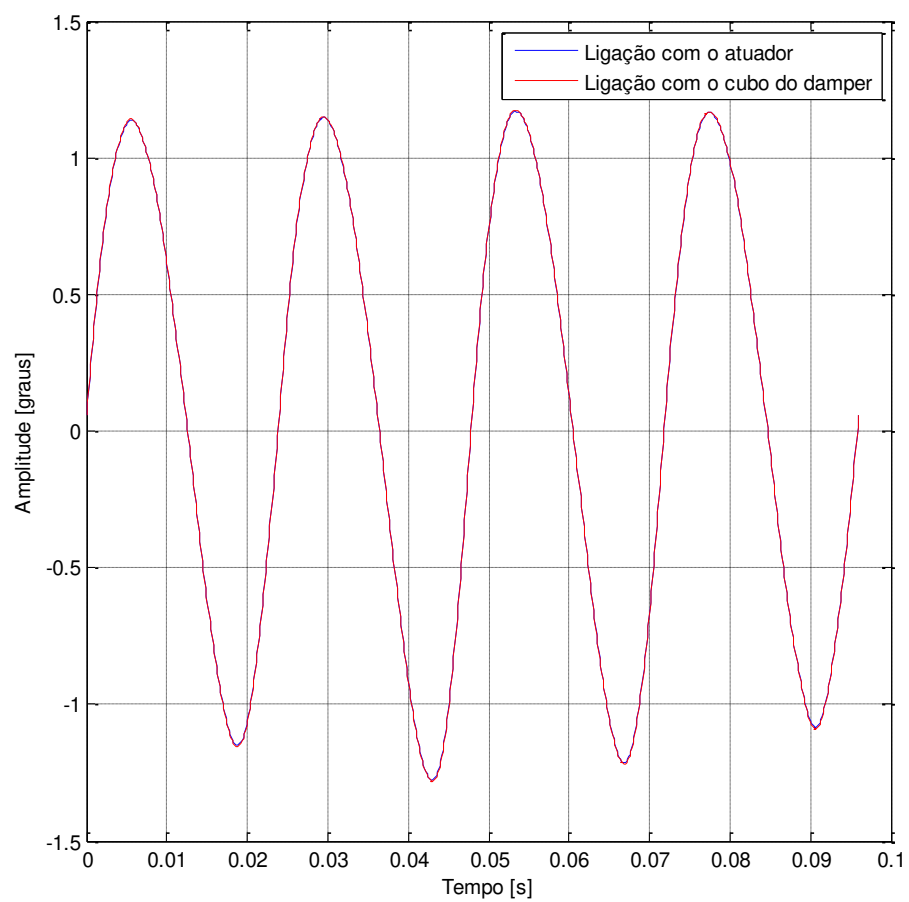


Figura 5.35: Deslocamentos angulares teóricos nas extremidades do torquímetro a 1250 rpm.

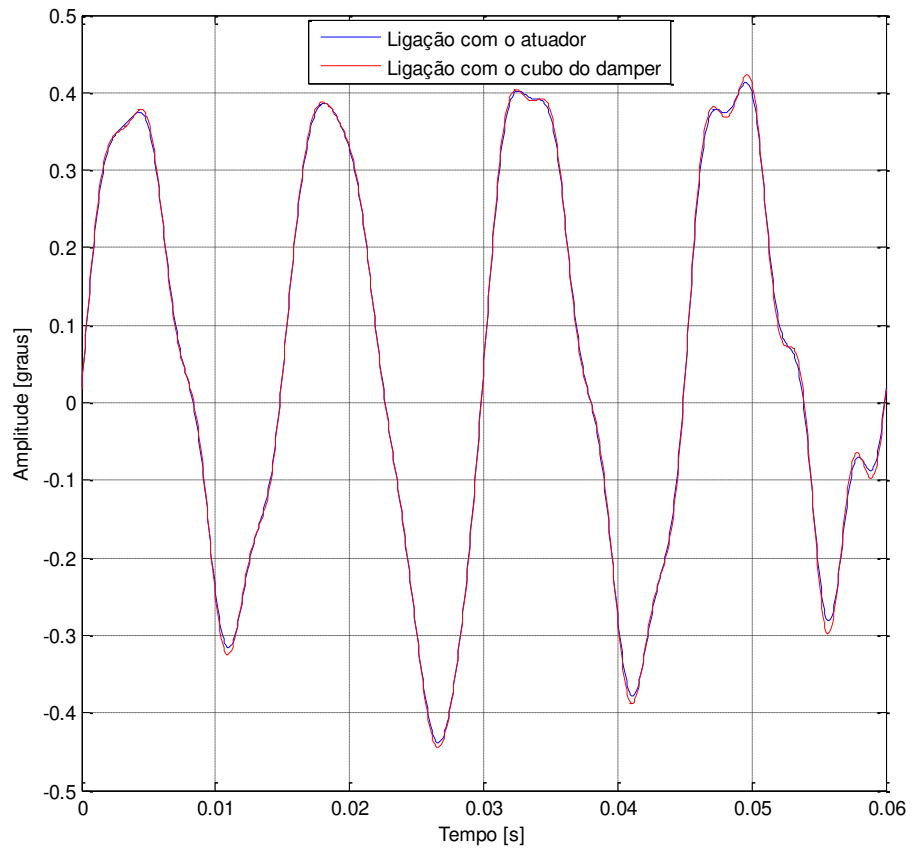


Figura 5.36: Deslocamentos angulares teóricos nas extremidades do torquímetro a 2000 rpm.

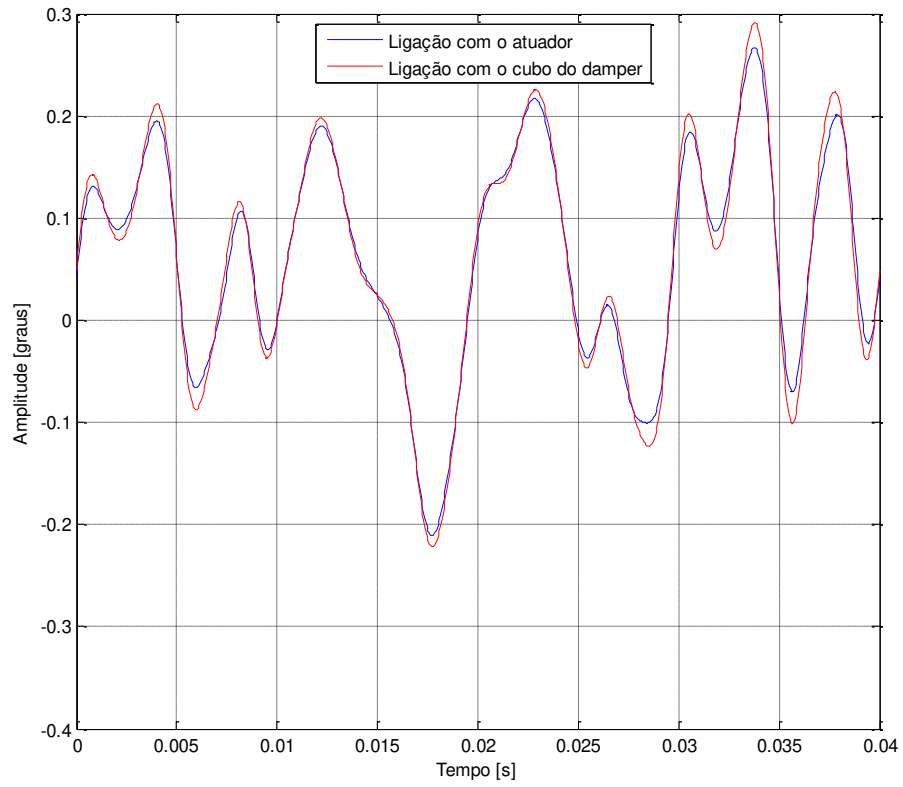


Figura 5.37: Deslocamentos angulares teóricos nas extremidades do torquímetro a 3000 rpm.

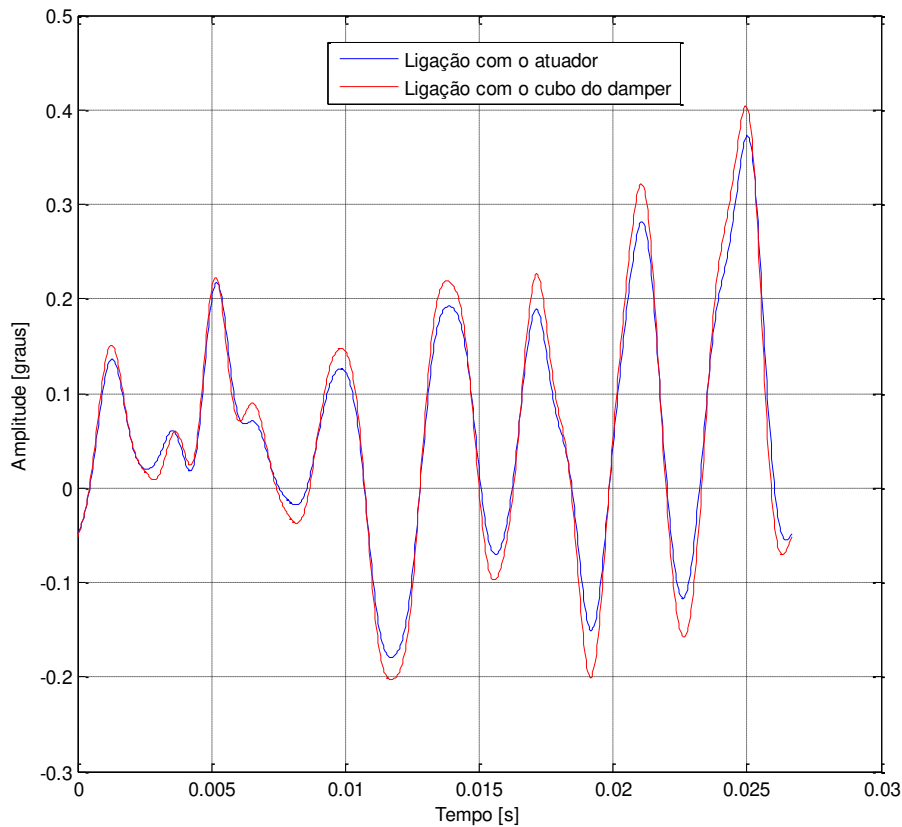


Figura 5.38: Deslocamentos angulares teóricos nas extremidades do torquímetro a 4500 rpm.

Dos resultados apresentados, pode-se observar que nas rotações de 1250 e 2000 rpm a célula de carga apresenta características dinâmicas tais que não apresentam influências significativas que possam prejudicar a aplicação do HIL, uma vez que as amplitudes de entrada e saída são idênticas.

Já para as condições de 3000 e 4500 rpm, podem-se observar diferenças consideráveis nas amplitudes de ambas extremidades, o que pode alterar de alguma forma a resposta real no anel do *damper*. Porém, não se nota qualquer alteração considerável nas frequências das respostas.

Capítulo 6

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

Como mencionado no início dessa tese, a metodologia de *Hardware-in-the-Loop* apresenta diversas vantagens nas simulações de componentes que possuem características de funcionamento complexas para serem modeladas matematicamente, ou reproduzidas em condições normais de operação dos equipamentos.

Foram realizados de forma preliminar ensaios com uma engrenagem pré-tensionada e logo a seguir a técnica HIL foi aplicada para a avaliação de um TVD. Nesse caso, o elastômero utilizado para proporcionar o amortecimento das vibrações torcionais nas árvores de manivelas dos motores de combustão interna possui características dinâmicas que variam significativamente com a temperatura e frequência de excitação. Existe ainda a interdependência entre essas duas variáveis, pois ocorrem variações de rigidez e coeficiente de amortecimento em função das alterações térmicas geradas pelo atrito interno da borracha, que por sua vez é função das amplitudes e frequências das vibrações.

No caso da engrenagem pré-tensionada, obtiveram-se resultados satisfatórios comparando-se os resultados da simulação de HIL com os valores encontrados em dinamômetro. As amplitudes mais altas de vibração nas engrenagens observadas em banco de testes foram atribuídas às folgas existentes entre o cubo desses componentes e os seus mancais

hidrodinâmicos, os quais apresentam folgas radiais que não existem na bancada de simulações de HIL. Porém, esse fato não inviabilizou os resultados dos ensaios, pois verificou-se que o equipamento apresentou capacidade de aplicação do torque (elevado para essa condição), na frequência proposta para a simulação do compressor de ar.

Existiu uma diferença de fases entre o sinal de torque simulado e o realmente aplicado à engrenagem. Porém, as amplitudes e frequências obtidas foram respeitadas de forma satisfatória para se atingirem os objetivos desse experimento. A incapacidade do atuador utilizado para se atingir as frequências desejadas foi verificada experimentalmente e os resultados podem ser visualizados no Apêndice C.

O ensaio de HIL do TVD apresentou resultados muito bons para a condição de 1250 rpm do motor. Já para as demais condições do motor verificou-se que existe uma divergência entre os valores esperados teoricamente e os observados na prática e é importante salientar que essa diferença não pode ser atribuída aos modelos matemáticos teóricos utilizados durante o desenvolvimento dessa tese.

Verificou-se claramente que os equipamentos utilizados na bancada de ensaios possuem capacidade muito aquém da desejada para a representação dos fenômenos vibratórios estudados. O atuador hidráulico, por exemplo, que apesar de possuir uma capacidade de torque de até 250 N.m, possui uma inércia tal que impossibilita a aplicação de carregamentos nas frequências de operação do *damper*. Outro fator limitante, além das inércias, está relacionado à vazão de óleo insuficiente para o atuador.

Sendo assim, o que se observou foram sinais com amplitudes muito baixas para as rotações mais altas do motor que se propôs simular, ou ainda, nenhuma resposta do atuador e dos sensores na condição de 4500 rpm.

Além das limitações descritas acima, outros fatores que devem ser levados em conta na escolha dos equipamentos para a aplicação do HIL nos amortecedores de vibrações torcionais são as características dinâmicas, tais como inércia e rigidez torcional do sensor de torque utilizado, uma vez que nas frequências de excitação mais altas foi possível observar diferenças significativas nas amplitudes entre as extremidades do torquímetro. Dessa forma, a resposta do anel do *damper* num ensaio de HIL poderá ser ligeiramente diferente da observada em um motor real.

Os objetivos principais desse trabalho, que foram desenvolver, implementar e verificar uma metodologia para a aplicação do HIL em um amortecedor de vibrações torcionais de um motor de combustão interna, foi atingido com sucesso. Uma próxima etapa seria a utilização de equipamentos com inércias menores e atuadores com maior faixa dinâmica com a finalidade de simular todas as condições de funcionamento de motores, não só com ignição por centelha, mas também de motores de ciclo Diesel, que possuem torques dinâmicos consideravelmente maiores.

A metodologia utilizada apresenta como ponto a ser destacado, a vantagem de tornar desnecessário o pleno conhecimento de todas as características dinâmicas do TVD a ser analisado, pois como explicado anteriormente, o mesmo irá responder às excitações impostas do mesmo modo que responderia quando acoplado ao motor, em qualquer regime ou condição de operação.

Desse modo, não só os TVDs elastoméricos poderiam ser avaliados, ou até mesmo validados, mas também se poderia aplicar a metodologia desenvolvida para simular o funcionamento dos amortecedores viscosos, os quais apresentam grandes variações das suas características dinâmicas em função das condições de solicitação.

A validação estrutural dos amortecedores de vibração também poderia ser realizada através desse tipo de ensaio, podendo-se dessa forma substituir os métodos tradicionais de avaliação de desempenho dos componentes, os quais geralmente reduzem a frequência natural do *damper* de

modo a sobrecarregá-lo para simular condições críticas de funcionamento. Nesses equipamentos aplicam-se sinais senoidais com amplitudes e frequências que permitam a comparação do comportamento termo-mecânico dos amortecedores, de modo a obter limites estruturais de um determinado número de amostras.

Uma aplicação futura dessa técnica seria a avaliação de um TVD nos regimes transientes de operação do motor. Neste estudo essa condição não foi avaliada, devidos aos diversos motivos já mencionados no decorrer do trabalho. Contudo, possuindo os equipamentos adequados pode-se avaliar, por exemplo, uma situação de aceleração do motor até os limites controlados de rotação (partindo-se da marcha-lenta), seguindo-se de uma redução brusca de rotação até a parada total do motor.

Outra simulação interessante seria a verificação do comportamento dinâmico do componente em uma situação de motor arrastado. Essa condição é bastante comum nos declives longos e acentuados de uma rodovia, onde, sem o acionamento dos freios, a rotação do motor pode facilmente ultrapassar os limites de segurança impostos pela unidade de controle eletrônico, fazendo com que o motor opere em condições de rotação elevadas, possibilitando o aparecimento das ressonâncias de algumas ordens de excitação que não surgiriam em um teste comum de dinamômetro. No futuro poder-se-á também desenvolver um dispositivo no qual se adicionaria à correia frontal no anel do *damper* de modo a simular a condição de funcionamento considerando os acionamentos.

Referências

- Babbitt, G. R. e Moskwa, J. J., Implementation details and test results for a transient engine dynamometer and hardware in the loop vehicle model. Proceedings of the 1999 IEEE - International Symposium on Computer Aided Control System Design, 1999, pp. 569-574.
- Brunetti F., Garcia O., Motores de combustão interna. *FEI*. 1992.
- Duque E.L., Nigro F.B.E., Analyzing engine flywheel torsional vibration in dynamometer to estimate impacts in the automotive clutch. IX SIBRAV – POLI / USP, 2007.
- Glyniadakis, G. V. Analise de redução do ruído de batida de dentes da engrenagem do compressor do motor Diesel. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas - Unicamp, 2009, 98 p. Dissertação (Mestrado).
- Grega, W. Hardware-in-the-loop simulation and its application in control education. 29th ASEE/IEEE Frontiers in Education Conference, 1999, Session 12b6, pp. 7-12.
- Hafner K. E., Maass H., Torsionsschwingungen in der verbrennungskraftmaschine. *Springer-Verlag/Wien*. 1985, ISBN 3-211-81793-X.

- Isermann, R., Schaffnit, J., Sinsel, S., Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems. *Control Engineering Practice* 7, 1999, pp. 643-653.
- Lee, J. C. e Suh, M. W., Hardware-in-the-loop simulator for ABS/TCS. *Proceedings of the 1999 IEEE - International Conference on Control Applications*, 1999, pp. 652-657.
- Maass H., Klier H., Kräfte, momente und deren ausgleich in der verbrennungskraftmaschine. *Springer-Verlag/Wien*. 1981, ISBN 3-211-81677-1.
- Mendes, A. S. Desenvolvimento e Validação de Metodologia para Análise de Vibrações Torcionais em Motores de Combustão Interna. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas - Unicamp, 2005, 134 p. Dissertação (Mestrado).
- Müller P. C., Schiehlen W. O., Linear vibrations. *Martinus Nijhoff Publishers*. 1985, ISBN 90-247-2983-1.
- Papadimitriou, I., Silvestri, J., Warner, M., Despujols, B., Development of real-time capable engine plants models for use in HIL systems. *SAE International Congress*, 2008, Paper n° 2008-01-0990.
- Powell, B. K., Sureshbabu, N., Bailey, K. E., Dunn, M. T., Hardware-in-the-loop vehicle and powertrain analysis and control design issues. *Proceedings of the American Control Conference*, 1998, pp. 483-492.
- Shiakolas, P. S., Piyabongkarn, D. Development of a real-time digital control system with a hardware-in-the-loop magnetic levitation device for reinforcement of control education. *IEEE Transactions on Education*, 2003, Vol. 46, No. 1, pp. 79-87.

Yamazaki, M., Sureshababu, S., Loftus, M., Crandell, R., Brackx, M., Analysis of automatically generated vehicle system control software in a HIL environment. Proceedings of the American Control Conference, 2002, pp. 3135-3140.

Bibliografia

Baracos, P., Murere, G., Rabbath, C. A., Jin, W., Enabling PC-Based HIL simulation for Automotive Applications. 0-7803-7091-0/01 IEEE, 2001, pp.721-729.

Bona, B., Brusa, E., Carabelli, S., Chiaberge, M., Delprete, C., Genta, G., Maddaleno, F., Tonoli, A., The mechatronics laboratory at politecnico di Torino. Mechatronics, Elsevier Science Ltd., 1997, Vol. 7, No. 5, pp. 413-427.

Brennan, S., Alleyne, A., DePoorter, M., The Illinois roadway simulator – A hardware-in-the-loop testbed for vehicle dynamics and control. Proceedings of the American Control Conference, 1998, pp. 493-497.

Enhua, W., Shehgzhi, X. Wei, S., Kang, L., Yanchun, C., Jianrui, Z., Real-time modeling and simulation of a heavy duty Diesel engine. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, 2008, 978-1-4244-1849-7/08.

Güvenç, L., Güvenç, B. A., Yigit, T., Öztürk, E. S., HIL system for steering controller tests. 0-7803-7729-X/03, IEEE, 2003, pp. 13-18.

- Raman, S., Sivashankar, N., Milam, W., Stuart, W., Nabi, S., Design and implementation of HIL simulators for powertrain control system software development. Proceedings of the American Control Conference, 1999, pp. 709-713.
- Ray, L. R., Nonlinear tire force estimation and road friction identification: Simulation and experiments, Automatica, Elsevier Science Ltd., 1997, Vol. 33, No. 10, pp. 1819-1833.
- Ume, C., Timmerman, M., Mechatronics instruction in the mechanical engineering curriculum at Georgia tech. Mechatronics, Elsevier Science Ltd., 1995, Vol. 5, No. 7, pp. 723-741.
- Williams, M. S., Real-time hybrid testing in structural dynamics. Australasian Congress on Applied Mechanics, 2007.
- Zupancic, B., Extension software for real-time control system design and implementation with MATLAB-SIMULINK. Faculty of Electrical Engineering, University of Ljubljana, Elsevier Science Ltd., Simulation Practice and Theory 6, 1998, pp. 703-719.

Apêndice A

As próximas figuras apresentarão os resultados obtidos para as simulações de operação do motor nas condições de 2000 rpm e 3000 rpm a plena carga. Para a rotação de 2000 rpm pode-se observar uma correlação interessante entre os sinais teóricos e experimentais, ainda que, no caso do torque dinâmico pode-se notar a deficiência dos equipamentos utilizados na elaboração dessa tese de doutorado.

Na figura seguinte pode-se observar uma sobreposição do sinal teórico enviado pela placa dSPACE ao controlador do sistema hidráulico (em azul) com o sinal real de atuação (em vermelho) após o ajuste dos parâmetros do PID do sistema de controle.

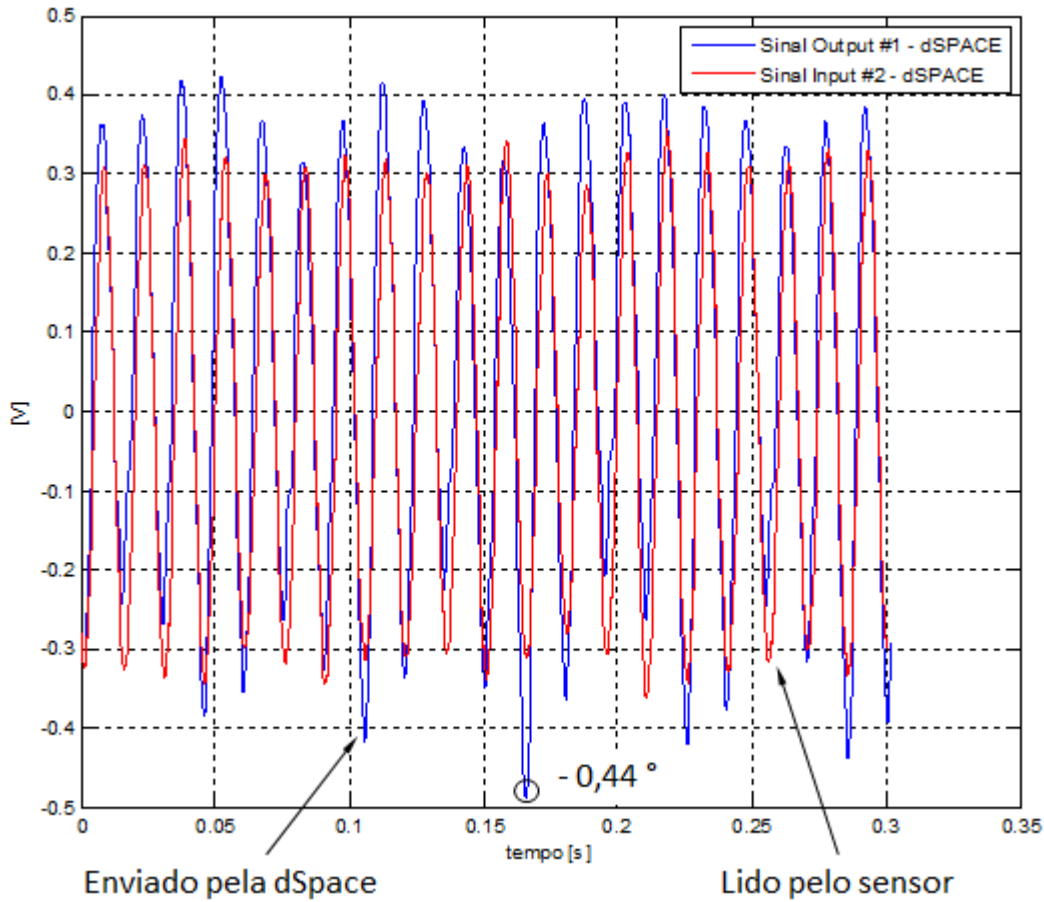


Figura A.1: Sinais enviados e medidos no atuador, simulando 2000 rpm do motor.

Pode-se notar uma similaridade entre os sinais, porém, é possível notar divergências entre os sinais enviados e medidos. Da mesma forma que para a condição de 1250 rpm, utilizou-se um osciloscópio para efetuar a leitura dos sinais para realizar as correções dos valores de tensão dos sinais de entrada e saída da placa dSPACE.

É possível observar a diferença entre os sinais teóricos (em azul) das figuras A.1 e A.2, que existe em função da realimentação do sistema, a qual modifica o sinal de entrada em função da resposta do amortecedor de vibrações torcionais em tempo real.

A próxima figura apresenta o deslocamento angular teórico em função do tempo no cubo do *damper* para a condição de operação citada anteriormente. O valor de $-0,44^\circ$ mostrado na Figura A.1 indica o valor de pico de amplitude teórica esperada para o sinal de atuação.

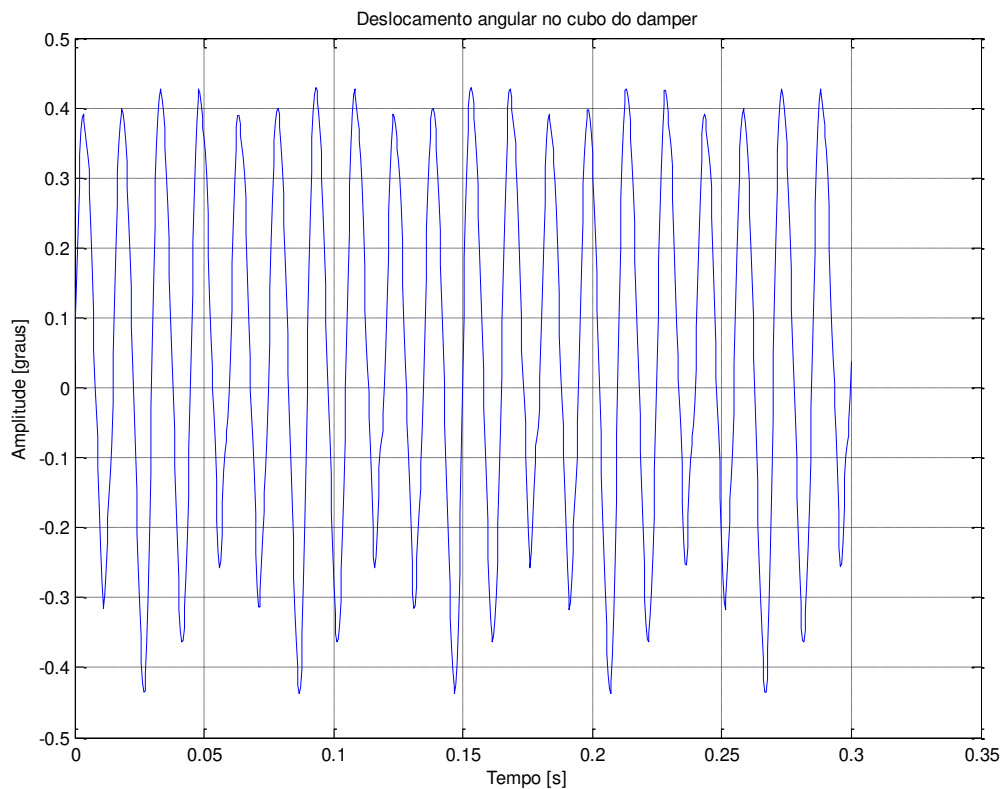


Figura A.2: Deslocamento angular teórico no cubo do TVD simulando 2000 rpm do motor.

A seguir apresenta-se de forma semelhante à mostrada para as condições de 1250 e 4500 rpm, a comparação entre os torques dinâmicos teóricos na extremidade frontal do virabrequim no motor real e considerando-se a inércia da célula de torque na bancada de ensaios do HIL para um período da excitação.

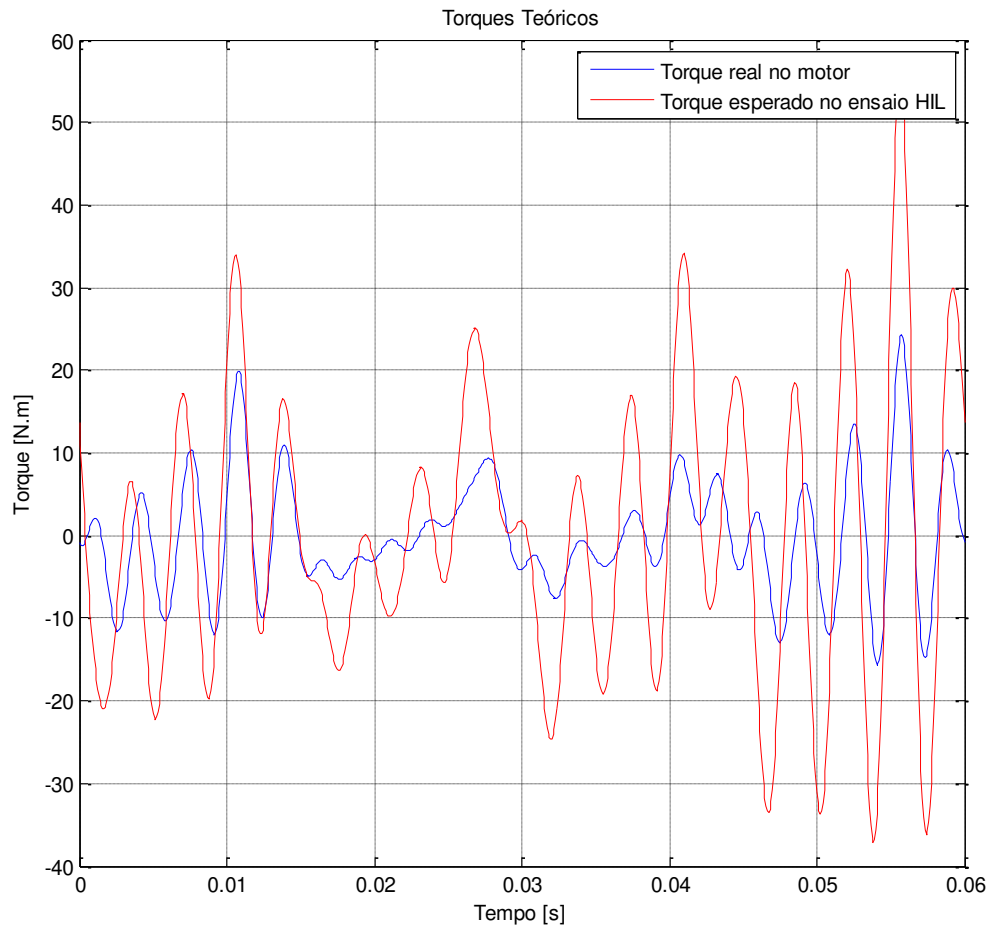


Figura A.3: Comparação entre os torques teóricos a 2000 rpm no motor real e esperado nos ensaios de HIL com *damper* e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas.

Na sequência é apresentada a sobreposição dos sinais dos torques dinâmicos calculados e medidos pela célula de carga.

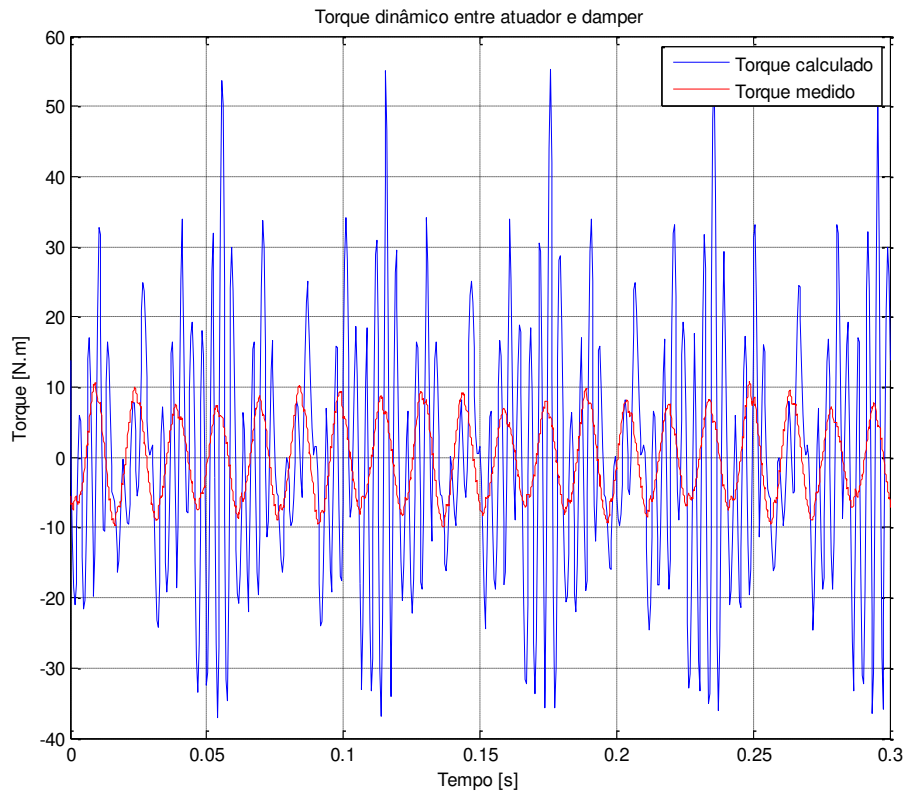


Figura A.4: Torque calculado e medido na célula de carga para 2000 rpm do motor.

Os valores de torque não apresentam correlação satisfatória entre os valores medidos e calculados, tanto em amplitude como em frequência. Isso se deve ao fato da existência de frequências de ordens mais altas que exigem respostas de atuação além da capacidade do equipamento utilizado.

Nesse caso foram especificados os seguintes parâmetros para o controlador:

$K_p = 3,8 \text{ dB}$,

$K_i = 40 \text{ 1/s}$,

$K_d = 3 \text{ ms}$,

$\text{Lag} = 0,7 \text{ ms}$,

Sensibilidade do canal auxiliar do controlador: $0,2 \text{ graus/V}$.

É apresentada na sequência, a sobreposição dos deslocamentos angulares teóricos e experimentais do anel do *damper*. Os deslocamentos reais foram obtidos pela integração dupla do sinal de aceleração medido durante a aplicação do sinal de deslocamento no atuador.

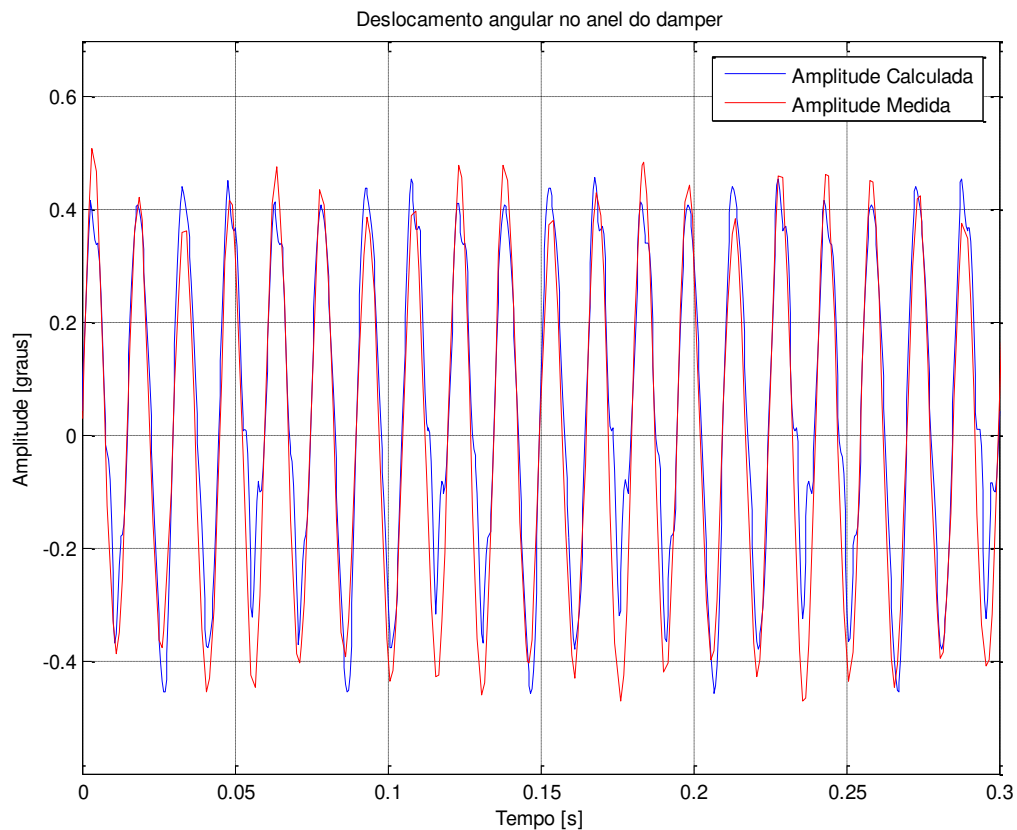


Figura A.5: Deslocamento angular medido e teórico no anel do TVD para 2000 rpm do motor.

Analisando-se o gráfico é possível notar a influência da segunda ordem da excitação, visto que, o período do sinal é de 0,06s e podemos observar 4 picos para esse período, o que corresponde a duas voltas da árvore de manivelas, ou seja, neste caso tem-se 2 picos por rotação do motor.

Nesse caso vale enfatizar que apesar das amplitudes teóricas e medidas no anel serem semelhantes, a medição do torque apresentada na Figura A.4 evidencia a deficiência dos

equipamentos utilizados. Vale também destacar, no caso das amplitudes de vibração do anel, que existe uma perda de informação das frequências mais altas em função da integração dupla do sinal de aceleração.

Na sequência serão apresentados os resultados obtidos para a condição de operação de 3000 rpm do motor. A próxima figura mostra as amplitudes das vibrações torcionais calculadas e medidas no anel do TVD.

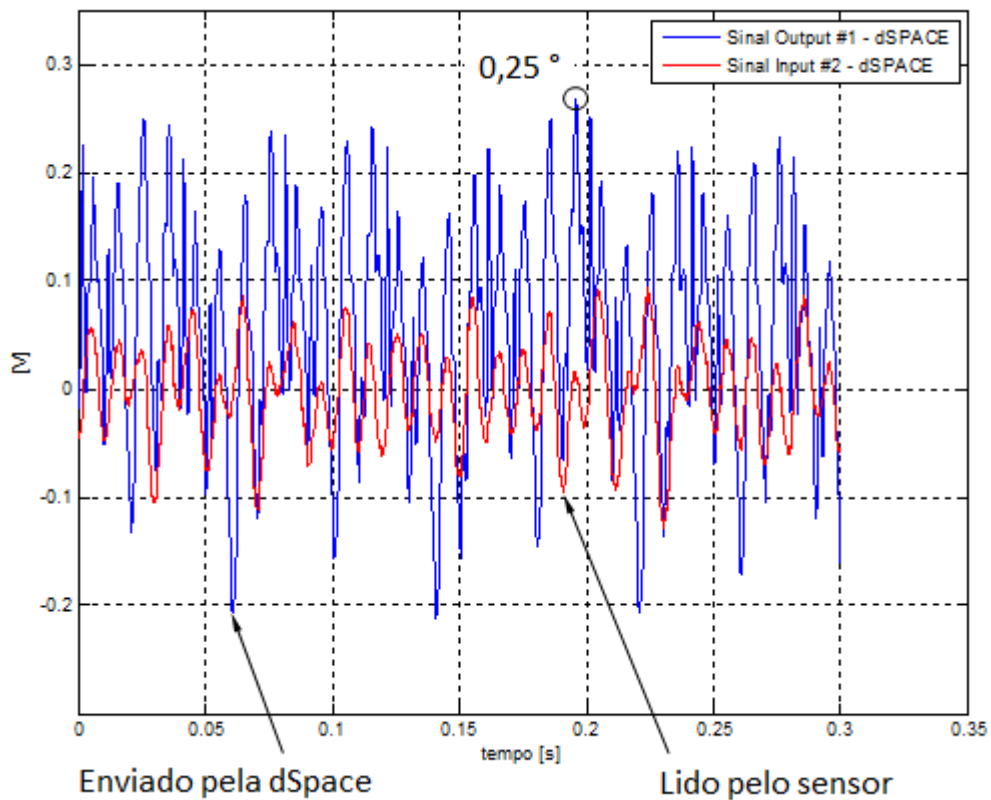


Figura A.6: Sinais enviados e medidos no atuador, simulando 3000 rpm do motor.

Comparando-se os dados da figura anterior, pode-se verificar que existe uma diferença significativa entre os valores dos sinais enviados e realmente aplicados, o que indica que a simulação ultrapassou a capacidade de resposta dos equipamentos. Atuadores eletro-magnéticos são uma alternativa para a simulação de HIL em amortecedores de vibrações torcionais, de modo

a tornar possível a avaliação dinâmica desses componentes em frequências e torques dessa magnitude. Como explicado anteriormente, o valor de $0,25^\circ$ mostrado na Figura A.6 indica o valor de pico de amplitude teórica esperada para o sinal de atuação.

Os parâmetros adotados para o PID do controlador foram os seguintes para 3000 rpm:

$$K_p = 2,5 \text{ dB},$$

$$K_i = 40 \text{ 1/s},$$

$$K_d = 3 \text{ ms},$$

$$\text{Lag} = 0 \text{ ms},$$

Resolução do canal auxiliar do controlador: $0,3 \text{ graus/V}$.

Apresenta-se de forma semelhante à mostrada para as condições de 1250, 2000 e 4500 rpm, a comparação entre os torques dinâmicos teóricos na extremidade frontal do virabrequim no motor real e considerando-se a inércia da célula de torque na bancada de ensaios do HIL para um período da excitação.

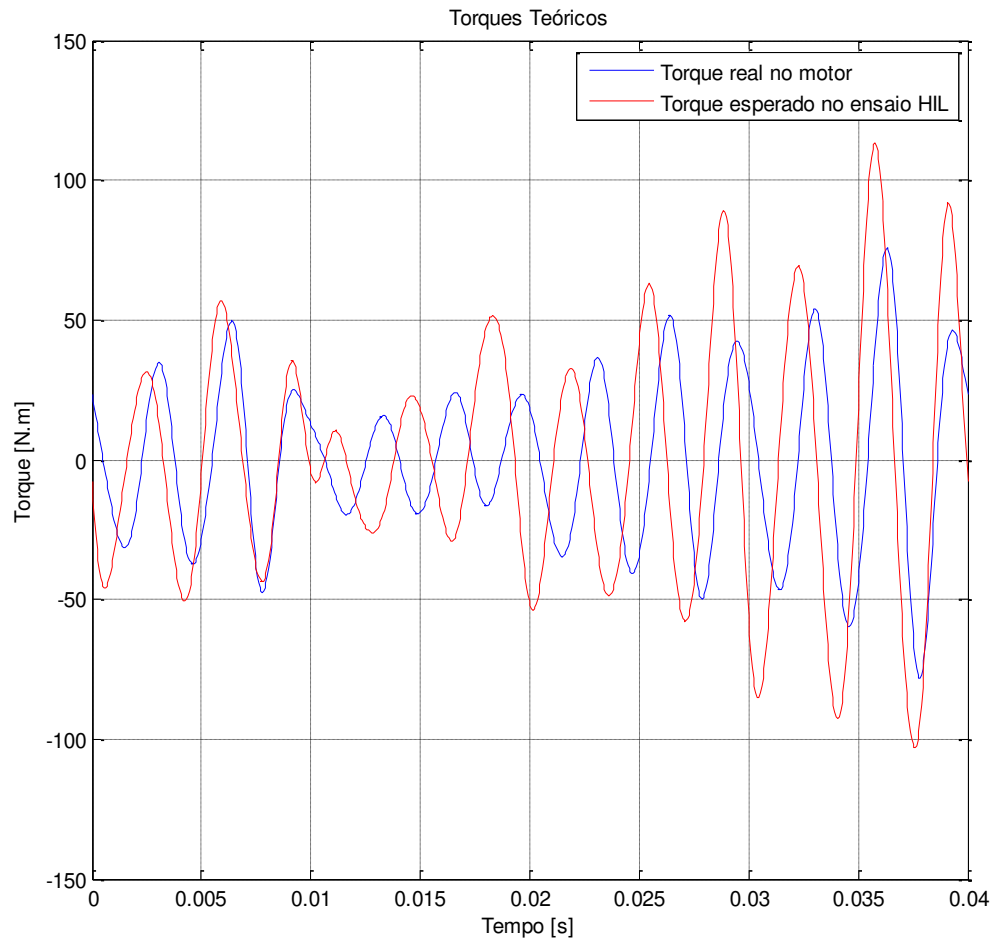


Figura A.7: Comparação entre os torques teóricos a 3000 rpm no motor real e esperado nos ensaios de HIL com *damper* e sem os torques de acionamentos da correia e da engrenagem do comando de válvulas.

A próxima figura mostra os resultados do torque dinâmico atuante na condição de operação de 3000 rpm. É possível verificar que devido às altas frequências envolvidas, não é possível para o atuador simular essa condição de funcionamento.

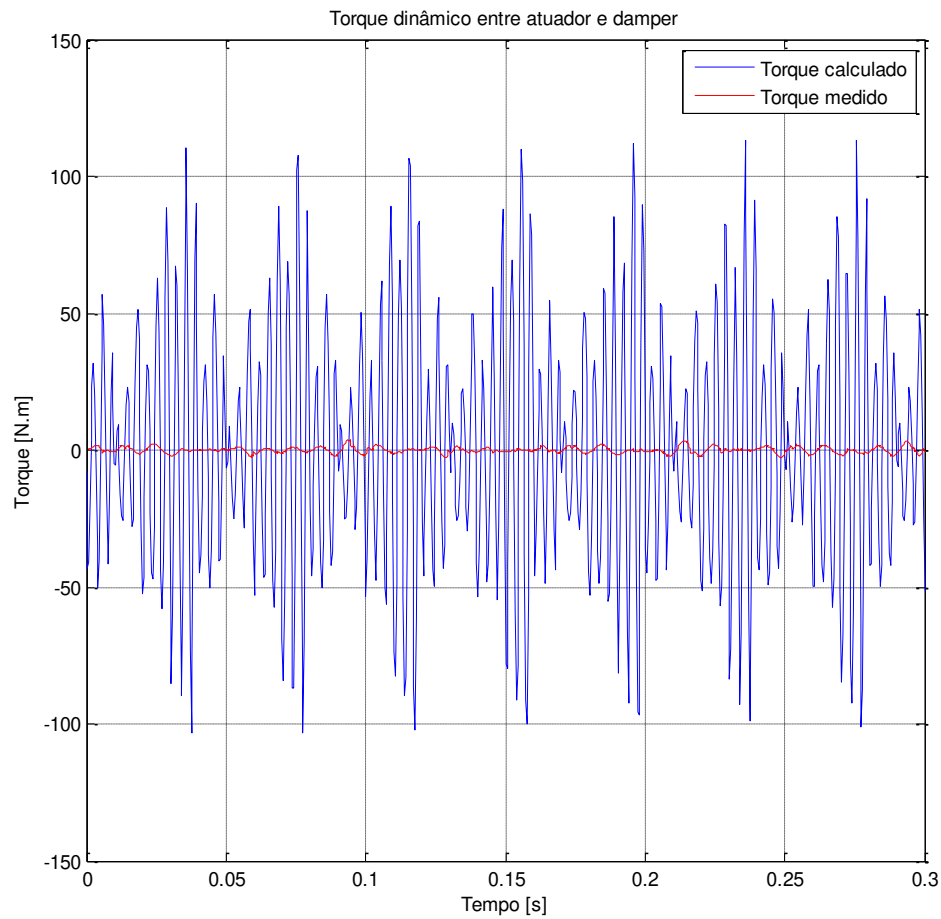


Figura A.8: Torque calculado e medido na célula de carga para 3000 rpm do motor.

Na sequência mostram-se os resultados do deslocamento angular do anel do *damper* na condição de 3000 rpm.

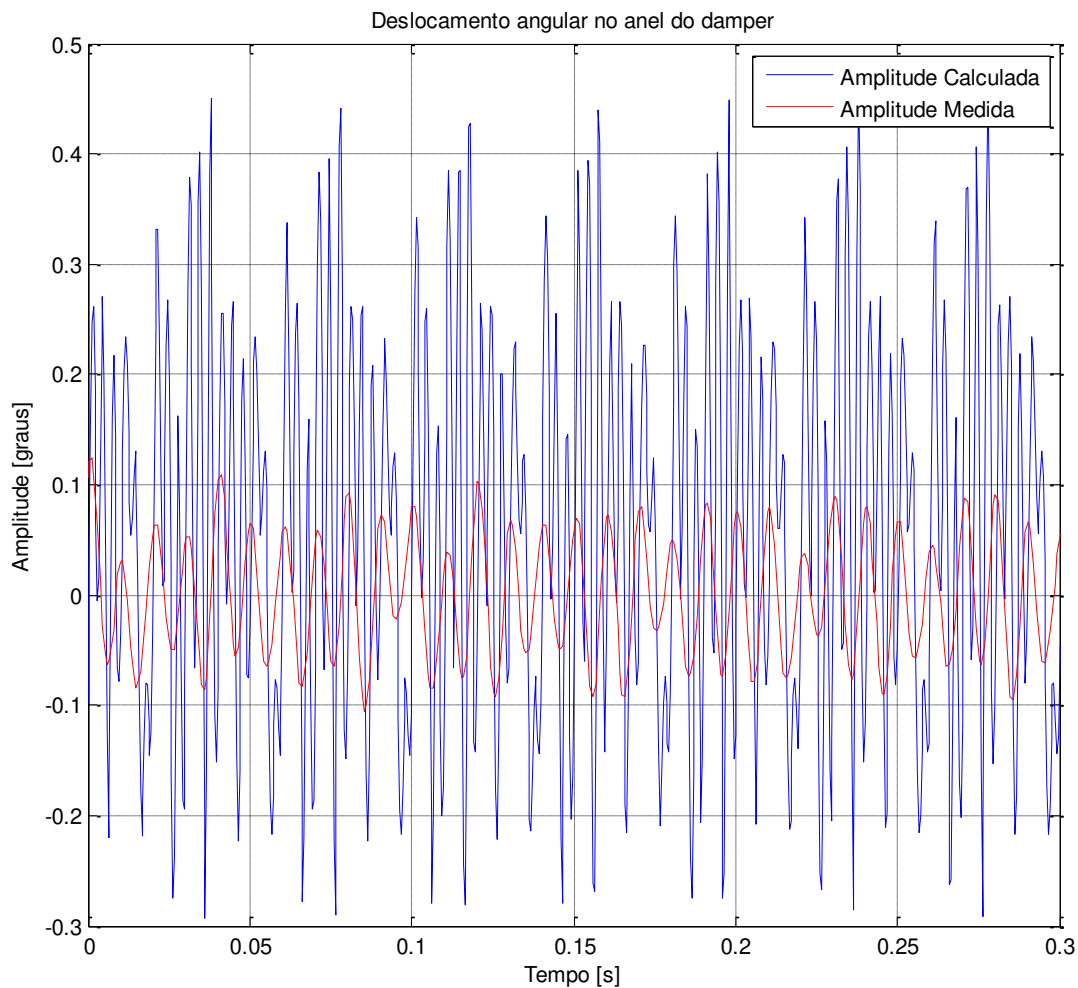


Figura A.9: Deslocamento angular medido e teórico no anel do TVD para 3000 rpm do motor.

Pode-se notar novamente que a capacidade de resposta do equipamento não foi suficiente para simular a condição de 3000 rpm do motor. As amplitudes e frequências ficaram muito aquém das reais e não existiu coerência entre os sinais como a observada na simulação de 1250 rpm.

Apêndice B

A próxima figura apresenta as especificações técnicas (em inglês) da célula de torque utilizada nos ensaios. Nela é possível observar o valor de inércia considerada no modelo de HIL.

	PM 1 D *)	PM 2 D	PM 4 D	PM 8 D	PM 16 D	PM 32 D	PM 64 D
Rated torque M_n [kNm]	1	2	4	8	16	32	64
	permissible alternating load $\pm 0,8 M_n$ about zero						
Torsion angle at M_n	ca 0,3°						
Moment of inertia [kgm ²]	0.005	0.012	0.035	0.12	0.3	0.95	2.9
Dimensions [mm]	A	130	146	167	209	244	350
	B	118	146	186	235	286	460
M	$\varnothing 100$ 12 x $\varnothing 11$ M10	$\varnothing 125$ 12 x $\varnothing 14$ M12	$\varnothing 160$ 12 x $\varnothing 18$ M16	$\varnothing 200$ 12 x $\varnothing 22$ M20	$\varnothing 250$ 16 x $\varnothing 22$ M20	$\varnothing 315$ 16 x $\varnothing 26$ M24	$\varnothing 400$ 16 x $\varnothing 33$ M30
	L	40			70		
N_i	12	15	18	24	28	32	40
Weight [kg]	5	9	16	30	50	80	160

Application		strain gauge full bridge (DMS)
rated resistance	(input/output)	350 Ω
supply voltage	recommended	5.....10 V _{max}
	max. permissible	20 V _{max}
	recommended warm-up time	30 min
Transfer coefficient:	output voltage (mV) at rated torque M_n relative to supply voltage (V)	1,6 mV / V
Total error relative to M_n (comprises deviation in linearity, hysteresis and reproducibility)		< $\pm 0,15\%$ accuracy class 0.2
Temperatre error per 10° C compensated range + 20 70° C zero point deviation rel to M_n transfer coefficient		< $\pm 0,03\%$ < $\pm 0,1\%$

* Also available with rated torque $M_n = 0.5$ kNm. Designation: PM 0,5 D

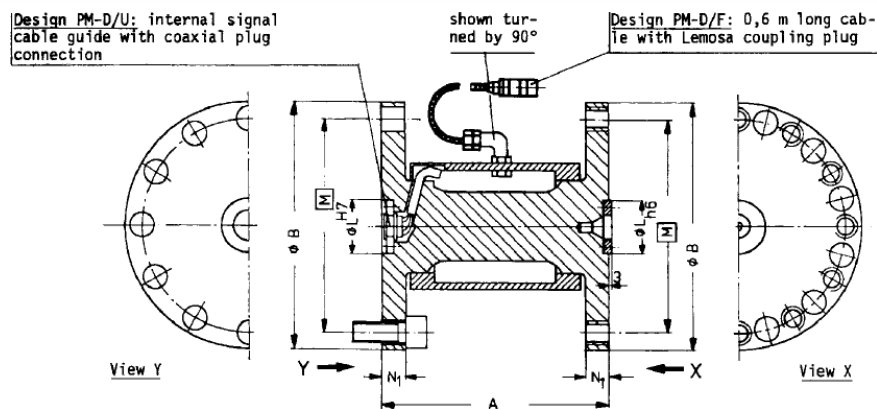


Figura B.1: Dados técnicos da célula de torque PM 1D.

Apêndice C

Na sequência serão apresentados os resultados da avaliação de desempenho dos equipamentos utilizados nos ensaios de HIL, de modo a verificar o comportamento dinâmico do atuador hidráulico. Para isso, foi aplicado um sinal senoidal de amplitude de 0,5 graus variando-se a frequência de 10 a 500 Hz, com incremento de 5 oitavas/min.

Utilizou-se uma frequência de amostragem de 2400 pontos por segundo para a aquisição dos sinais de comando (enviado pelo controlador Instron) e deslocamento medido no sensor do atuador hidráulico.

Foram utilizados os seguintes parâmetros para o controlador:

$$K_p = -6 \text{ dB},$$

$$K_i = 1,5 \text{ 1/s},$$

$$K_d = 0 \text{ ms},$$

$$\text{Lag} = 0 \text{ ms}.$$

Na Figura C.1 pode-se observar os resultados dessas medições. Pode-se notar que existe uma auto-compensação do sinal de comando, que procura manter a amplitude do deslocamento do atuador no valor pré-estabelecido (0,5 graus).

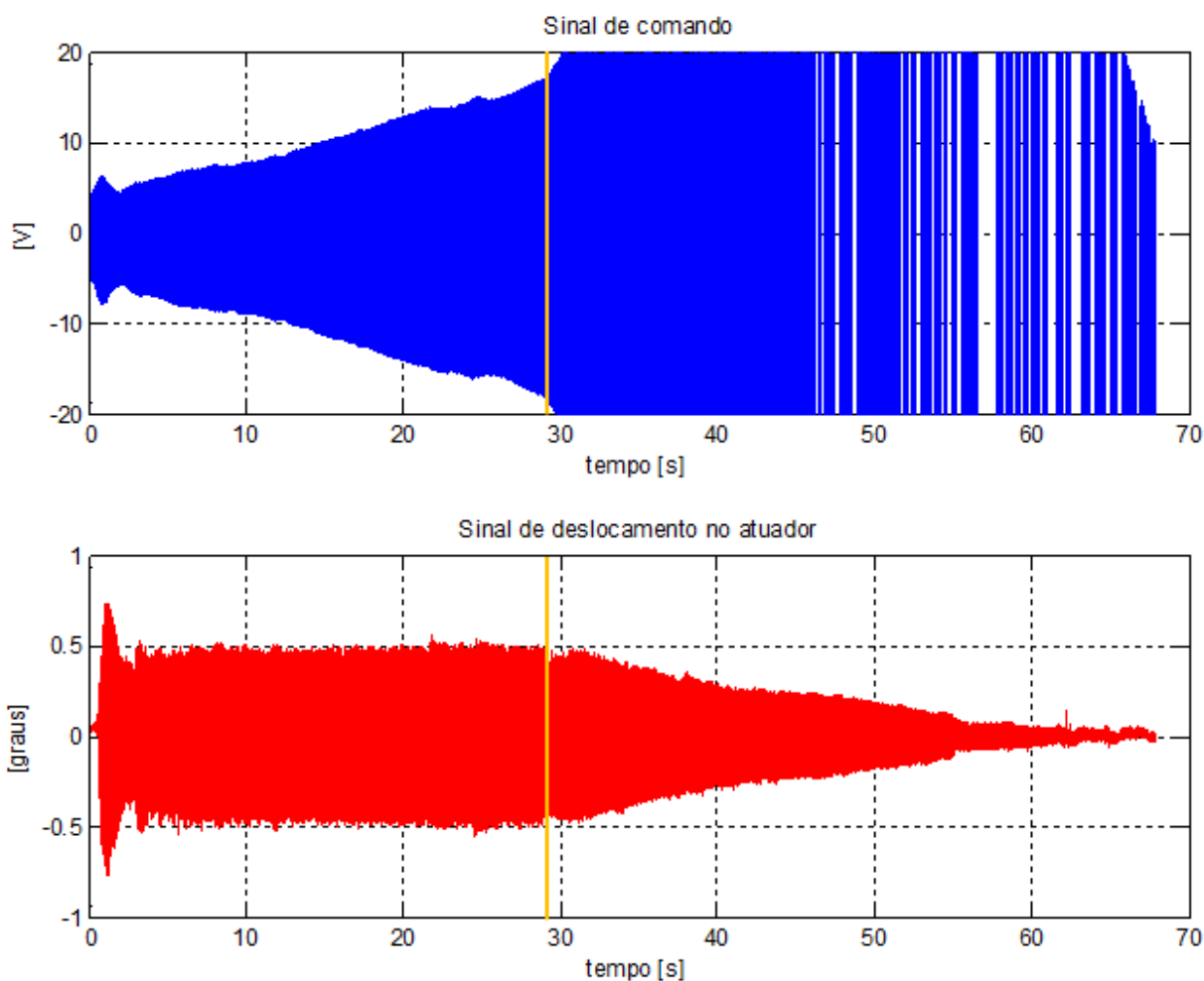


Figura C.1: Sinais de comando (controlador Instron) e deslocamento do atuador hidráulico.

Analisando-se os gráficos, pode-se notar que o deslocamento do atuador apresenta amplitudes de $\pm 0,5^\circ$ até aproximadamente 29 segundos da aplicação do sinal (indicado em laranja), o que corresponde a uma frequência de aproximadamente 53 Hz. Pode-se notar também, um aumento gradativo da tensão do sinal de comando evidenciando a auto-compensação do sistema de controle de modo a manter a amplitude pré-estabelecida. Após 29 segundos, observa-se uma redução significativa nas amplitudes dos deslocamentos do atuador devido às limitações técnicas existentes nos dispositivos utilizados. O gráfico em azul mostra um zoom limitado do eixo das ordenadas em ± 20 V, porém, valores muito maiores de tensão (sem as descontinuidades) podem ser observados no sinal expandido.

A Figura C.2 apresenta o mesmo sinal de deslocamento do atuador da Figura C.1 em função da frequência, onde podemos evidenciar a deficiência da resposta ao sinal de comando a partir dos 53 Hz.

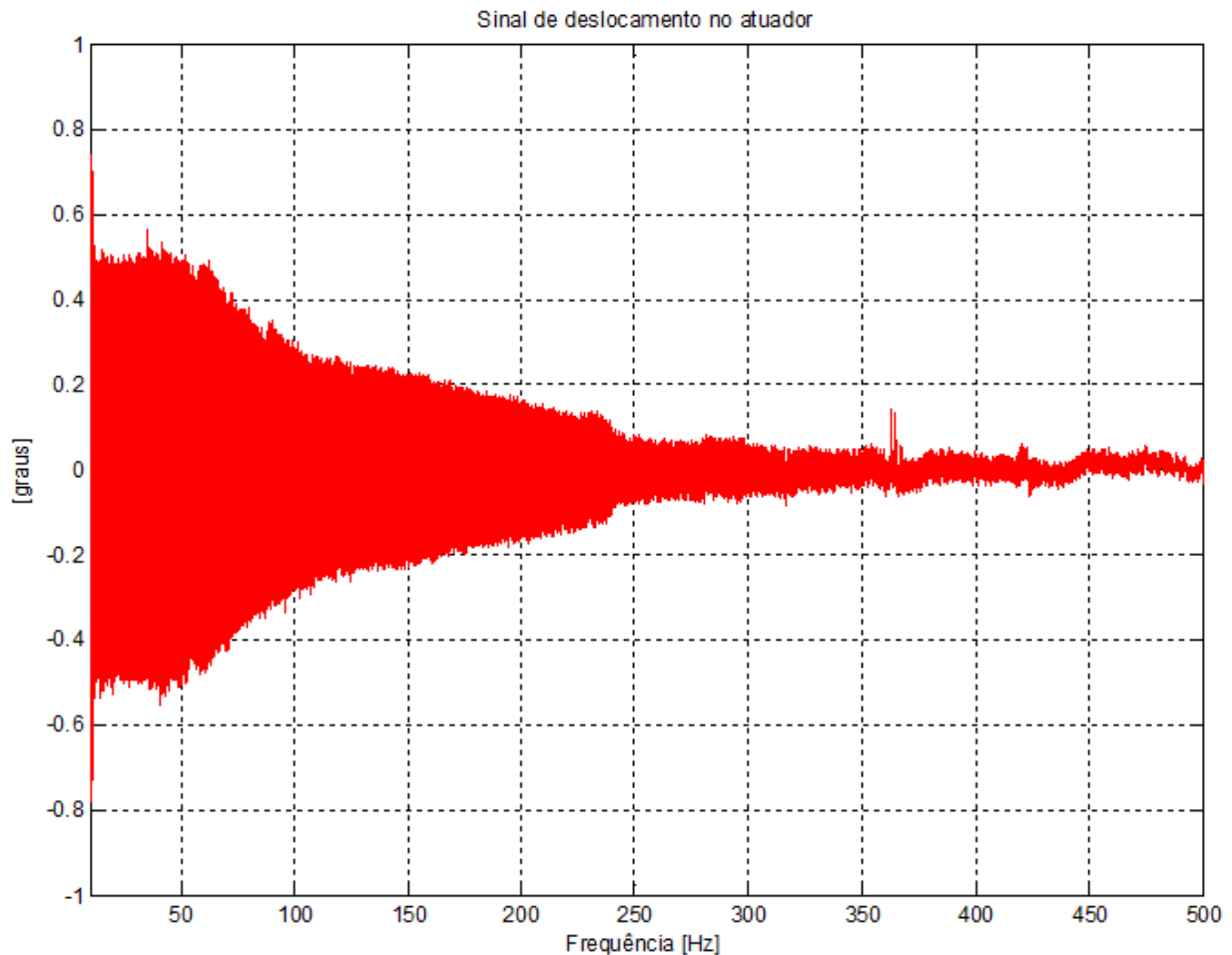


Figura C.2: Sinal de resposta do atuador em função da frequência.

Na próxima figura é apresentado um zoom dos sinais numa região, cuja frequência é de aproximadamente 41,7 Hz, o que corresponde exatamente à condição de vibração predominante da 2ª ordem do motor a 1250 rpm.

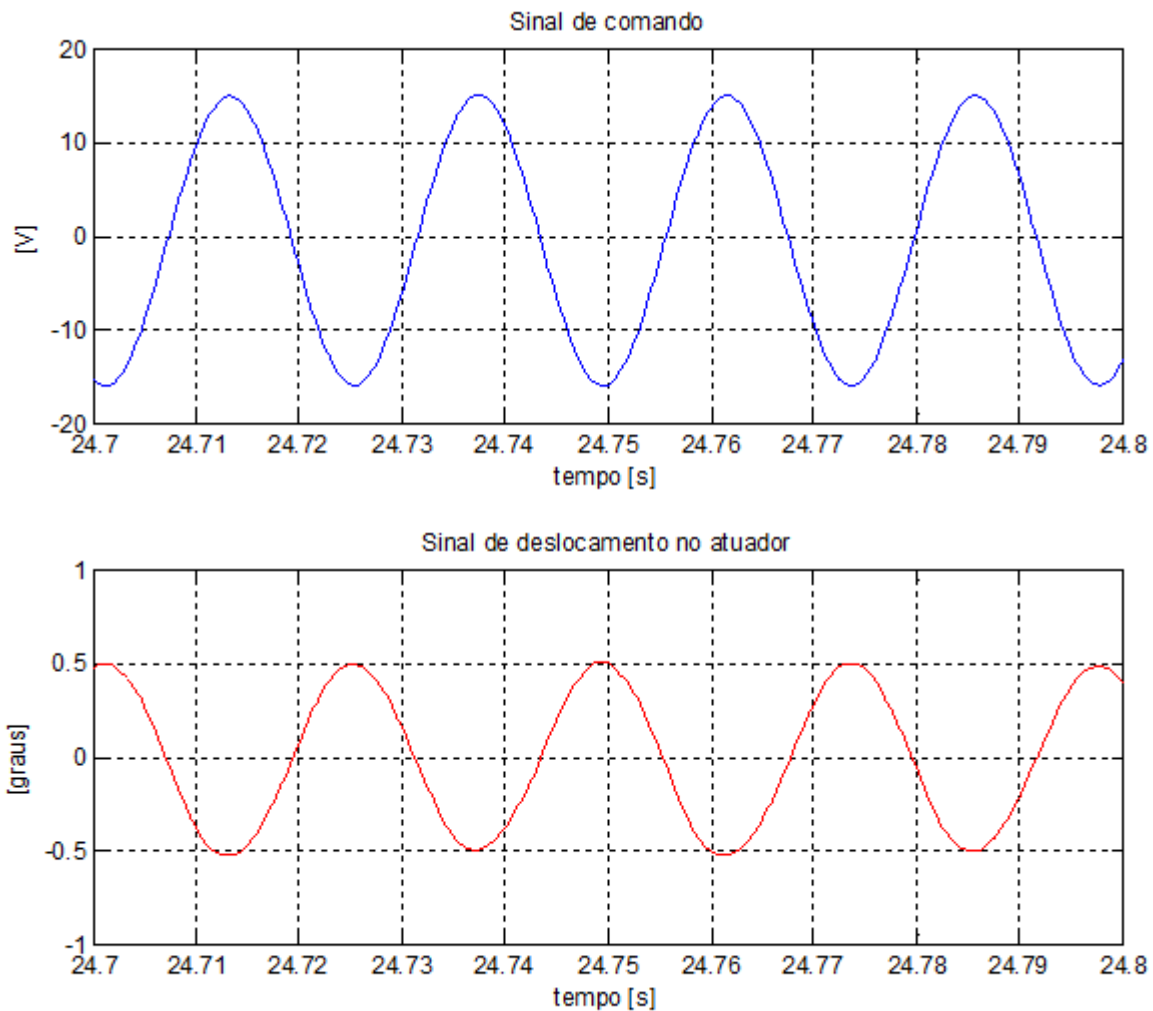


Figura C.3: Sinais de comando e atuação na condição próxima a 41,7 Hz.

Nessa figura pode-se verificar que as amplitudes de vibração são mantidas, porém, ocorre uma defasagem entre os sinais de forma semelhante à verificada na Figura 5.26.

De forma análoga à mostrada anteriormente, a próxima figura apresenta um zoom na região de frequências próximas a 304 Hz, o que corresponde à ressonância em 4ª ordem a 4500 rpm do motor

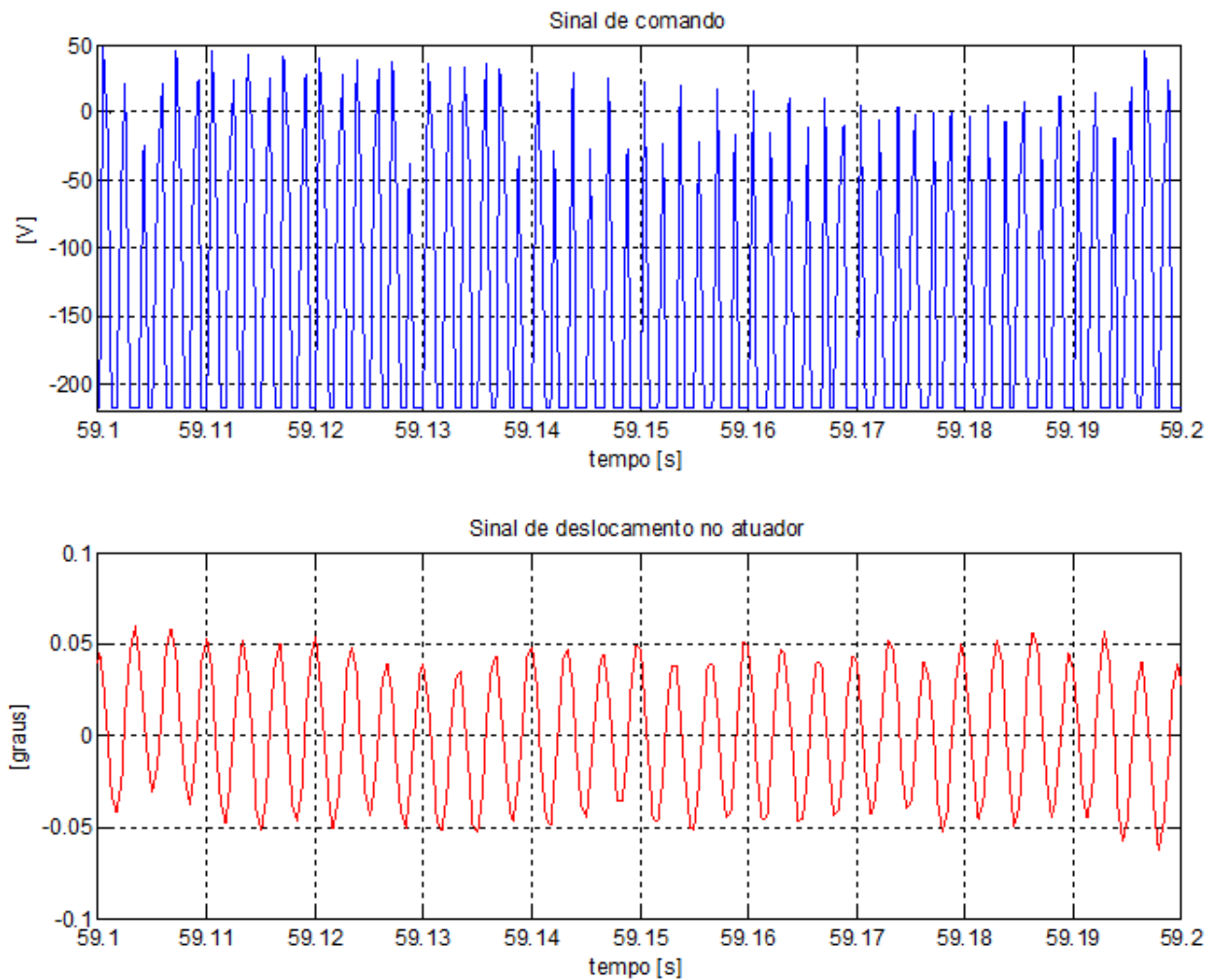


Figura C.4: Sinais de comando e atuação na condição próxima a 304 Hz.

Analisando a Figura C.4 fica evidente que não foi possível manter as amplitudes estabelecidas de $\pm 0,5^\circ$, devido às limitações dos equipamentos utilizados.

Apêndice D

Serão apresentados na tabela abaixo os modos de vibrar e as frequências naturais do modelo elástico equivalente do motor considerando o acionamento por correia na parte frontal.

Tabela D.1: Modos de vibrar e frequências naturais do modelo completo do motor.

Freq. Nat. [Hz]	0.0	81.6	358.0	436.3	545.0	1281.6	1817.7	1998.3	2368.0	12856.0
Inércia (GDL)	modo 0	1° modo	2° modo	3° modo	4° modo	5° modo	6° modo	7° modo	8° modo	9° modo
1	0.316	-0.934	0.034	0.024	-0.014	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2	0.316	-0.274	-0.434	-0.470	0.430	0.056	-0.033	-0.027	-0.007	0.000
3	0.316	0.011	-0.242	-0.054	-0.271	-0.556	0.704	0.701	0.272	0.265
4	0.316	0.016	-0.237	-0.046	-0.283	-0.543	0.653	0.637	0.235	-0.964
5	0.316	0.017	-0.813	0.878	0.440	0.067	-0.038	-0.030	-0.008	0.001
6	0.316	0.074	-0.140	-0.035	-0.453	-0.376	0.002	-0.188	-0.242	0.002
7	0.316	0.088	-0.101	-0.028	-0.404	0.098	-0.174	0.117	0.578	0.000
8	0.316	0.100	-0.063	-0.019	-0.296	0.390	0.010	0.099	-0.596	0.000
9	0.316	0.114	-0.010	-0.005	-0.101	0.291	0.212	-0.206	0.350	0.000
10	0.316	0.122	0.026	0.005	0.045	-0.017	-0.006	0.005	-0.006	0.000

Serão apresentados a seguir os modos de vibrar e as frequências naturais do modelo elástico equivalente do motor sem considerar o acionamento por correia na parte frontal.

Tabela D.2: Modos de vibrar e frequências naturais do modelo do motor sem correia.

Freq. Nat. [Hz]	0.0	303.9	413.3	539.2	1281.6	1817.7	1998.3	2368.0	12856.0
Inércia (GDL)	modo 0	1° modo	2° modo	3° modo	4° modo	5° modo	6° modo	7° modo	8° modo
1	0.333	0.744	0.262	-0.293	0.054	-0.032	-0.026	-0.007	0.000
2	0.333	0.268	-0.048	0.297	-0.557	0.704	0.701	0.272	-0.265
3	0.333	0.258	-0.054	0.306	-0.543	0.653	0.636	0.235	0.964
4	0.333	0.528	-0.961	-0.505	0.067	-0.038	-0.030	-0.008	-0.001
5	0.333	0.131	-0.038	0.459	-0.376	0.002	-0.188	-0.242	-0.002
6	0.333	0.090	-0.029	0.407	0.098	-0.174	0.118	0.578	0.000
7	0.333	0.051	-0.019	0.297	0.390	0.010	0.099	-0.596	0.000
8	0.333	0.000	-0.005	0.101	0.291	0.212	-0.206	0.350	0.000
9	0.333	-0.034	0.005	-0.047	-0.017	-0.006	0.005	-0.006	0.000