



RODRIGO TOMOYOSE

Análise Dinâmica Não Linear de Sistema de Acionamento de Válvulas com Tucho Hidráulico

05/2013

**CAMPINAS
2013**



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

RODRIGO TOMOYOSE

**Análise Dinâmica Não Linear de
Sistema de Acionamento de Válvulas com
Tucho Hidráulico**

Orientador: Prof. Dr. Robson Pederiva

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A VERSÃO
FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO
ALUNO RODRIGO TOMOYOSE
..... E ORIENTADO PELO
PROF. DR. ROBSON PEDERIVA
.....

.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS
2013**

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

T598A Tomoyose, Rodrigo
Análise dinâmica não linear de sistema de
acionamento de válvulas com tucho hidráulico / Rodrigo
Tomoyose. --Campinas, SP: [s.n.], 2013

Orientador: Robson Pederiva.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Dinâmica. 2. Dinâmica das máquinas. 3.
Válvulas. 4. Motor Diesel. I. Pederiva, Robson, 1957-.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em inglês:	Nonlinear dynamic analysis of valvetrain system with hydraulic tappet
Palavras-chave em inglês:	Dynamic, Dynamic machine, Valves, Diesel motor
Área de concentração:	Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico
Titulação:	Mestre em Engenharia Mecânica
Banca examinadora:	Kátia Lucchesi Cavalca Dedini, Flávio Yukio Watanabe
Data da defesa:	22-02-2013
Programa de Pós-Graduação:	Engenharia Mecânica

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Análise Dinâmica Não Linear de
Sistema de Acionamento de Válvulas com
Tucho Hidráulico**

Autor: Rodrigo Tomoyose
Orientador: Robson Pederiva

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Robson Pederiva – Presidente da banca
Instituição: FEM / UNICAMP



Profa. Dra. Kátia Lucchesi Cavalca Dedini
Instituição: FEM / UNICAMP



Prof. Dr. Flávio Yukio Watanabe
Instituição: UFSCAR

Campinas, 22 de fevereiro de 2013.

Dedicatória

Dedico este trabalho a algumas pessoas muito especiais para mim:

- Aos meus pais, Ana e Paulo, por tudo que me proporcionaram.
- À minha querida esposa Milene, que me deu seu tempo e sua paciência para que eu pudesse terminar esta dissertação.
- E ao meu filho Rafael, que com um sorriso faz tudo valer a pena.

Agradecimentos

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

- Meu orientador, Prof. Dr. Robson Pederiva, pela paciência e orientação.
- O engenheiro Luiz Fernando Raminelli, pelo incentivo e recursos oferecidos.
- O mestre Ederson C. Andreatta, por ceder os dados experimentais utilizados neste trabalho.
- Todos os professores e pessoas que, de forma direta ou indireta, me ajudaram na realização deste trabalho.

“O único lugar em que o sucesso vem antes do trabalho é o dicionário.”
Albert Einstein

Resumo

Motores de ciclo Diesel são máquinas formadas por diversos sistemas mecânicos. Dentre esses sistemas há o de acionamento de válvulas, responsável pelo controle de entrada e saída dos gases na câmara de combustão do motor. Para realizar o projeto de um motor, é essencial prever corretamente o funcionamento dinâmico de seu sistema mecânico. Em engenharia utiliza-se para esse fim uma ferramenta matemática, a análise dinâmica. O uso de equações não lineares na análise dinâmica permite desenvolver modelos matemáticos que representem o contato das válvulas com suas sedes de assentamento, o efeito da pressão residual na abertura da válvula ou o funcionamento da válvula de retenção dentro do tucho hidráulico. O trabalho nesta dissertação envolve o desenvolvimento de um modelo matemático que represente o sistema de acionamento de válvulas de um motor Diesel já em produção. Esse modelo poderá ser utilizado para modificação ou melhoria do motor, ou mesmo como base de conhecimento para futuros projetos.

Palavras-chave: válvulas, motores, motor Diesel, comando, came, comando de válvulas, simulação numérica.

Abstract

Diesel engines are machines formed by various mechanical systems, including the valvetrain. This system is responsible for controlling the entry and exit of gases in the combustion chamber of the engine. Able to correctly predict the dynamic operation of the system is essential to design an engine. Dynamic analysis is a mathematical tool used by engineers to be able to predict the dynamic behavior of mechanical systems. The use of nonlinear equations in the dynamic analysis allows to develop mathematical models which represent the contact of valve with its seat, the effect of residual pressure in opening the valve or the operation of the check valve within the hydraulic tappet. The work in this dissertation involves developing a mathematical model that represents the valvetrain of a diesel engine already in production. This model can be used to modify or improve the engine, or as a base of knowledge for future projects.

Key words: valve, engine, Diesel, numerical simulation, camshaft, valve gear, valvetrain, cam.

Lista de Ilustrações

Figura 1-1 – Ciclo Diesel de quatro tempos	3
Figura 1-2 – Sistema de acionamento de válvulas completo.....	4
Figura 1-3 – Componentes de um sistema de acionamento de válvulas	5
Figura 1-4 – Comando no bloco e acionamento através de hastes	6
Figura 1-5 – Tipos de trem de válvulas	7
Figura 1-6 – Sistema de acionamento de válvulas eletromagnético.....	8
Figura 2-1 – Eixo comando, com destaque ao perfil do came	12
Figura 2-2 – Raio base e perfil de levantamento	13
Figura 2-3 – Abertura “ideal” e abertura real da válvula	14
Figura 2-4 – Curva de velocidade de 1.000 RPM	14
Figura 2-5 – Came posicionado com o rolete no início do perfil do came.....	15
Figura 2-6 – Came rotacionado 30 graus após o início do perfil do came	16
Figura 2-7 – Comparativo entre (a) mecanismo normal e (b) mecanismo simplificado	16
Figura 2-8 – Modelando uma ligação rotacional como uma massa translacional.....	20
Figura 2-9 – Deformação em função de uma força F.....	21
Figura 2-10 – Amortecimentos de Coulomb, Viscoso, Quadrático e Aproximado.	22
Figura 2-11 – Tucho hidráulico embutido no balancim	24
Figura 2-12 – Tucho hidráulico na fase de abertura.....	25
Figura 2-13 – Tucho hidráulico na fase de fechamento	26
Figura 2-14 – Esquema finger-seguidor	27
Figura 2-15 – Modelo esquemático do tucho hidráulico (a) x modelo adotado (b).....	28
Figura 2-16 – Tucho hidráulico de atuação indireta.....	30
Figura 2-17 – Tucho hidráulico de atuação direta.....	31
Figura 2-18 – Tucho hidráulico como pivô compensador.....	32
Figura 2-19 – Tucho hidráulico montado no balancim	32
Figura 2-20 – Pressão residual na câmara de combustão	37
Figura 3-1 – Perfil de deslocamento do came	38

Figura 3-2 – Relação de alavanca do balancim	39
Figura 3-3 – Perfil de levantamento das válvulas.....	39
Figura 3-4 – Análise cinemática – velocidade da válvula com o motor a 1.000 RPM	40
Figura 3-5 – Análise cinemática – aceleração da válvula com o motor a 1.000 RPM	41
Figura 3-6 – Comparativo medição x análise cinética – 2.500 RPM.....	42
Figura 4-1 – Sistema de acionamento de válvulas completo.....	43
Figura 4-2 – Sistema de acionamento das válvulas de escape	43
Figura 4-3 – Discretização do conjunto mecânico	44
Figura 4-4 – Modelo dinâmico com 3 GDL do sistema de acionamento de válvulas.....	44
Figura 4-5 – Diferenças entre o sinal medido e o simulado no modelo de 3 GDL – 2.000 RPM.	45
Figura 4-6 – Modelo dinâmico com 5 GDL do sistema de acionamento de válvulas.....	46
Figura 4-7 – Modelo dinâmico do balancim	47
Figura 4-8 – Metade do balancim, lado do came	48
Figura 4-9 – Cálculo da deformação através da FEA.....	49
Figura 4-10 – Componentes agrupados na m_{val}	50
Figura 4-11 – Cálculo da rigidez da ponte de válvulas	50
Figura 4-12 – Cálculo do deslocamento da válvula e sua sede através da FEA.....	51
Figura 4-13 – Válvula em repouso x válvula deformada	51
Figura 4-14 – Modelo de tucho hidráulico apresentado por Philips, Schamel e Meyer.....	53
Figura 4-15 – Modelo mola e amortecedor em série.....	53
Figura 4-16 – Diagrama de blocos do modelo	55
Figura 4-17 – Pressão residual no momento da abertura da válvula	56
Figura 4-18 – Modelo dinâmico de 3 GDL do sistema de acionamento de válvulas.....	57
Figura 4-19 – Massa m_{rar}	58
Figura 4-20 – Diagrama de blocos da massa m_{rar}	59
Figura 4-21 – Massa m_{rat}	59
Figura 4-22 – Diagrama de blocos da massa m_{rat}	61
Figura 4-23 – Massa m_{val}	61
Figura 4-24 – Diagrama de blocos da massa m_{val}	62
Figura 4-25 – Modelo dinâmico de 5 GDL do sistema de acionamento de válvulas.....	64
Figura 4-26 – Massa m_{rat} no modelo de 5 GDL	65

Figura 4-27 – Massa m_{val} no modelo de 5 GDL.....	65
Figura 4-28 – Massa m_{plu}	66
Figura 4-29 – Massa m_{cha}	67
Figura 5-1 – Análise modal FEA da massa $m_{rar} = 3.601$ Hz	71
Figura 5-2 – Análise modal FEA da massa $m_{rat} = 3.287$ Hz	71
Figura 5-3 – Modelo de 1 GDL para teste da rigidez não linear	74
Figura 5-4 – Aceleração, velocidade e deslocamento em modelo de 1 GDL	75
Figura 5-5 – Detalhe da descontinuidade na aceleração.....	75
Figura 5-6 – Aceleração com e sem modelo de impacto contínuo.....	77
Figura 6-1 – Acelerômetro montado na ponte de válvulas	78
Figura 6-2 – Ponte de válvulas com acelerômetro montado no motor	79
Figura 6-3 – Motor NGD 3.0L com a ponte de válvulas instrumentada.....	80
Figura 6-4 – Aceleração, pressão e rotação x tempo.....	81
Figura 6-5 – Sinal da medição a 2.500 RPM.....	82
Figura 6-6 – Medição x simulação a 1.000 RPM.....	83
Figura 6-7 – Medição x simulação a 2.000 RPM.....	84
Figura 6-8 – Medição x simulação a 3.800 RPM.....	84
Figura 6-9 – Medição x simulação a 2.500 RPM.....	86
Figura 6-10 – Medição x simulação a 1.000 RPM.....	87
Figura 6-11 – Medição x simulação a 2.000 RPM.....	87
Figura 6-12 – Medição x simulação a 3.800 RPM	88
Figura 6-13 – Medição x simulação a 2.500 RPM.....	89
Figura 6-14 – Medição x simulação a 1.000 RPM.....	89
Figura 6-15 – Medição x simulação a 2.000 RPM.....	90
Figura 6-16 – Medição x simulação a 3.800 RPM.....	90
Figura A-1 – Diagrama completo do modelo de 3 GDL.....	98
Figura A-2 – Subsistema “cponte contato tucho x2”	99
Figura A-3 – Subsistema “kponte contato tucho x2”	99
Figura A-4 – Subsistema “contato tucho ponte 1” e “contato tucho ponte 2”	100
Figura A-5 – Subsistema “csede contato”	100
Figura A-6 – Subsistema “ksede contato”	101

Figura A-7 – Modelo Simulink 5 GDL	102
Figura A-8 – Diagrama de blocos da massa m_{rat} no modelo de 5 GDL	103
Figura A-9 – Diagrama de blocos da massa m_{val} no modelo de 5 GDL.....	103
Figura A-10 – Diagrama de blocos da massa m_{plu}	104
Figura A-11 – Diagrama de blocos da massa m_{cha}	104

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

c	Coefficiente de amortecimento	[N.s/m]
$[C]$	Matriz de amortecimento	
c_{mola}	Amortecimento das molas das válvulas	[N.s/m]
c_{ponte}	Amortecimento do braço da ponte de válvulas	[N.s/m]
c_{rar}	Amortecimento do braço do balancim com rolamento	[N.s/m]
c_{rar}	Amortecimento do contato do came com o seguidor	[N.s/m]
c_{rat}	Amortecimento do braço do balancim com tucho hidráulico	[N.s/m]
c_{sede}	Amortecimento da sede de válvulas	[N.s/m]
c_1	Amortecimento do contato do balancim com o tucho hidráulico	[N.s/m]
c_2	Amortecimento da mistura óleo + ar	[N.s/m]
c_3	Amortecimento para o cálculo do vazamento do tucho hidráulico	[N.s/m]
CB	Centro do balancim	
CC	Centro de rotação do came	
CR	Centro do seguidor	
F	Força	[N]
$[F]$	Vetor de forças	
F_p	Força da pressão do óleo de alimentação	[N]
F_{pcm}	Força da pré-carga da mola das válvulas	[N]
F_{pr}	Força da pressão residual na câmara de combustão	[N]
F_{ve}	Força viscoelástica	[N]
I_{zz}	Momento de inércia no eixo zz	[kg.m ²]
k	Constante elástica	[N/m]
$[K]$	Matriz de rigidez	
k_{mola}	Rigidez equivalente das molas das válvulas	[N/m]

k_{ponte}	Rigidez equivalente do braço da ponte de válvulas	[N/m]
k_{rar}	Rigidez equivalente do braço do balancim com rolamento	[N/m]
k_{rar}	Rigidez equivalente do contato do came com o seguidor	[N/m]
k_{rat}	Rigidez equivalente do braço do balancim com tucho hidráulico	[N/m]
k_{sede}	Rigidez equivalente da sede de válvulas	[N/m]
k_1	Rigidez do contato balancim com o tucho hidráulico	[N/m]
k_2	Rigidez da mistura óleo + ar	[N/m]
k_3	Rigidez para o cálculo do vazamento do tucho hidráulico	[N/m]
[M]	Matriz de massa	
m_{cha}	Massa equivalente da câmara do tucho hidráulico	[kg]
m_{eff}	Massa concentrada equivalente	[kg]
m_{plu}	Massa equivalente do êmbolo do tucho hidráulico	[kg]
m_{rar}	Massa equivalente do braço do balancim com rolamento	[kg]
m_{rat}	Massa equivalente do braço do balancim com tucho hidráulico	[kg]
m_{val}	Massa equivalente da válvula	[kg]
r	Posição da massa concentrada equivalente	[m]
RR	Raio do rolamento	
r_{rar}	Comprimento do braço do balancim com rolamento	[m]
r_{rat}	Comprimento do braço do balancim com o tucho hidráulico	[m]
x_{cam}	Deslocamento proporcionado pelo came	[m]
x_{val}	Deslocamento da massa m_{val}	[m]
x	Deslocamento	[m]
x_1	Deslocamento da massa m_{rar}	[m]
x_2	Deslocamento da massa m_{rat}	[m]
x_3	Deslocamento da massa m_{val}	[m]
x_4	Deslocamento da massa m_{plu}	[m]
x_5	Deslocamento da massa m_{cha}	[m]
\dot{x}_1	Velocidade da massa m_{rar}	[m/s]
\ddot{x}_1	Aceleração da massa m_{rar}	[m/s ²]

\dot{x}_2	Velocidade da massa m_{rat}	[m/s]
\ddot{x}_2	Aceleração da massa m_{rat}	[m/s ²]
\dot{x}_3	Velocidade da massa m_{val}	[m/s]
\ddot{x}_3	Aceleração da massa m_{val}	[m/s ²]
\dot{x}_4	Velocidade da massa m_{plu}	[m/s]
\ddot{x}_4	Aceleração da massa m_{plu}	[m/s ²]
\dot{x}_5	Velocidade da massa m_{cha}	[m/s]
\ddot{x}_5	Aceleração da massa m_{cha}	[m/s ²]
Y	Deslocamento imposto pelo came	[m]
\dot{Y}	Velocidade imposta pelo came	[m/s]

Letras Gregas

δ	Distância de penetração no ponto de impacto	[m]
$\dot{\delta}$	Velocidade de penetração no ponto de impacto	[m/s]
ω	Frequência natural	[rad/s]

Siglas

CAD	<i>Computer Aided Design</i> , ou Desenho Assistido por Computador
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i> , ou Engenharia Assistida por Computador
FEA	<i>Finite Element Analysis</i> , ou Análise de Elementos Finitos
GDL	Graus de Liberdade
MWM	MWM International Motores
RPM	Rotações por minuto
OHV	<i>Over Head Valve</i> , ou Válvula Sobre o Cabeçote
OHC	<i>Over Head Camshaft</i> , ou Comando Sobre o Cabeçote
DOHC	<i>Double Over Head Camshaft</i> , ou Duplo Comando Sobre o Cabeçote

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Funcionamento básico do ciclo Diesel de quatro tempos.....	2
1.2	Visão geral dos sistemas de acionamento de válvulas	4
1.3	Breve histórico das análises dinâmicas do trem de válvulas	8
1.4	Objetivo	10
1.5	Divisão da dissertação	10
2	ELEMENTOS DE ANÁLISE DINÂMICA	12
2.1	Análise cinemática.....	12
2.2	Análise dinâmica	17
2.3	Modelamento dinâmico	18
2.3.1	Massa	19
2.3.2	Constante de rigidez	20
2.3.3	Amortecimento	22
2.4	Tucho hidráulico.....	23
2.4.1	Princípios de funcionamento do tucho hidráulico	23
2.4.2	Tipos mais comuns de tucho hidráulico	29
2.5	Contato – não linearidade das equações de movimento	33
2.6	Impacto	34
2.6.1	Impacto instantâneo.....	34
2.6.2	Impacto contínuo	35
2.7	Pressão residual da combustão	37
3	ANÁLISE CINEMÁTICA.....	38
4	MODELO DINÂMICO	43
4.1	Balancim.....	47
4.2	Válvula.....	49
4.3	Sedes de válvulas.....	50
4.4	Tucho hidráulico (HLA).....	52

4.5	Pressão residual da combustão	56
4.6	Equações de movimento do modelo de 3 GDL.....	57
4.7	Equações de movimento do modelo de 5 GDL.....	64
4.7.1	Equações de movimento do tucho hidráulico.....	66
5	ANÁLISE DO MODELO DINÂMICO.....	70
5.1	Frequência natural do balancim.....	70
5.2	Não linearidade – contato.....	74
6	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	78
6.1	Equipamentos utilizados.....	78
6.2	Medições.....	80
6.3	Modelo de 3 GDL.....	82
6.4	Modelo de 5 GDL.....	86
7	Conclusão	92
8	Sugestão para próximos trabalhos.....	93
	Referências	94
	APÊNDICE A – Modelos Simulink	97
A.1	– Modelo Simulink 3 GDL.....	97
A.2	– Modelo Simulink 5 GDL.....	101

1 INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna de ciclo Diesel são utilizados em diversas aplicações. Desde um pequeno monocilindro que dá movimento a um gerador elétrico de baixa potência até enormes motores de 16 cilindros que movem navios petroleiros e cargueiros.

Ao longo dos anos os motores de ciclo Diesel têm sido pesquisados e aprimorados, seja na busca de maiores potências, seja na busca de um menor consumo de combustível. Também tem crescido a demanda por índices mais baixos de poluição.

O projeto de um motor de combustão interna envolve o estudo de diversas áreas do conhecimento, dentre elas o comportamento dinâmico de seus vários componentes, que inclui a cinemática do movimento e os efeitos dinâmicos.

O sistema de acionamento de válvulas, ou trem de válvulas, é o sistema mecânico que permite controlar a entrada e a saída dos gases da câmara de combustão. Em um motor de ciclo Diesel de quatro tempos ele controla, basicamente, a entrada de ar na câmara e a saída dos gases resultantes da combustão.

A utilização do tucho hidráulico no sistema de acionamento de válvulas elimina a necessidade de ajustar as folgas nas manutenções periódicas. É, contudo, um componente que encarece o sistema, pois exige usinagem precisa.

Diversos pesquisadores têm estudado, desde a criação dos motores de combustão interna, a cinemática e a dinâmica do sistema de acionamento de válvulas para melhorar o desempenho dos motores. O modelo mais simples para descrever o citado sistema é o de 1 grau de liberdade (1 GDL), formado por uma massa, uma mola e um amortecedor. Apesar de sua simplicidade, permite simular o comportamento macro do sistema. Quando se quer estudar o comportamento não linear do contato e folgas entre os componentes, é necessário utilizar modelos mais complexos, pelos quais se possa obter melhor correlação com o sistema físico.

1.1 Funcionamento básico do ciclo Diesel de quatro tempos

O ciclo Diesel pode ser dividido em quatro fases ou tempos. Na Figura 1-1 observam-se os quatro tempos mais a injeção do combustível. Cada tempo corresponde a uma fase do ciclo de combustão:

- a) O primeiro tempo é a “Admissão” [Figura 1-1(1)]. Neste tempo a válvula de admissão se abre enquanto o pistão inicia o seu movimento descendente, permitindo assim a admissão apenas do ar para dentro da câmara de combustão. No ciclo Diesel não há mistura prévia de ar mais combustível.
- b) O segundo tempo é a “Compressão” [Figura 1-1(2)], na qual a válvula de admissão se fecha e o pistão, depois de atingir o ponto mais baixo de seu curso, inicia o movimento ascendente comprimindo o ar admitido na câmara de combustão. A compressão provocada pelo pistão faz com que o ar, preso dentro da citada câmara, aumente a sua temperatura.
- c) Entre o fim do segundo tempo e o início do terceiro, ocorre a injeção do combustível que irá se inflamar espontaneamente devido à alta temperatura que o ar atingiu no final do tempo de compressão.
- d) A combustão do combustível provoca um intenso aumento na pressão interna da câmara de combustão, iniciando-se a “Expansão” [Figura 1-1(3)], terceiro tempo. A alta pressão dentro da câmara empurra o pistão num movimento descendente, gerando potência.
- e) Por último, há a “Exaustão” [Figura 1-1(4)]. Neste tempo a válvula de escape, que permaneceu fechada nas fases anteriores, se abre; o pistão, após atingir o ponto mais baixo do seu curso, inicia novamente o movimento ascendente, empurrando os gases resultantes da combustão para fora da câmara. O pistão, ao atingir o ponto superior do seu curso, encerra o tempo de exaustão e do ciclo.

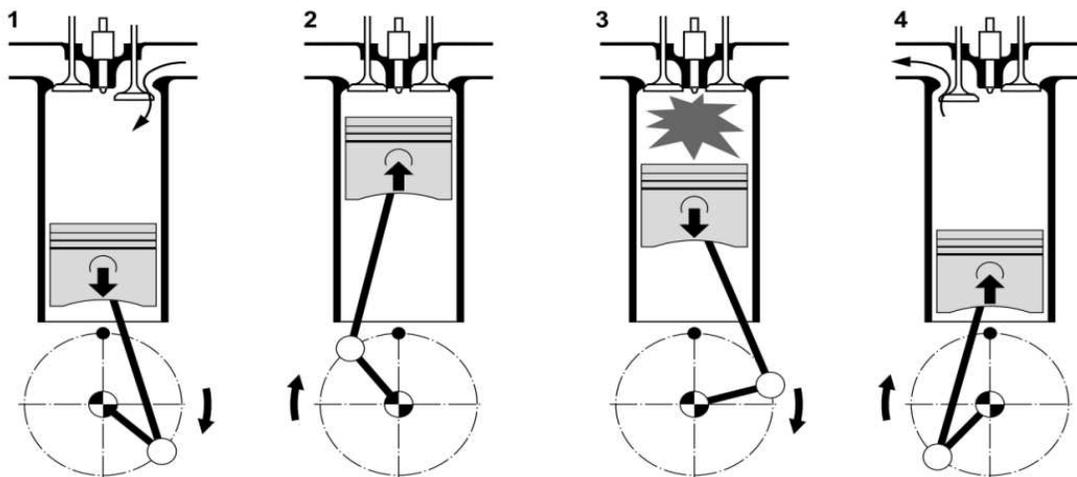


Figura 1-1 – Ciclo Diesel de quatro tempos¹

O motor de combustão interna de quatro tempos gera potência em apenas um dos seus tempos. Nos outros tempos o movimento se mantém por inércia, no caso do motor monocilindro, ou, além da inércia, pela sequência de combustões, no caso de motores multicilindros.

O sistema de acionamento de válvulas, ou trem de válvulas, atua diretamente em todas essas fases ou tempos, garantindo que as válvulas abram e fechem nos momentos corretos, permitindo a admissão do ar e a exaustão dos gases da combustão e assegurando a vedação quando necessário.

Esta dissertação se concentrará no estudo da dinâmica do sistema de acionamento de válvulas, ou simplesmente na dinâmica do trem de válvulas, dentre os diversos sistemas mecânicos que fazem parte de um motor de combustão interna de ciclo Diesel de quatro tempos.

¹ Fonte: Bosch Technical Instruction – Diesel distributor fuel-injection pumps, 1999.

1.2 Visão geral dos sistemas de acionamento de válvulas

Wang (2006) fornece uma visão geral do que é um sistema de acionamento de válvulas. Descreve como função desse sistema o uso das válvulas de admissão e exaustão para controlar, no domínio do tempo, a entrada e a saída dos gases de cada cilindro individualmente, obedecendo a cada ciclo de operação do motor.

Na Figura 1-2 observam-se o sistema de acionamento de válvulas de admissão e o de escape.

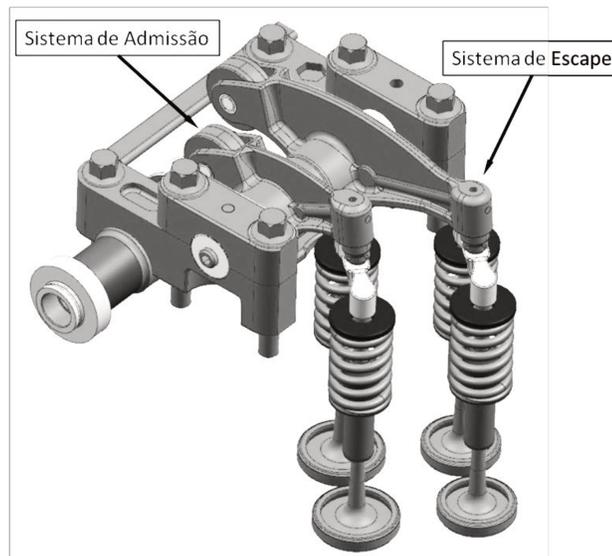


Figura 1-2 – Sistema de acionamento de válvulas completo

O sistema de acionamento de válvulas é formado basicamente pelo eixo comando de válvulas, com seus vários cames, um ou mais elementos de transferência entre o eixo comando e as válvulas, molas, retentores, travas e as válvulas. Os elementos de transferência são, usualmente, os balancins, as varetas e/ou os compensadores de folga. Na Figura 1-3 observam-se os detalhes do acionamento das válvulas de escape do sistema mostrado na Figura 1-2.

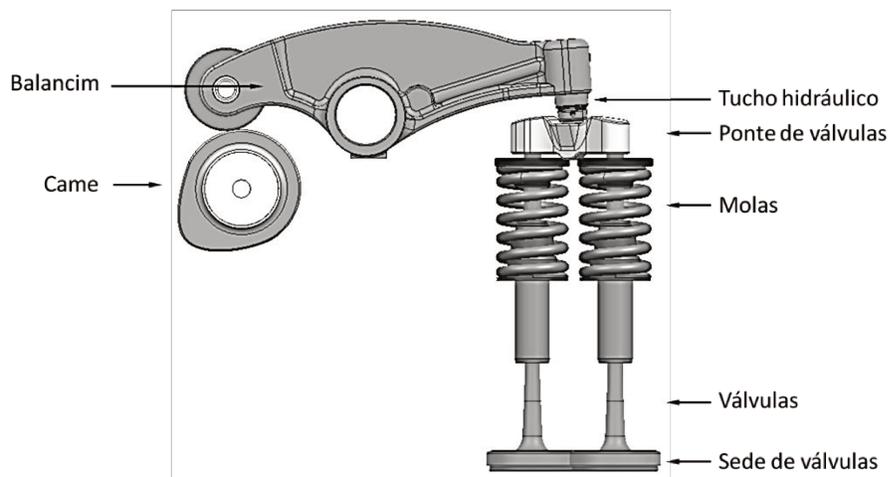


Figura 1-3 – Componentes de um sistema de acionamento de válvulas

As válvulas dos sistemas de acionamento de válvulas controlam diretamente o processo de troca de gases. As válvulas de admissão e exaustão permitem que o ar, ou a mistura ar/combustível, entre na câmara de combustão durante a fase de admissão, mantenha selada a câmara de combustão durante as fases de compressão e combustão e permita a saída dos gases durante a fase de exaustão.

A mola é utilizada para fechar a válvula e manter uma pré-carga no sistema. Essa pré-carga é a força que mantém a cada ciclo o eixo de comando e os elementos de transferência em contato por todo o tempo. O correto dimensionamento da pré-carga da mola, além de outras variáveis, permite evitar a perda de contato entre os componentes devido às forças inerciais, principalmente em rotações maiores.

Os elementos de transferência, tais como balancins e varetas, são utilizados para transferir o movimento alternativo dos cames do eixo de comando para as válvulas.

Além do exemplo da Figura 1-3 existem diversas outras configurações de sistemas de acionamento de válvulas para motores de combustão interna. Pode-se separar atualmente as diversas configurações em três grandes grupos: com eixo comando no bloco, com eixo comando no cabeçote e sem eixo comando.

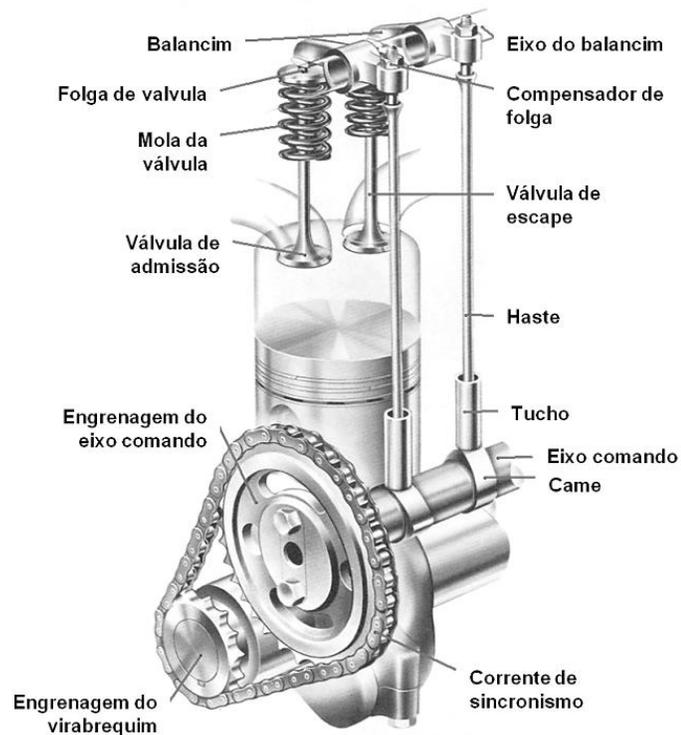


Figura 1-4 – Comando no bloco e acionamento através de hastes

Motores com eixo comando localizados no bloco são, normalmente, de concepção mais antiga. É o caso, por exemplo, dos antigos V8 americanos e do motor boxer quatro cilindros do Fusca, nos quais o acionamento da válvula se dava através de vários elementos de ligação (hastes e balancins), como observado na Figura 1-4 e na Figura 1-5(a). Esse tipo de construção permite que apenas um eixo comando acione os cabeçotes de um motor em V. Há a desvantagem, contudo, de componentes como hastes e balancins fazerem com que o sistema fique menos rígido e com maior inércia, o que resulta em frequências naturais menores. Em motores de maior desempenho, que exigem rotações maiores, inércias maiores e menores frequências naturais, podem gerar muitos problemas.

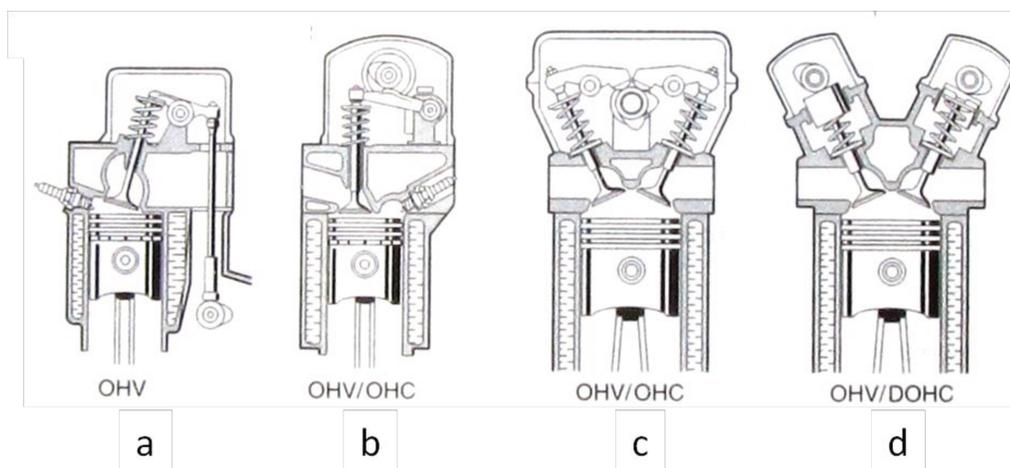


Figura 1-5 – Tipos de trem de válvulas²

Em motores mais modernos, de maior desempenho e que apresentam maiores rotações, adota-se o eixo comando no cabeçote. Essa configuração de sistema de acionamento de válvulas permite o acionamento direto pelo eixo comando [Figura 1-5(d)], o que resulta em um projeto compacto, com poucas peças, já que não é necessário o uso de balancins ou hastes. O efeito é pouca inércia e maior rigidez do sistema. E mesmo nos projetos de acionamento indireto, em que o acionamento das válvulas ocorre através de balancins, o eixo comando no cabeçote permite criar projetos com menor inércia e mais rígidos do que a configuração com eixo comando no bloco [Figura 1-5(b) e (c)], pois se evita o uso de longas hastes.

Além dos dois grupos citados, existem também os sistemas de acionamento de válvulas sem eixo comando. Atualmente esse tipo de configuração não é uma opção comercialmente interessante para utilização em automóveis, devido ao alto custo do sistema. Nesses projetos o acionamento das válvulas é feito por meio de atuadores eletromagnéticos, hidráulicos ou pneumáticos em vez de cames.

² Fonte: Bosch – Automotive Handbook, 6th edition (1999).

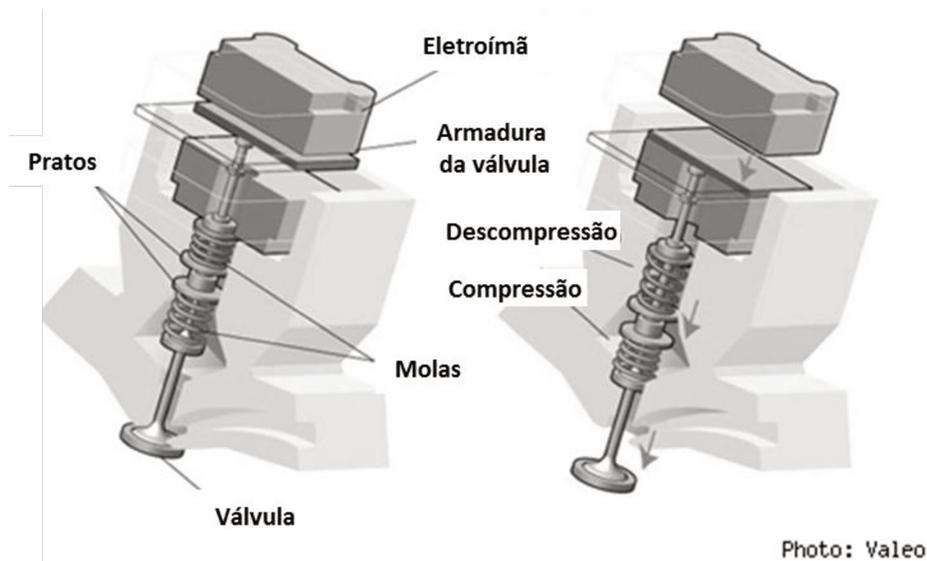


Figura 1-6 – Sistema de acionamento de válvulas eletromagnético

A Figura 1-6 mostra um sistema de acionamento de válvulas eletromagnético desenvolvido pela empresa Valeo. Nesse sistema são eletroímãs, e não cames, que movimentam as válvulas.

1.3 Breve histórico das análises dinâmicas do trem de válvulas

Uma das primeiras simulações dinâmicas de um sistema de came-seguidor foi feita por Hrones (1948), que utilizou um modelo simples de massa-mola com computador analógico. Anos mais tarde, Barkan (1953) desenvolveu um modelo que incluía mecanismos de perda de energia. O modelo tinha 1 GDL e massa equivalente; a dissipação de energia era tanto por amortecimento viscoso como por atrito de Coulomb.

Nos anos 1960, com a introdução dos computadores digitais, ficou mais fácil solucionar equações de modelos mais complicados. Hundal (1962) introduziu o amortecimento viscoso equivalente agrupando os vários tipos de fricção, tanto lineares quanto não lineares. Ele também calculou o deslocamento livre do trem de válvulas depois do salto em relação ao came. Johnson

(1962) incluiu o efeito da não linearidade, como a folga da válvula, a separação das ligações, a sede de válvula e a flutuação da mola da válvula.

Nos anos 1980, o projeto de novos sistemas de acionamento de válvulas esbarrava no problema de maiores velocidades de funcionamento. Conseqüentemente, foi necessário um modelo mais preciso para prever o comportamento do sistema de acionamento de válvulas. Pisano e Freudenstein (1983) desenvolveram um modelo de 1 GDL com modelo de mola com parâmetros distribuídos. Eles resolveram por interações as equações acopladas dos elementos do sistema de acionamento de válvulas, incluindo a mola. Mais tarde Chan e Pisano (1987) desenvolveram um modelo com 6 GDL. Eles incluíram o efeito de um tucho hidráulico e calcularam o coeficiente de rigidez linear de cada parte com base no contato de Hertz. Pisano (1984) também demonstrou o efeito do atrito na resposta do sistema considerando a energia dissipada no pivô do balancim por atrito de Coulomb. Akiba e Shimizu (1981) usaram um modelo de duas massas para prever o comportamento do sistema de acionamento de válvulas, focado na perda de contato entre as massas. Alguns anos depois, Akiba e Kakiuchi (1988) melhoraram o modelo com um sistema de 5 GDL para determinar a força impulsiva que atua na válvula. Philips, Schamel e Meyer (1989) apresentaram um modelo que incluía um tucho com rigidez variável e também um com tucho hidráulico.

Nos anos 1990, Philips e Schamel (1991) melhoraram o seu modelo com relação ao tucho hidráulico e estudaram os efeitos dos gases de escape na dinâmica das válvulas. Zou e McCormick (1996) estudaram o sistema de acionamento de válvulas com foco no tucho hidráulico. Analisaram a influência da mistura do ar no óleo que aciona o tucho. Lee e Patterson (1997) desenvolveram um modelo com rigidezes não lineares para simular a perda de contato entre os componentes.

Andreatta (2010) estudou o sistema de acionamento de válvulas de um motor Diesel. Fez uma detalhada análise cinemática e obteve uma boa correlação de resultados de sua análise com programas comerciais. Na análise dinâmica foi utilizado um modelo de 15 GDL no qual se estudou principalmente a influência da discretização das molas das válvulas, com vários graus de liberdade. Esse modelo permitiu verificar que, em altas rotações, a força de pré-carga da mola

pode diminuir devido ao efeito vibratório dos elos da mola. No entanto, não contemplava o contato entre os componentes e, assim, não era possível verificar os efeitos do fechamento das válvulas.

1.4 Objetivo

O trabalho descrito nesta dissertação teve por objetivo analisar o mesmo sistema de acionamento de válvulas utilizado no estudo de Andreatta (2010), mas com ênfase na criação de um modelo não linear que permitisse simular o contato entre os componentes e verificar o contato de válvula com sua sede. Também será analisada a influência do tucho hidráulico e da pressão residual na câmara de combustão.

1.5 Divisão da dissertação

O capítulo 2 discorre sobre a teoria da dinâmica do sistema de acionamento de válvulas, ou trem de válvulas, com base em pesquisa bibliográfica. As teorias admitidas sobre o modelamento de cada elemento do trem de válvulas são descritas nesse capítulo.

O capítulo 3 trata da análise cinemática do sistema de acionamento de válvulas e mostra as suas limitações com relação à análise dinâmica.

O capítulo 4 tem como foco os detalhes do modelamento dinâmico do trem de válvulas e descreve cada componente utilizado na simulação.

No capítulo 5 são feitas comparações do modelo matemático adotado para o balancim, com análises modais realizadas com auxílio da FEA. Mostra-se também, com modelo de 1 GDL, a vantagem da adoção do modelamento de contato contínuo.

O capítulo 6 compara os resultados experimentais com os resultados do modelo simulado, além de descrever o equipamento utilizado no experimento.

Por fim, no capítulo 7 é apresentada a conclusão deste trabalho.

2 ELEMENTOS DE ANÁLISE DINÂMICA

O estudo do comportamento do sistema de acionamento de válvulas, ou trem de válvulas, se dá através da análise cinemática e da análise dinâmica, sendo possível prever as forças envolvidas no funcionamento do sistema.

2.1 Análise cinemática

A análise cinemática é o estudo da geometria do movimento que relaciona o deslocamento, a velocidade, a aceleração e o tempo, sem uma referência ao que causa o movimento. Por meio dessa análise, é possível examinar com detalhes a influência do perfil do came e da geometria do sistema de acionamento de válvulas, o layout, os padrões de contato e a tensão.

O eixo comando reúne todos os comes que acionam todo o trem de engrenagens. Na Figura 2-1 tem-se um exemplo de eixo comando e no destaque o perfil do came.

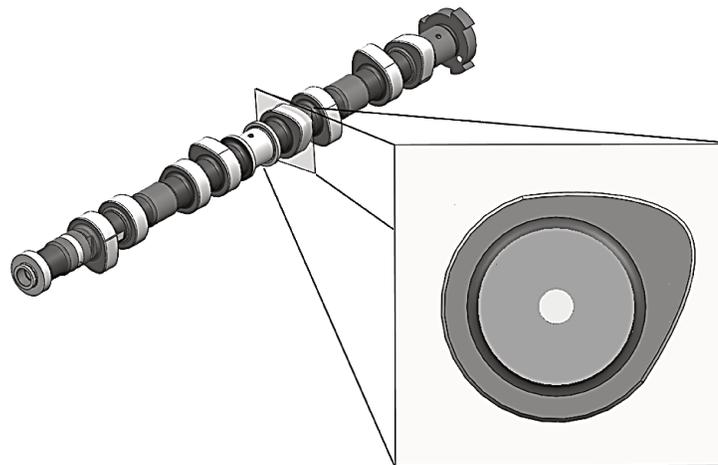


Figura 2-1 – Eixo comando, com destaque ao perfil do came

O perfil do came comanda todo o comportamento do trem de válvulas. A sua forma determina como e quando a válvula deverá abrir-se e fechar-se, influenciando decisivamente o desempenho e o consumo do motor. Para facilitar a análise, são estabelecidas duas áreas do perfil de came: o raio base e o perfil de levantamento. O raio base determina a posição de repouso do trem de válvulas quando elas estão fechadas. Já o perfil de levantamento determina a abertura das válvulas (Figura 2-2).

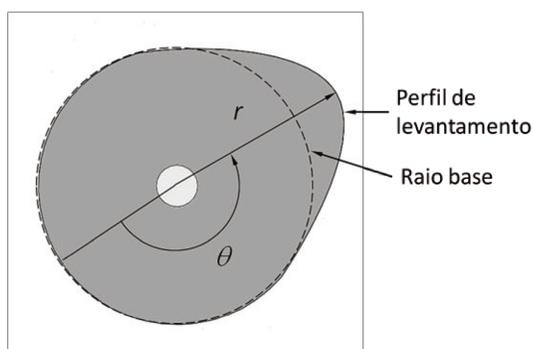


Figura 2-2 – Raio base e perfil de levantamento

O projeto do perfil de um came e de todo o sistema de acionamento de válvulas se dá em função de como deve ser a abertura e o fechamento da válvula. Do ponto de vista da máxima eficiência da combustão, as válvulas deveriam abrir-se e fechar-se instantaneamente para permitir a máxima troca de gases possível (Figura 2-3). Na prática, contudo, isso é impossível. A velocidade “ideal” de abertura seria infinita. Portanto, o desenvolvimento de uma curva de acionamento de válvulas leva em conta a velocidade e a aceleração que o sistema irá atingir para evitar esforços desnecessários. Muitos dos fundamentos básicos do projeto da curva de acionamento se baseiam nos trabalhos de Turkish (1946).

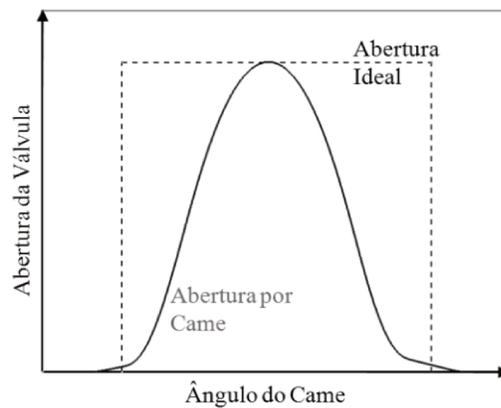


Figura 2-3 – Abertura “ideal” e abertura real da válvula³

Turkish (1946) sugere que a curva de acionamento deveria ter uma pequena rampa de velocidade constante no início do acionamento da válvula para eliminar folgas inerentes ao sistema e então ser possível aplicar a maior carga que a abertura da válvula exige. Também no fechamento da válvula ele recomenda uma rampa de velocidade constante para garantir uma velocidade de fechamento baixa e minimizar o impacto da válvula com sua sede (Figura 2-4). Altas velocidades de fechamento podem provocar desgaste e quebras da válvula ou da sede.

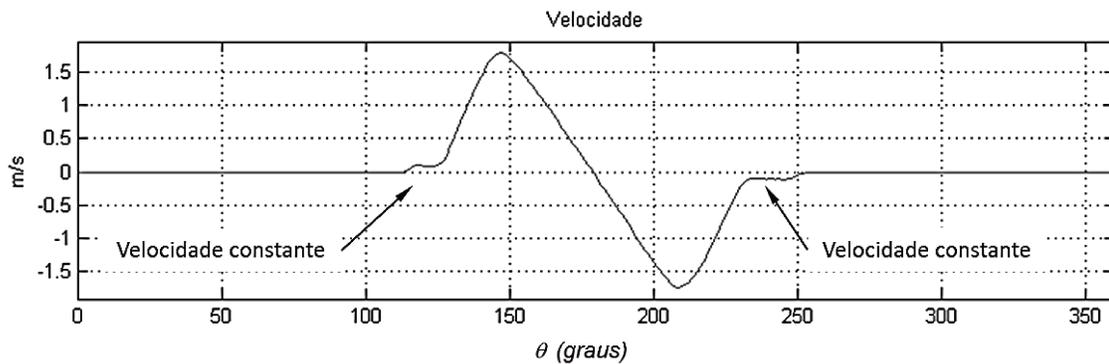


Figura 2-4 – Curva de velocidade de 1.000 RPM

³ Fonte: Andreatta (2010).

Além do estudo da curva de acionamento da válvula, a análise cinemática estuda as relações geométricas dos sistemas de acionamento. Chen (1982) descreve as relações geométricas do came com o seguidor dando ênfase ao ângulo de pressão e ao raio de contato como parâmetros importantes no projeto do came. Doughty (1987) demonstra a formulação matemática de vários mecanismos de acionamento de válvulas, permitindo o desenvolvimento de soluções numéricas. Andreatta (2010) apresentou uma forma simplificada de descrever a interação entre o came e o seguidor do tipo balancim, que faz parte do mecanismo estudado neste trabalho.

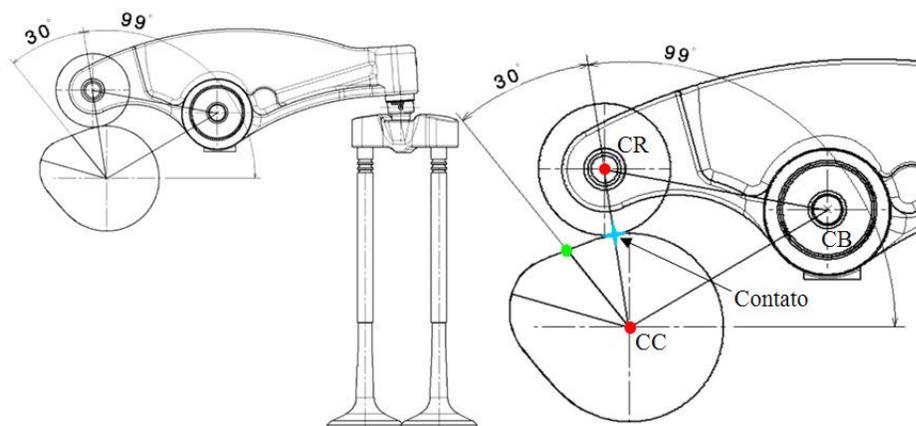


Figura 2-5 – Came posicionado com o rolete no início do perfil do came⁴

Andreatta (2010) observa que quando o seguidor está em contato com o came na região do raio base estão alinhados o centro de rotação do came (CC), o centro do rolamento do seguidor-balancim (CR) e o ponto de contato entre o seguidor e o came (Figura 2-5). Assim se forma um triângulo com vértices em CC, CR e CB, que é o centro de rotação do balancim. À medida que o came gira e o seguidor fica em contato com o came na região do perfil de levantamento, o ponto de contato não fica mais alinhado com os pontos CC e CR, formando então um quadrilátero de vértices CC, CR, CB e ponto de contato (Figura 2-6).

⁴ Fonte: Andreatta (2010)

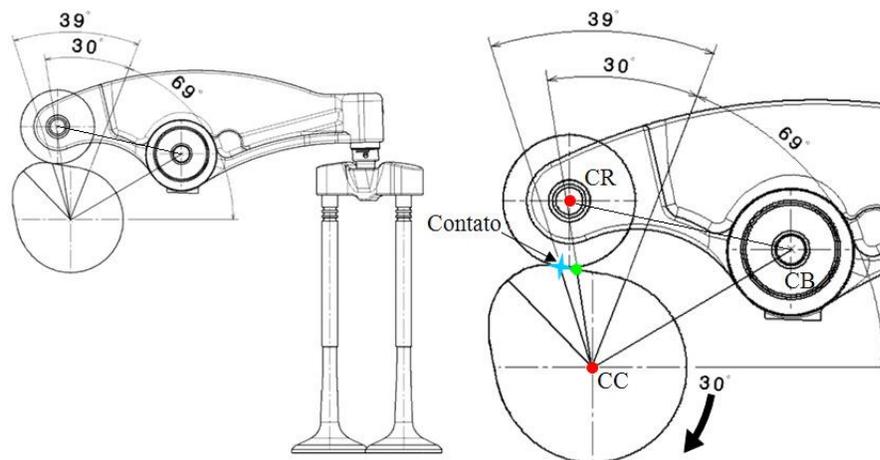


Figura 2-6 – Came rotacionado 30 graus após o início do perfil do came⁵

No decorrer de seu trabalho, Andreatta (2010) mostra uma solução simples para descrever o acionamento do balancim pelo came. A solução consiste em fazer o ponto CR percorrer uma curva paralela ao perfil do came e com distância RR (o raio do rolamento) (Figura 2-7); isso é possível por se tratar de seguidor do tipo rolete. Dessa forma ficou mais fácil estabelecer a relação geométrica entre o came e o balancim.

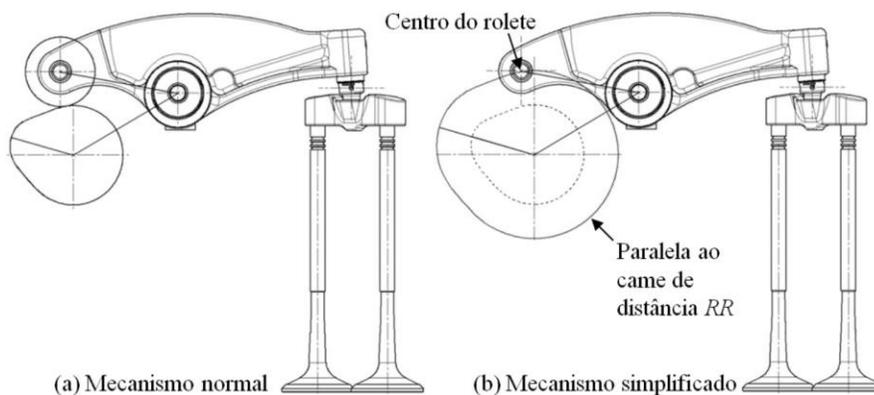


Figura 2-7 – Comparativo entre (a) mecanismo normal e (b) mecanismo simplificado⁶

⁵ Fonte: Andreatta (2010)

⁶ Fonte: Andreatta (2010)

Ainda dentro da análise cinemática há o estudo das tensões de contato entre os componentes. Uma vez determinadas as forças atuantes a partir das acelerações e tendo-se os dados geométricos dos componentes em contato, utiliza-se a teoria de Hertz (1882) para calcular a tensão de contato.

2.2 Análise dinâmica

Nas primeiras décadas do século XX vários pesquisadores já entendiam que a análise cinemática sozinha não podia responder a todos os efeitos observados nos sistemas de acionamento de válvulas, principalmente em rotações mais elevadas. Portanto a análise cinética ou dinâmica se tornou necessária, como observado nos trabalhos de Olmsted e Taylor (1939), Dudley (1948) e Barkan (1953).

Wang (2007) descreve a análise dinâmica, ou cinética, como o estudo das relações entre as forças que agem sobre os corpos, as massas dos corpos e o movimento dos corpos. Para o autor, esse estudo é utilizado para prever o movimento causado pelas forças ou determinar a força necessária para produzir o movimento.

O modelamento dinâmico de sistemas é uma poderosa ferramenta matemática utilizada para descrever o comportamento dos sistemas físicos. Matematicamente, os sistemas são representados por uma ou mais equações diferenciais. Os sistemas podem ser mecânicos, elétricos, térmicos ou qualquer outro variante no tempo.

A simplificação de modelos dinâmicos pode ser feita reduzindo-se o número de graus de liberdade pela combinação de massas, constantes de rigidez e amortecimentos. Os modelos dinâmicos podem ser desde o mais simples, com 1 GDL, composto por uma massa, uma mola e um amortecedor, até os complexos, com múltiplas massas, molas e amortecedores.

O número de graus de liberdade depende do resultado que se deseja obter. Se 1 GDL é o suficiente para obter o resultado pretendido, então o modelo já está bom. Deve-se aumentar o

número de graus de liberdade apenas o suficiente para poder estudar o efeito desejado do sistema. Por exemplo, para estudar um único contato entre os componentes do sistema, 2 GDL já podem dar bons resultados, pois é possível estudar a dinâmica do sistema quando os componentes estão conectados e quando o contato se desfaz. Outro exemplo é quando se quer estudar o comportamento dinâmico dos elos de uma mola. Pode-se definir um grau de liberdade para cada elo e, assim, estudar o efeito de ressonância da mola. Andreatta (2010) utilizou molas com 6 GDL cada e verificou que em altas rotações as molas poderiam entrar em ressonância e diminuir a força de pré-carga. A escolha do número de graus de liberdade deve ser analisada criteriosamente pelo pesquisador a fim de conseguir uma boa correlação entre a simulação e as medições do sistema real.

Uma das primeiras aplicações do modelamento dinâmico do sistema came-seguidor pôde ser observado na indústria automobilística quando Barkan (1953) apresentou um modelo de 1 GDL com boa correlação entre dados simulados e experimentais. Com o passar dos anos e o advento de melhores recursos computacionais, foi possível programar modelos mais complexos de sistema de acionamento de válvulas, como o apresentado por Seidlitz (1989), com 21 GDL.

O modelamento dinâmico permite ao engenheiro avaliar o comportamento dos sistemas mecânicos antes da sua construção, minimizando a dispendiosa rotina de tentativa e erro.

2.3 Modelamento dinâmico

O modelamento de sistemas dinâmicos consiste em criar modelos matemáticos que consigam representar seus equivalentes físicos, seja em sua totalidade, seja quanto a alguma característica que se deseja analisar.

Nesta seção são discutidos os fundamentos básicos do modelamento dinâmico utilizados nesta dissertação. Todo o sistema abordado nesta dissertação é modelado com elementos de parâmetros concentrados e puros. Basicamente o trabalho consiste em transformar o sistema a ser analisado numa série de massas concentradas translacionais, constantes de rigidez e fatores de

amortecimento para que atuem em apenas uma dimensão. Diversos autores têm utilizado essa abordagem e obtido boa correlação entre a simulação e o experimento. Barkan (1953), com o modelo de 1 GDL, conseguiu reduzir todo um sistema de acionamento de válvulas a uma massa e uma rigidez equivalentes e obter boas correlações entre resultados simulados e resultados medidos para o funcionamento global do sistema. Seidlitz (1989), com um modelo de 21 GDL, buscou por maior precisão principalmente na análise da mola, chegando à conclusão de que a mola pode entrar em ressonância. Ambos são exemplos bastante conhecidos de modelamento dinâmico de sistemas de acionamento de válvulas.

2.3.1 Massa

Em seu livro, Norton (2002) postula que, para uma massa concentrada ser dinamicamente equivalente ao componente original, deve satisfazer três condições:

- A massa do modelo deve ser igual à do componente original.
- O centro de gravidade deve estar na mesma posição do componente original.
- O momento de inércia deve ser igual ao do componente original.

As massas utilizadas no modelamento dinâmico podem ser translacionais ou rotativas. As translacionais são simples de obter, basta multiplicar o volume (v) pela densidade (ρ) do componente. Programas de CAD auxiliam nesta tarefa, apresentando os valores de massa de forma rápida e com bastante precisão, além de calcular com exatidão o centro de gravidade.

No modelamento das massas rotativas, mais precisamente das massas das ligações rotativas, tais como os balancins, o que se deve manter igual não é a massa, mas a inércia do componente. Como o modelamento adotado é unidimensional, deve-se determinar uma massa translacional equivalente que tenha a mesma inércia da massa rotacional da ligação.

Norton (2002) mostra que se pode simplificar uma ligação rotativa para uma massa equivalente translacional (Figura 2-8). Em (a) tem-se o modelo real de uma alavanca de inércia

I_{zz} submetida a uma força F ; (b) é a representação da alavanca por uma massa concentrada equivalente; e em (c) tem-se o modelo equivalente para uma massa translacional.

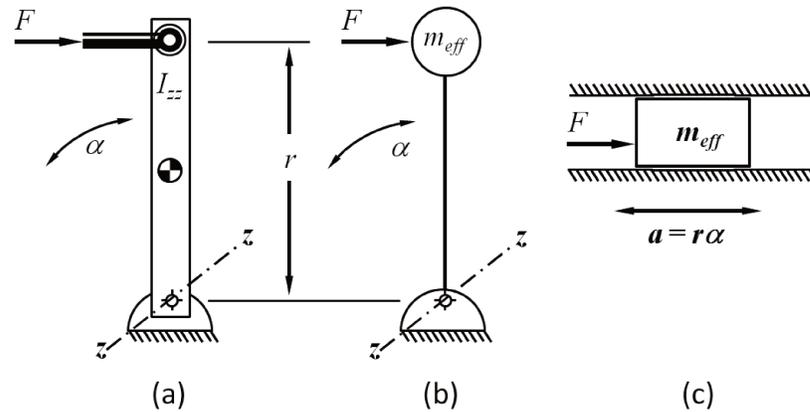


Figura 2-8 – Modelando uma ligação rotacional como uma massa translacional

Para obter o momento de inércia de um componente utilizam-se novamente os programas de CAD. São excelentes ferramentas que podem fornecer a informação necessária. O momento de inércia para uma massa concentrada pode ser descrito pela seguinte equação:

$$I_{zz} = m_{eff} \times r^2 \quad (2.1)$$

I_{zz} é o momento de massa da inércia da barra em função do eixo zz (ou eixo de interesse); m_{eff} é a massa efetiva concentrada do componente; e r é o raio do eixo de rotação até o ponto de interesse. Rearranjando a equação 2.1 pode-se calcular a massa efetiva do componente:

$$m_{eff} = \frac{I_{zz}}{r^2} \quad (2.2)$$

2.3.2 Constante de rigidez

Em um modelo unidimensional, as constantes de rigidez, como ocorrem com as massas, devem ser dinamicamente equivalentes ao modelo real. Assim, quando se aplicar uma força ao

modelo unidimensional, ele deve deformar-se com a mesma amplitude que o modelo real (Norton, 2002).

Para obter as constantes de rigidez dos componentes deve-se medir a deformação em função de uma força unitária e utilizar a seguinte equação:

$$k = \frac{F}{\Delta l} \quad (2.3)$$

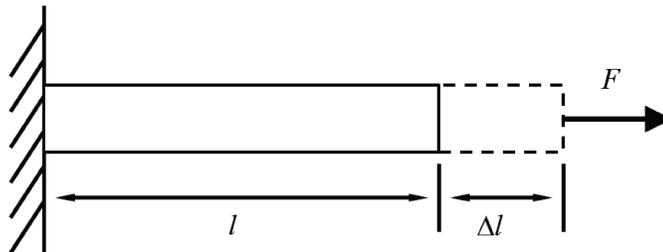


Figura 2-9 – Deformação em função de uma força F

Assim se obtém a constante de rigidez ou razão de mola (k), sendo F a força aplicada e Δl o deslocamento medido.

Para geometrias simples como a da Figura 2-9 existem fórmulas que permitem calcular analiticamente o deslocamento Δl , como na equação (2.4),

$$\Delta l = \frac{Fl}{AE} \quad (2.4)$$

onde l é o comprimento inicial, E é o módulo de elasticidade do material da barra e A é a área da seção transversal.

Programas de FEA são ótimas ferramentas para calcular os deslocamentos em função das forças aplicadas. Muitas vezes programas de CAD e FEA são pacotes integrados que permitem a obtenção dos dados básicos para o equacionamento dos sistemas dinâmicos de forma rápida e precisa, sem a necessidade de ter os componentes reais.

2.3.3 Amortecimento

Amortecedores são elementos de dissipação de energia, ao contrário das massas e inércias, que armazenam energia cinética, ou das molas (constantes de rigidez), que armazenam energia potencial. Sem um amortecedor, um sistema mecânico conservará sua energia infinitamente. Contudo sistemas mecânicos reais perdem energia. O principal motivo de incluir amortecedores nos modelos de sistemas mecânicos é simular o efeito da dissipação de energia e conseguir um resultado mais preciso da energia necessária para produzir um trabalho.

Diversos autores têm afirmado em seus trabalhos que estimar valores de amortecimento é muito difícil. Um procedimento muito usual é adotar um ou mais modelos de amortecimento e ajustar os valores através de resultados experimentais.

O amortecimento viscoso é uma das formas mais comuns aplicadas em modelos dinâmicos. É uma força de amortecimento proporcional à velocidade relativa entre dois componentes do sistema. Em seu trabalho, Hundal (1962) chegou à conclusão de que o amortecimento viscoso era acurado o suficiente para o modelamento dinâmico de trem de válvulas.

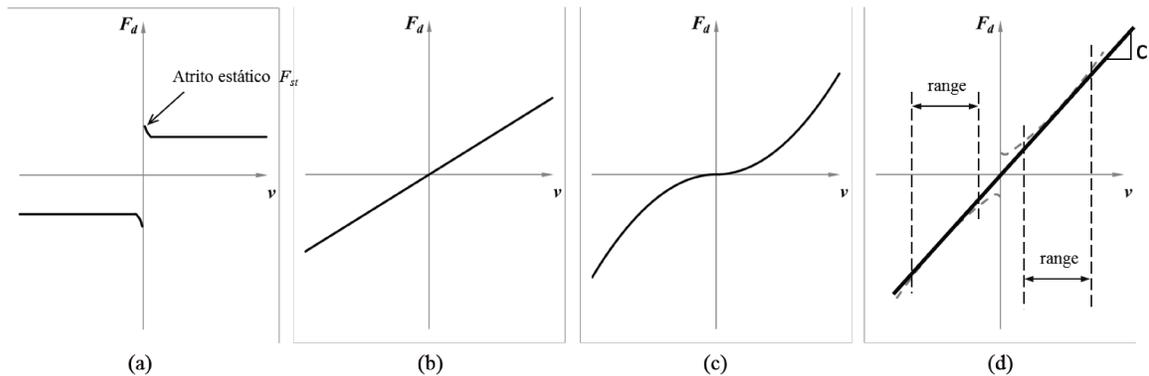


Figura 2-10 – Amortecimentos de Coulomb (a), Viscoso (b), Quadrático (c) e Aproximado⁷.

⁷ Fonte: Norton (2002)

Norton (2002) explica que o sistema de acionamento de válvulas está sujeito a três tipos de amortecimento: Coulomb, Viscoso e Quadrático (Figura 2-10). A somatória dos três amortecimentos é chamada pelo autor de coeficiente de amortecimento pseudoviscoso. Tal coeficiente é aproximado para uma função linear, como ilustrado na Figura 2-10(d), na qual a linha tracejada é o coeficiente de amortecimento pseudoviscoso e a linha contínua é a aproximação. A função linear aproximada é como o amortecimento viscoso, sendo considerada pelo autor como satisfatória para o modelamento dinâmico.

Nesta dissertação adota-se o conceito de amortecimento viscoso para todos os componentes. Também se adota o valor de 5% do amortecimento crítico dos componentes como amortecimento viscoso. Esse valor é aceitável como estimativa para o amortecimento dos componentes do sistema de acionamento de válvulas, como se observa em livro de Rothbart (2004). A exceção será o amortecimento da sede de válvula, caso em que se considera o conceito de amortecimento contínuo devido à natureza do impacto da válvula com sua sede.

2.4 Tucho hidráulico

Os tuchos hidráulicos são componentes do sistema de acionamento de válvulas cuja principal função é eliminar folgas do sistema.

2.4.1 Princípios de funcionamento do tucho hidráulico

Segundo Heisler (2002) os tuchos hidráulicos incorporam três principais características operacionais:

1. O tucho hidráulico é capaz de tirar a folga extra do trem de válvulas quando o motor está frio e durante o período de aquecimento, ou se a folga estática das válvulas é

anormalmente grande devido a desgaste ou ajuste incorreto, eliminando assim o ruído do trem de válvulas.

2. O tucho hidráulico elimina a folga estática das válvulas quando o motor entra em funcionamento; isso assegura que os acionamentos das válvulas pelo eixo de comando sejam mantidos durante a operação normal do motor conforme foram projetados.
3. A folga inicial das válvulas não é crítica; portanto, o ajuste das tolerâncias da montagem do cabeçote do motor não precisa de definição adicional quanto às folgas das válvulas.

Na Figura 2-11 observa-se um corte do tucho hidráulico aplicado na ponta do balancim, mostrando os seus componentes internos e uma forma esquemática correspondente.

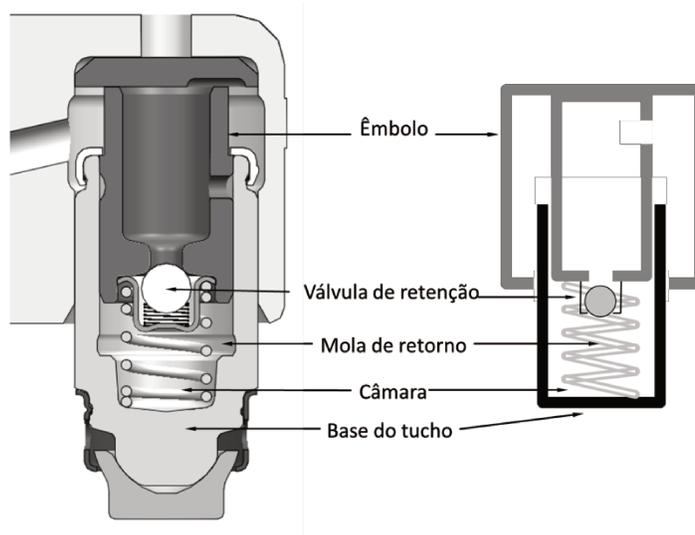


Figura 2-11 – Tucho hidráulico embutido no balancim

A câmara não é um componente, mas o espaço delimitado pela base do tucho e pelo êmbolo. Em várias referências também é chamada de câmara de alta pressão, pois durante o

funcionamento do tucho, quando o êmbolo é pressionado contra a base, o óleo contido na câmara terá sua pressão aumentada.

A Figura 2-12 mostra a sequência da abertura da válvula. Em (a) o came começa a abertura da válvula empurrando o êmbolo contra a base do tucho. Isso faz com que a câmara diminua de volume e conseqüentemente a pressão do óleo contido nela aumenta. O aumento da pressão na câmara faz com que a válvula de retenção se feche. Uma vez aprisionado na câmara (b), o óleo em alta pressão permite que o tucho transfira o movimento imposto pelo came à válvula. Em (b) e (c) um pequeno e deliberado vazamento do óleo contido na câmara ocorre através do espaço entre o êmbolo e a base do tucho, o que resulta no encolhimento do comprimento do tucho durante a abertura da válvula. Esse recurso de vazamento é essencial para garantir um relaxamento entre o raio base do came e a válvula. Assim, quando a válvula voltar a se fechar, ela se assentará corretamente sobre a sua sede, garantindo a vedação da câmara de combustão.

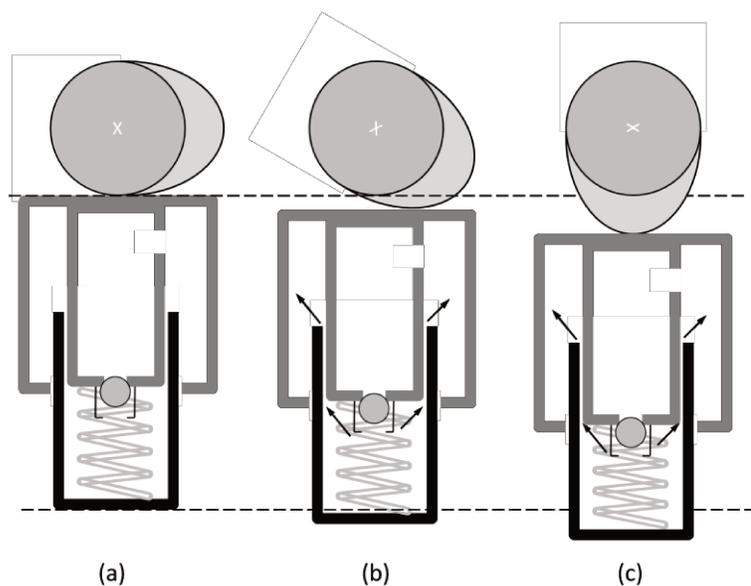


Figura 2-12 – Tucho hidráulico na fase de abertura

A Figura 2-13 mostra a sequência do fechamento da válvula. Em (d) a pressão na câmara já não é tão elevada, mas é suficiente para manter a válvula de esfera fechada. A válvula e o tucho retornam a suas posições iniciais devido à força da mola da válvula. Em (e) a válvula está

fechada e o tucho retornou à posição anterior, embora esteja com o comprimento menor devido ao vazamento deliberado na fase de abertura da válvula. A força que comprimiu o tucho deixou de existir; assim, a pressão de alimentação de óleo tem força suficiente para abrir a válvula de esfera, permitindo que a câmara do tucho se encha novamente e que o tucho se expanda, eliminando-se a folga do sistema de acionamento de válvulas. Em (f) a mola de retorno do tucho afasta o êmbolo da base do tucho até que a folga entre o tucho e o came desapareça. Com esse movimento o volume da câmara se expande, fazendo com que a pressão diminua dentro dela e permitindo que a válvula de retenção abra e mais óleo entre na câmara. Assim, o ciclo de abertura da válvula pode reiniciar-se sem folga entre o tucho e o came.

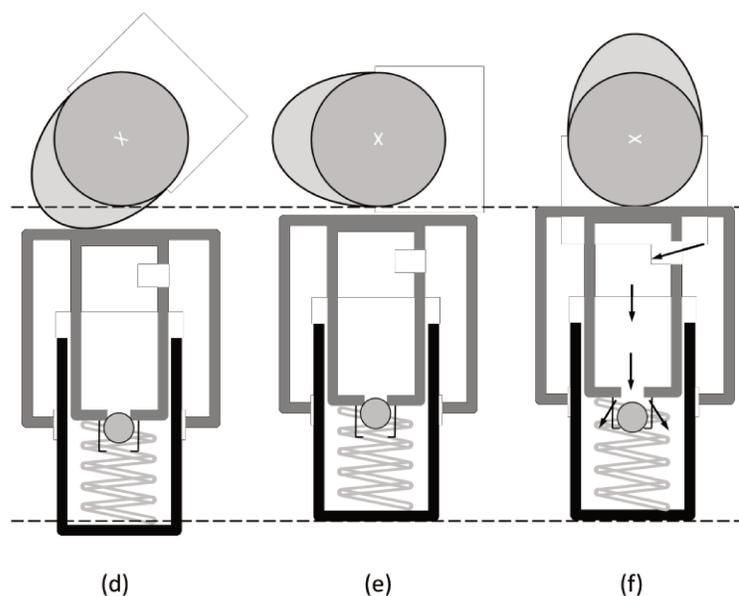


Figura 2-13 – Tucho hidráulico na fase de fechamento

A quantidade exata de óleo que entra na câmara dependerá da expansão e contração do trem de válvulas, o que está diretamente relacionado com a folga das válvulas; a folga varia de acordo com as mudanças de condições de dirigibilidade do motor.

O ciclo do tucho hidráulico de perda de óleo e reposição, respectivamente nos períodos de abertura e fechamento da válvula, forma automaticamente um elemento hidráulico de carga

variável que elimina a folga normal das válvulas e ainda permite que elas fiquem totalmente assentadas no período em que estão fechadas.

Chan e Pisano (1987) aplicaram num modelo de 6 GDL de um sistema de acionamento de válvulas um tucho hidráulico modelado com apenas 1 GDL. Normalmente o tucho hidráulico é modelado com 2 GDL, o êmbolo e a câmara; no sistema analisado por esses autores, contudo, a câmara está fixada ao cabeçote do motor, como se observa na Figura 2-14. Chan e Pisano (1987) consideraram a câmara do tucho rigidamente fixa ao cabeçote, permitindo que fosse considerado apenas 1 GDL para o tucho hidráulico.

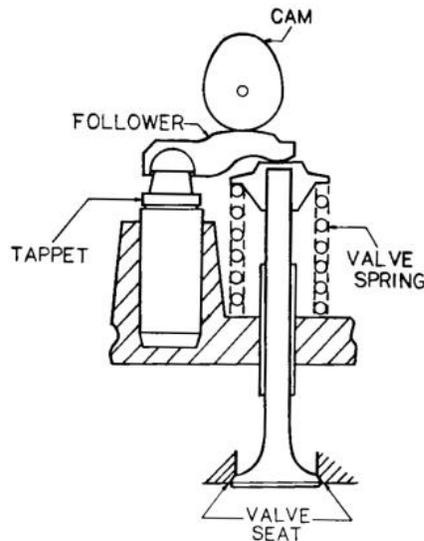


Figura 2-14 – Esquema finger-seguidor ⁸

Phlips *et al.* (1989) desenvolveram um modelo dinâmico de tucho hidráulico, relativamente simples de ser programado. Eles obtiveram uma boa correlação entre o modelo e os resultados experimentais. O modelo é representado por duas massas, três molas e dois amortecedores. As massas são o êmbolo (*Plunger*) e a câmara do tucho (*Chamber*). Uma mola e um amortecedor estão em paralelo e representam a rigidez e o amortecimento da mola de retorno do tucho mais a pressão de alimentação do óleo. Um conjunto importante é a combinação em série de duas molas

⁸ Fonte: Chan e Pisano (1987)

mais um amortecedor. Nesse conjunto, as molas representam a elasticidade do óleo mais o ar misturado ao óleo e o amortecedor representa o vazamento do óleo.

A Figura 2-15(a) apresenta o modelo adotado por Philips *et al.* (1989). Os gráficos dão as características dos componentes desse modelo; observa-se que os dois primeiros gráficos se distinguem como não lineares. Essa não linearidade representa a ação da válvula de retenção. No primeiro gráfico (*Leak Down Damping*) observa-se a representação da força de amortecimento devido ao vazamento do óleo através da folga entre o êmbolo (*Plunger*) e a câmara do tucho (*Chamber*), que ocorre em função da velocidade relativa entre esses dois componentes. A direção positiva é quando o êmbolo está se aproximando da câmara. Nesse momento a válvula de retenção está fechada. A direção negativa indica o afastamento entre os dois componentes. Nesse momento a válvula de retenção está aberta, fazendo com que a força de amortecimento seja muito baixa.

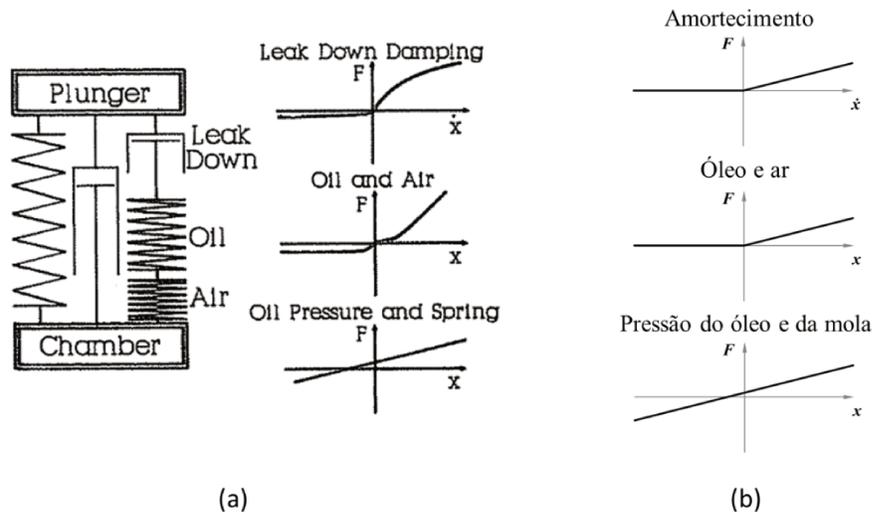


Figura 2-15 – Modelo esquemático do tucho hidráulico (a)⁹ x modelo adotado (b)

No segundo gráfico (*Oil and Air*), ainda na Figura 2-15(a), observa-se a representação da força devido à compressibilidade do óleo, e do ar presente no óleo, em função da posição relativa

⁹ Fonte: Philips, Schamel e Meyer (1989)

entre o êmbolo e a câmara. Como no gráfico anterior, os valores positivos indicam que a válvula de retenção está fechada e os valores negativos, que está aberta. O terceiro gráfico (*Oil Pressure and Spring*) mostra a força combinada da mola de retorno do tucho hidráulico e da pressão do óleo de alimentação em razão da posição relativa entre o êmbolo e a câmara. Philips *et al.* (1989) fizeram seus gráficos baseados em medições experimentais.

A Figura 2-15(b) apresenta os gráficos do modelo de tucho hidráulico adotado nesta dissertação, que se baseia no trabalho de Philips *et al.* (1989). Tanto o amortecimento quanto a rigidez passaram a ser funções com coeficiente constante; variam, respectivamente, de acordo com a velocidade e o deslocamento. Também se observa que os valores negativos são nulos.

Philips *et al.* (1989) ajustaram o modelo sugerido por eles através de extensas medições experimentais.

Zou e McCormick (1996) estudaram um sistema de acionamento de válvulas do tipo balancim-seguidor com ajuste de folga hidráulico (tucho hidráulico). Analisaram, além da dinâmica do sistema, os efeitos da operação da válvula de retenção e da entrada de ar no óleo, chegando à conclusão de que esses fatores podem afetar a severidade do desgaste por impacto do sistema de acionamento de válvulas.

2.4.2 Tipos mais comuns de tucho hidráulico

Os tuchos hidráulicos podem ter várias configurações: para atuação indireta através de haste, para atuação direta do eixo comando sobre o cabeçote, como pivô compensador de folga ou montado em balancim. Neste trabalho é analisado o tucho montado em balancim.

O tucho hidráulico representado na Figura 2-16 é normalmente utilizado montado dentro do bloco do motor, como na Figura 1-4. Trata-se de um tucho hidráulico de um sistema de acionamento de válvulas de atuação indireta. A denominação “indireta” vem do fato de o eixo comando e o tucho não atuarem diretamente na válvula, e sim através de hastes e balancins, que

transmitem o movimento do came até a válvula. Em geral, esses tuchos são encontrados em motores de concepção mais antiga.

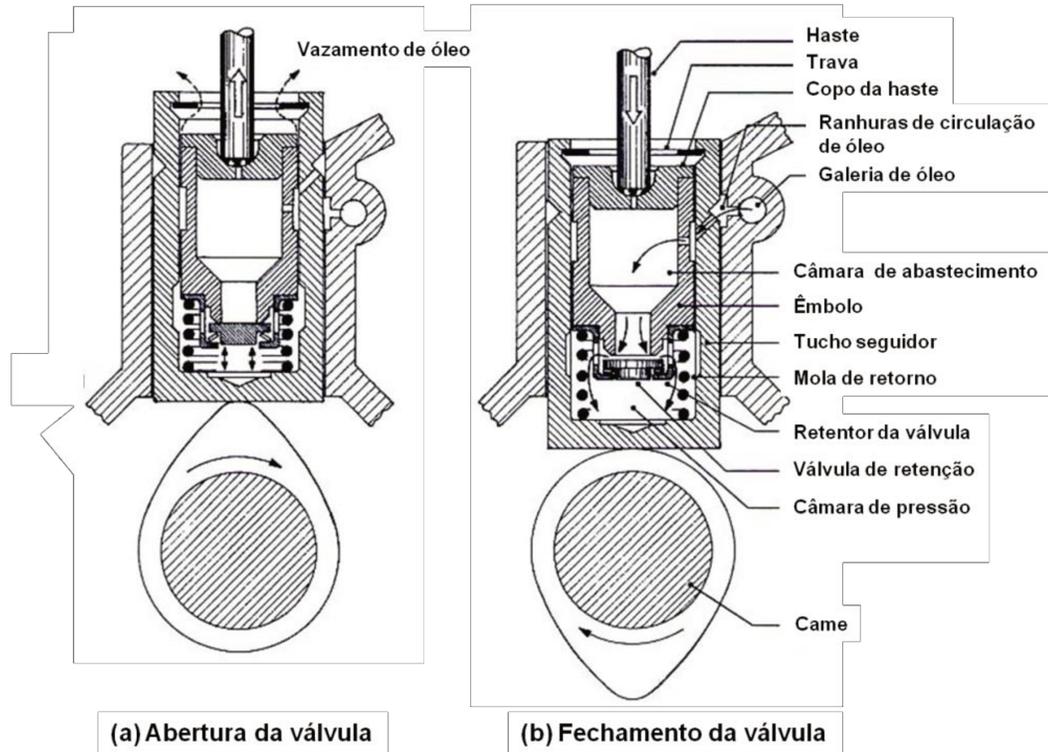


Figura 2-16 – Tucho hidráulico de atuação indireta

Na Figura 2-17 há um exemplo de tucho hidráulico de atuação direta, sem a presença de intermediários entre o came e o tucho nem entre o tucho e a válvula, tais como hastes e balancins. Esse tipo de montagem de tucho hidráulico apresenta como vantagem uma inércia baixa do sistema de trem de válvulas, a qual permite que o motor possa atingir altas rotações de operação. Como principal desvantagem apresenta altos índices de atrito entre o came e o seguidor.

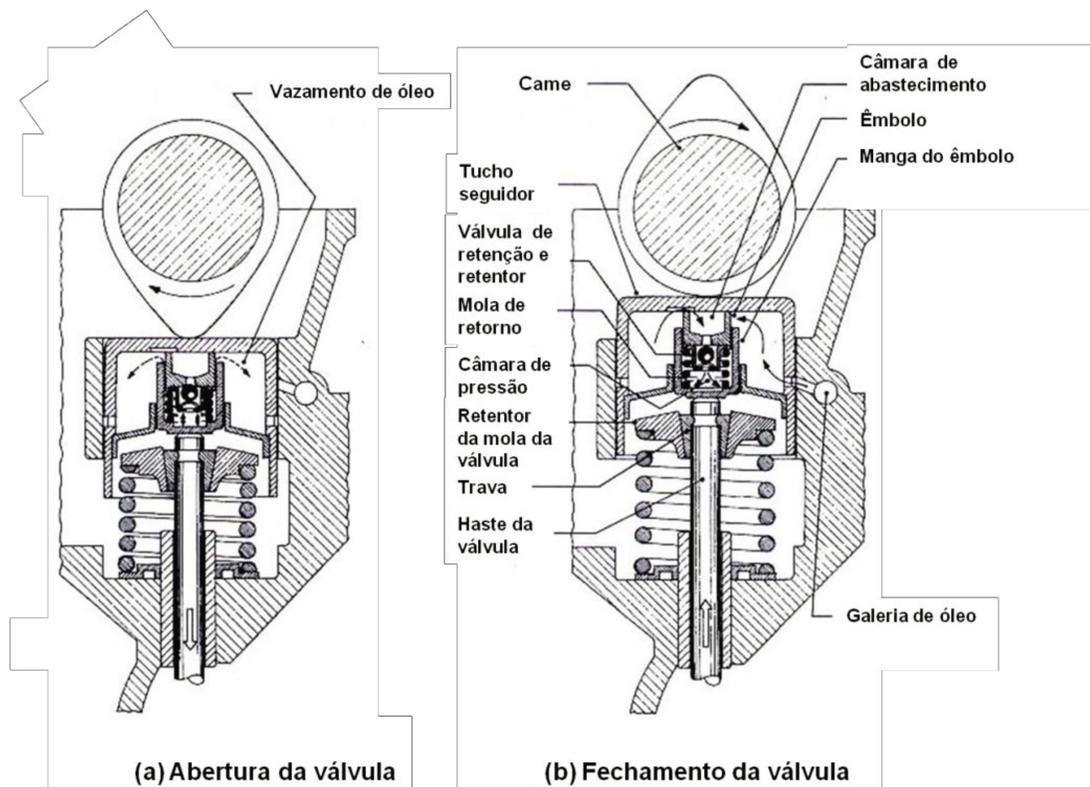
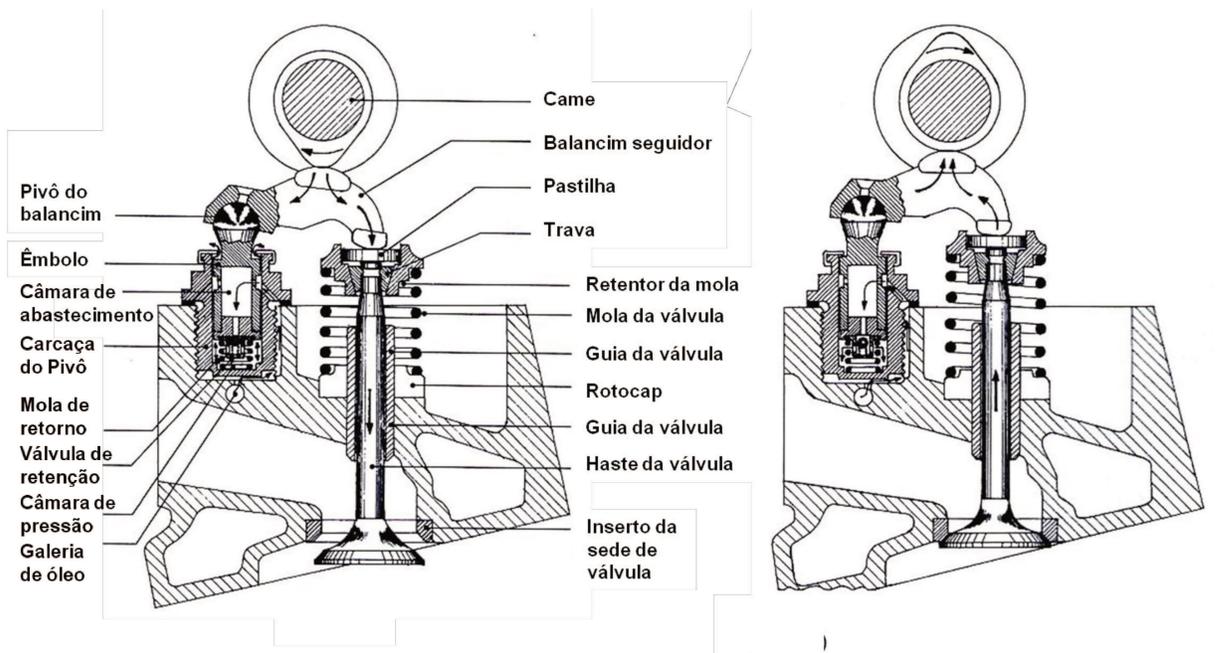


Figura 2-17 – Tucho hidráulico de atuação direta

Outra forma de aproveitar os benefícios do tucho hidráulico é usá-lo como pivô. Na Figura 2-18 há um exemplo dessa utilização. Tal configuração permite que um componente de fabricação bastante exigente quanto à precisão como o tucho hidráulico, cuja produção é, portanto, cara, ganhe economia de escala devido à possibilidade de ser padronizado e utilizado em diferentes motores.



(a) Abertura da válvula

(b) Fechamento da válvula

Figura 2-18 – Tucho hidráulico como pivô compensador

Na Figura 2-19 observa-se o balancim com o tucho hidráulico montado em uma de suas pontas e no detalhe os principais componentes do tucho.

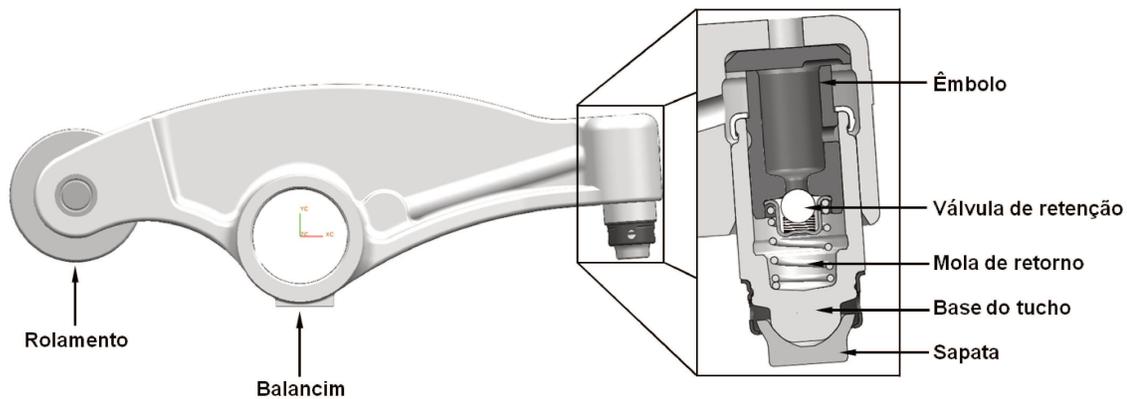


Figura 2-19 – Tucho hidráulico montado no balancim

2.5 Contato – não linearidade das equações de movimento

Além da utilização no modelo do tucho hidráulico, a não linearidade das equações de movimento permite simular a perda de contato entre os componentes do trem de válvulas. A perda de contato entre os componentes é um problema a ser evitado, como por exemplo, o salto da válvula. Mas também representa parte do funcionamento do sistema de acionamento, como o assentamento das válvulas na sede. Andreatta (2010) recomenda a introdução da simulação do contato no modelo dinâmico para permitir o estudo detalhado da influência da pré-carga da mola.

Kurisu (1991) descreve o salto da válvula como a perda de contato entre ela e o balancim que ocorre quando a força inercial que atua sobre a válvula é maior do que a força da mola da válvula, o que resulta em um carregamento nulo entre os componentes.

Lee e Patterson (1997) demonstrou o uso de equações não lineares para simular várias situações de perda de contato entre os componentes, tais como salto da válvula, folga da válvula, assentamento da válvula, separação dos elementos de ligação e fechamento da mola da válvula. Nesse trabalho o autor mostra as equações para cada uma das situações citadas.

Nesta dissertação, para simular as situações em que ocorrem perdas de contato entre os componentes, adotou-se, com base no trabalho de Lee e Patterson (1997), o procedimento de zerar os coeficientes de rigidez e amortecimento que unem os componentes envolvidos. O dispositivo utilizado para detectar a separação dos componentes é a distância entre eles. Considerou-se que distâncias relativas negativas significavam que os componentes estavam em contato. Já distâncias relativas iguais ou maiores do que zero significavam perda de contato; portanto, não deveria haver molas nem amortecedores entre os componentes. As equações de movimento dos componentes, montadas de acordo com essas regras, podem ser vistas em detalhes nas seções 4.6 e 4.7.

2.6 Impacto

Seifried, Schiehlen e Eberhard (2010) fazem uma revisão dos métodos de tratamento dos problemas de impacto na dinâmica de multicorpos com foco especial no coeficiente de restituição.

No modelamento de sistemas de multicorpos, duas abordagens são muito utilizadas: a de impacto instantâneo e a de impacto contínuo.

2.6.1 Impacto instantâneo

O modelamento de impacto instantâneo se baseia na teoria clássica de impacto para corpos rígidos. Nessa concepção assume-se que a duração do impacto é infinitesimal, caso em que as velocidades saltam e as posições permanecem sem mudanças.

O cálculo do impacto ocorre no nível da velocidade ou impulso combinado com o coeficiente de restituição. Ou melhor, esse conceito de impacto avalia a variação da velocidade (intensidade e direção) antes e depois do contato entre os corpos.

Seifried *et al.* (2010) explicam que a equação de movimento para sistemas multicorpos ordinários tem a seguinte forma durante o impacto:

$$M\ddot{y} + k = q + w_N F \quad (2.5)$$

onde M é a matriz de massa, k é o vetor de Coriolis e força giroscópica, q é o vetor das forças aplicadas, w_N é o vetor das velocidades generalizadas normais à direção do impacto e F é a força de impacto na direção normal do ponto de impacto. As forças tangenciais foram negligenciadas, pois está sendo assumido o impacto sem fricção.

Seifried *et al.* (2010), com base no pressuposto da duração infinitesimal do impacto, segundo o qual as forças finitas desaparecem na integração ao longo do intervalo de tempo infinitesimal, afirmam que a equação de movimento durante o impacto é formulada em nível de velocidade, o que pode ser observado no caso limite $t_e \rightarrow t_s$ da equação (2.4):

$$\begin{aligned} \lim_{t_e \rightarrow t_s} \int_{t_s}^{t_e} (M\ddot{y} + k - q - w_N F) dt \\ = M(\dot{y}_e - \dot{y}_s) - w_N \Delta P = 0 \end{aligned} \quad (2.6)$$

onde os índices s e e são respectivamente o começo (*start*) e o fim (*end*) do impacto. No caso limite $t_e \rightarrow t_s$, as variáveis M e w_N são constantes e todas as forças de impacto desaparecem devido a suas amplitudes finitas. Contudo, a infinitamente grande força de impacto F produz um impulso finito:

$$\Delta P = \lim_{t_e \rightarrow t_s} \int_{t_s}^{t_e} F dt \quad (2.7)$$

que causa o pulo das velocidades generalizadas e o comportamento não suave do sistema de impacto.

Uma desvantagem dessa abordagem é a necessidade de interromper o tempo de integração a cada impacto para determinar o impulso.

2.6.2 Impacto contínuo

O modelamento do impacto contínuo considera, diferentemente do impacto instantâneo, um contato rápido de duração finita. Dessa forma, não é necessário interromper o tempo de integração, o que facilita muito a implementação numérica.

Uma abordagem utilizada por Seifried *et al.* (2010) para o cálculo do contato é a ocorrência de uma pequena penetração (δ) no ponto de impacto. É a partir dessa penetração que se calcula a força do impacto. A forma mais simples de descrever essa força é a combinação paralela de mola e amortecedor:

$$F = k\delta + c\dot{\delta} \quad (2.8)$$

onde k é a rigidez de contato, c é o parâmetro de amortecimento e $\dot{\delta}$ é a velocidade de penetração. Contudo, esse modelo simples produz, devido ao amortecimento viscoso, no início do impacto, um aumento brusco da força de impacto. Seifried *et al.* (2010) mostram uma abordagem feita por Hunt e Crossley que evita tal deficiência:

$$F = k\delta + c\delta\dot{\delta} \quad (2.9)$$

Nessa abordagem a força do impacto cresce a partir de zero à medida que ocorre a penetração de um corpo no outro.

2.7 Pressão residual da combustão

A pressão residual da combustão afeta diretamente o sistema de acionamento da válvula de escape. Ela age como uma força contra a abertura da válvula. A pressão no interior da câmara de combustão no momento da abertura da válvula de escape é maior do que a do duto de escape [Figura 2-20(a)]. Essa diferença de pressão produz uma força que é contra a abertura da válvula. Contudo, quando a válvula de escape se abre, os gases resultantes da combustão saem da câmara fazendo com que a pressão se equalize em torno da válvula [Figura 2-20(b)].

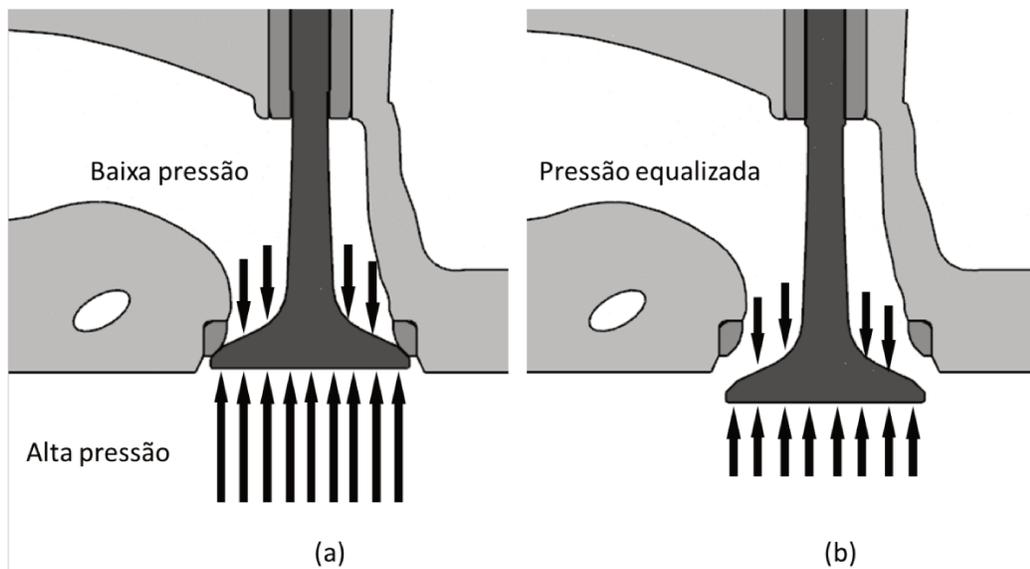


Figura 2-20 – Pressão residual na câmara de combustão

3 ANÁLISE CINEMÁTICA

Como visto no capítulo 2, a análise cinemática envolve o estudo do movimento, relacionando o deslocamento, a velocidade, a aceleração e o tempo.

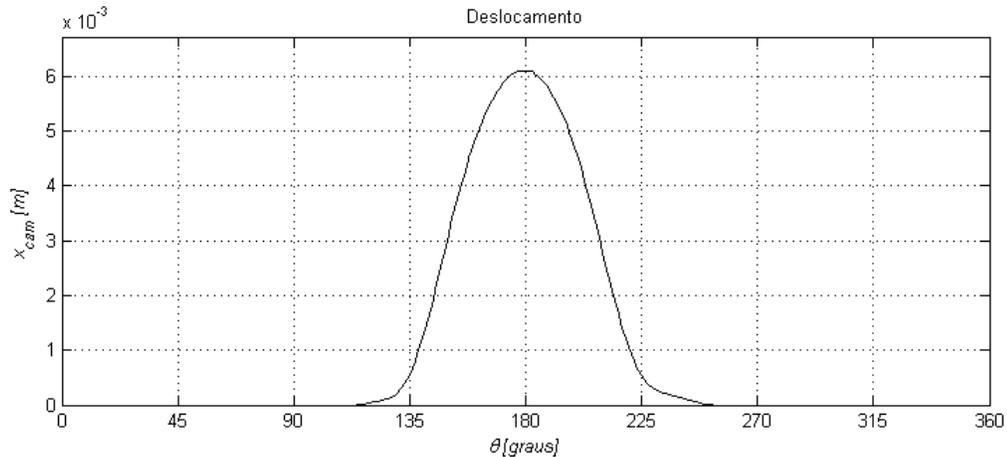


Figura 3-1 - Perfil de deslocamento do came

A Figura 3-1 apresenta o perfil de levantamento do came de escape em função da posição angular, onde o zero do eixo das ordenadas é o diâmetro do raio base do came (Figura 2-2).

O perfil de levantamento da válvula não é idêntico ao perfil do came devido à relação de alavanca gerada pelos braços assimétricos do balancim. Na Figura 3-2 observa-se claramente a assimetria dos braços. A relação entre o perfil do came e o perfil de levantamento da válvula de escape é dada por:

$$x_{val} = \frac{r_{rar}}{r_{rat}} x_{cam} \quad (3.1)$$

Essa equação dá o real levantamento das válvulas, que é o ponto de partida da análise cinemática.

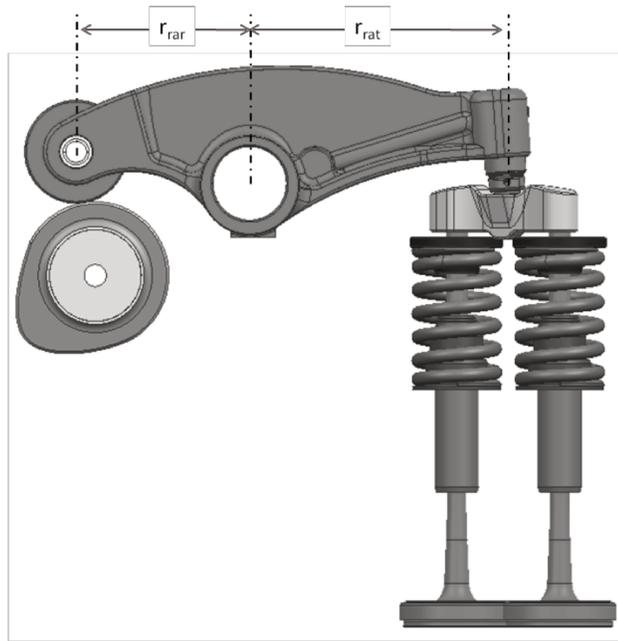


Figura 3-2 - Relação de alavanca do balancim

Com a equação (3.1) obtém-se o perfil de levantamento das válvulas de escape a partir dos dados da Figura 3-1:

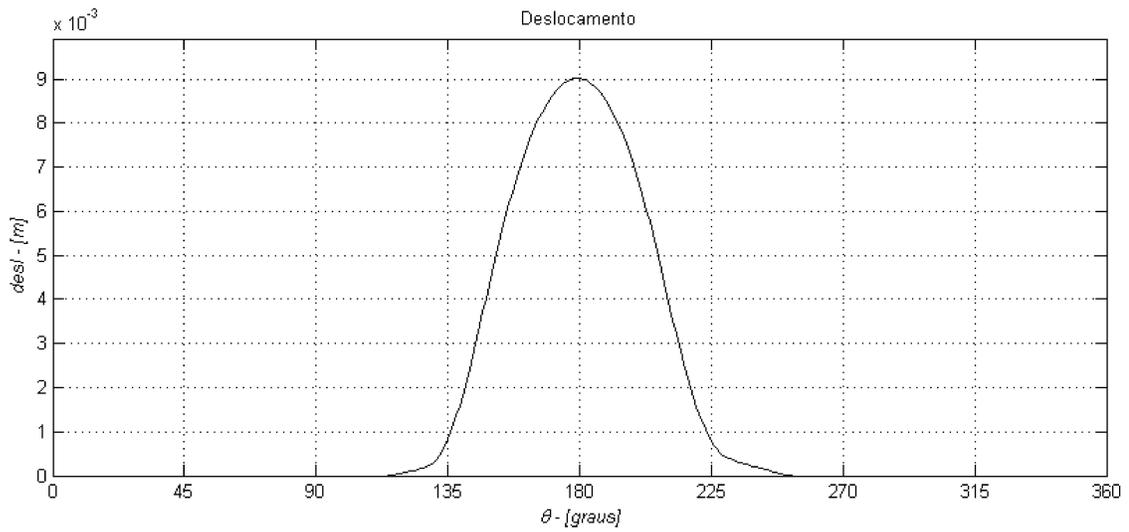


Figura 3-3 - Perfil de levantamento das válvulas

Pelo perfil de levantamento das válvulas estudado nesta dissertação, pode-se observar que as válvulas se abrem a partir da posição angular de 116° do came e se fecha em 254°.

Derivando-se no tempo o deslocamento da válvula, é obtida a velocidade. Na Figura 3-4, observa-se que na abertura e no fechamento da válvula há um patamar de velocidade constante.

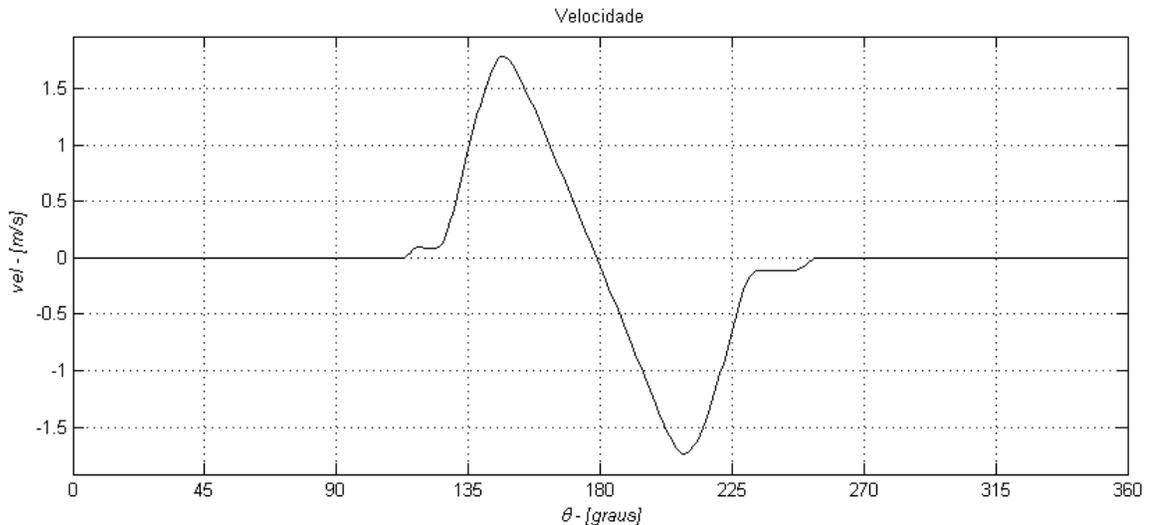


Figura 3-4 - Análise cinemática – velocidade da válvula com o motor a 1.000 RPM

Na abertura das válvulas, tal patamar de velocidade constante é importante para minimizar o impacto do came com o seguidor, eliminando-se folgas inerentes ao sistema. Uma velocidade constante baixa permite que essas folgas sejam eliminadas sem haver uma força de impacto prejudicial aos componentes, evitando-se assim um desgaste prematuro do came ou do seguidor.

Da mesma forma o patamar de velocidade constante no fechamento das válvulas visa minimizar a força de impacto das válvulas com suas sedes.

A aceleração é obtida derivando-se a velocidade no tempo. Considerando-se os dados da Figura 3-4, obtém-se o seguinte gráfico de aceleração:

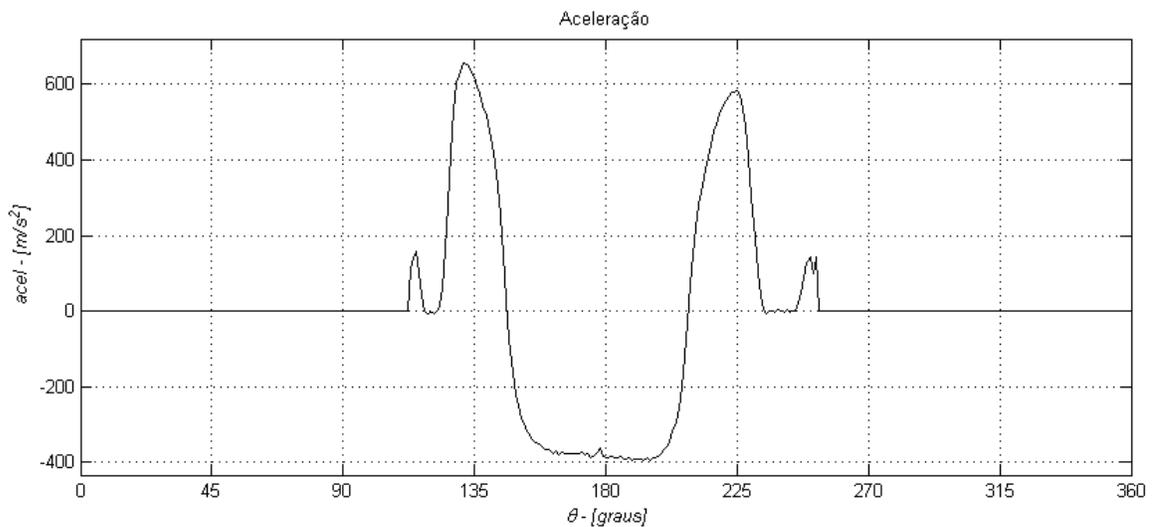


Figura 3-5 - Análise cinemática – aceleração da válvula com o motor a 1.000 RPM

Na Figura 3-5 observa-se no início da abertura da válvula um pequeno pico de aceleração, que volta a zero devido ao patamar de velocidade zero. O mesmo ocorre no fechamento da válvula.

A aceleração mais a massa dos componentes são uma boa primeira estimativa da força envolvida no sistema de acionamento de válvulas. Com essa força obtida da análise cinemática é possível, por exemplo, calcular a pressão de Hertz no contato entre o came e o seguidor.

Contudo, a análise cinemática não leva em conta as forças inerciais, que se tornam cada vez mais significativas em velocidades angulares mais altas.

Na Figura 3-6 observa-se que a análise cinética não consegue representar com fidelidade o sinal medido experimentalmente no sistema de acionamento de válvulas de um motor.

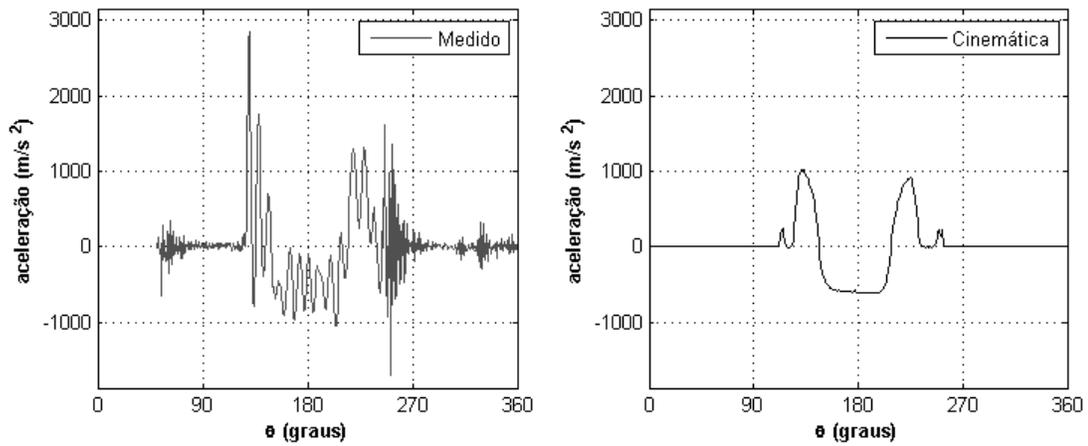


Figura 3-6 – Comparativo medição x análise cinética – 2.500 RPM.

A análise cinemática é parte essencial do projeto e da análise de sistemas mecânicos, mas está longe de ser a única ferramenta a ser considerada. Forças inerciais, contato entre componentes e forças de gases residuais de combustão são elementos com que a análise cinemática não pode lidar, mas que são possíveis com a análise dinâmica. No capítulo seguinte segue a descrição do modelo dinâmico e a forma de simular esses elementos.

4 MODELO DINÂMICO

A Figura 4-1 mostra o sistema de acionamento de válvulas completo para um cilindro do motor. Trata-se de um sistema de quatro válvulas por cilindro e acionado por eixo comando único.

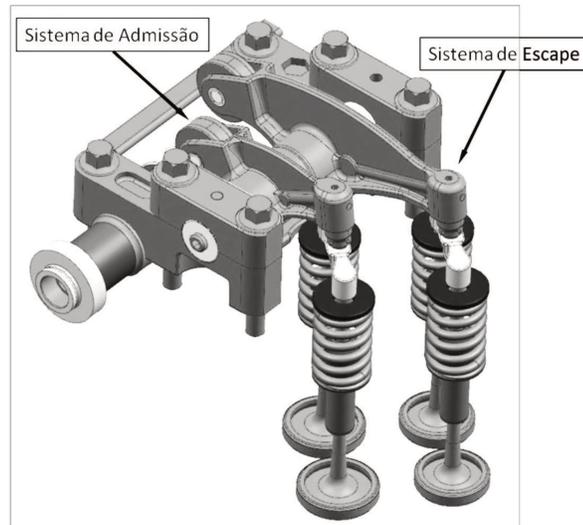


Figura 4-1 - Sistema de acionamento de válvulas completo

Esta dissertação concentrou a análise no sistema de acionamento das válvulas de escape (Figura 4-2).

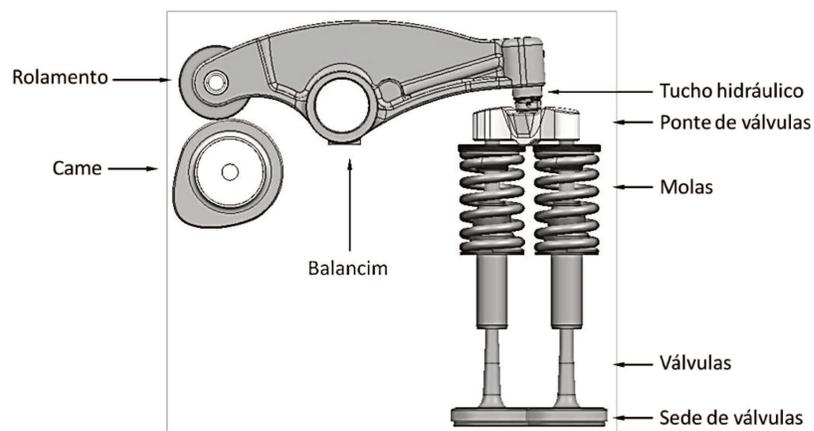


Figura 4-2 – Sistema de acionamento das válvulas de escape

O sistema de acionamento de válvulas, ou trem de válvulas, pode ser representado por um modelo de 3 GDL. A Figura 4-3 mostra a divisão adotada para a criação das massas concentradas.

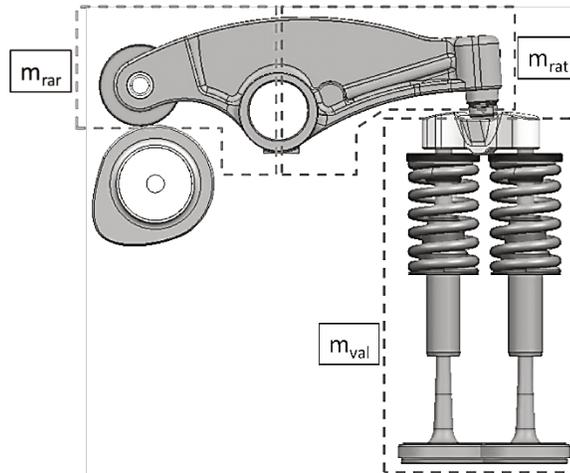


Figura 4-3 – Discretização do conjunto mecânico

O modelo dinâmico de 3 GDL para a divisão acima é representado na Figura 4-4:

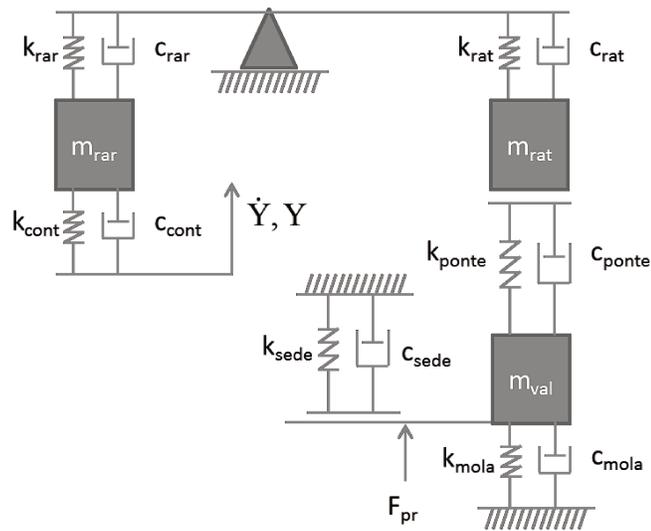


Figura 4-4 – Modelo dinâmico com 3 GDL do sistema de acionamento de válvulas

No modelo acima observa-se que há três massas. Duas representam o balancim e a terceira representa o conjunto de válvulas. A utilização de duas massas para representar o balancim visa verificar possíveis problemas relacionados com a ressonância do componente em altas rotações do motor. A terceira massa agrega o conjunto de duas válvulas de escape, travas, pratos e ponte.

Nesse modelo, considera-se o contato entre o balancim e o conjunto das válvulas, bem como das válvulas com as suas sedes. Ainda não são incluídos a pressão residual da combustão e o modelo do tucho hidráulico.

O modelo de 3 GDL não consegue reproduzir com exatidão o sinal medido no experimento. A simulação das válvulas entre a abertura e o fechamento é bem representada pelo modelo de 3 GDL, contudo no início da abertura e no fim do fechamento das válvulas não há boa correlação com o sinal medido no motor, pois o sinal simulado apresenta diferenças de amplitude e duração. Na Figura 4-5 observa-se a aceleração das válvulas medida no motor e na simulação do modelo de 3 GDL a 2.000 RPM. Na abertura da válvula é bem evidente a diferença de amplitude e no fechamento fica evidente a diferença de duração da vibração.

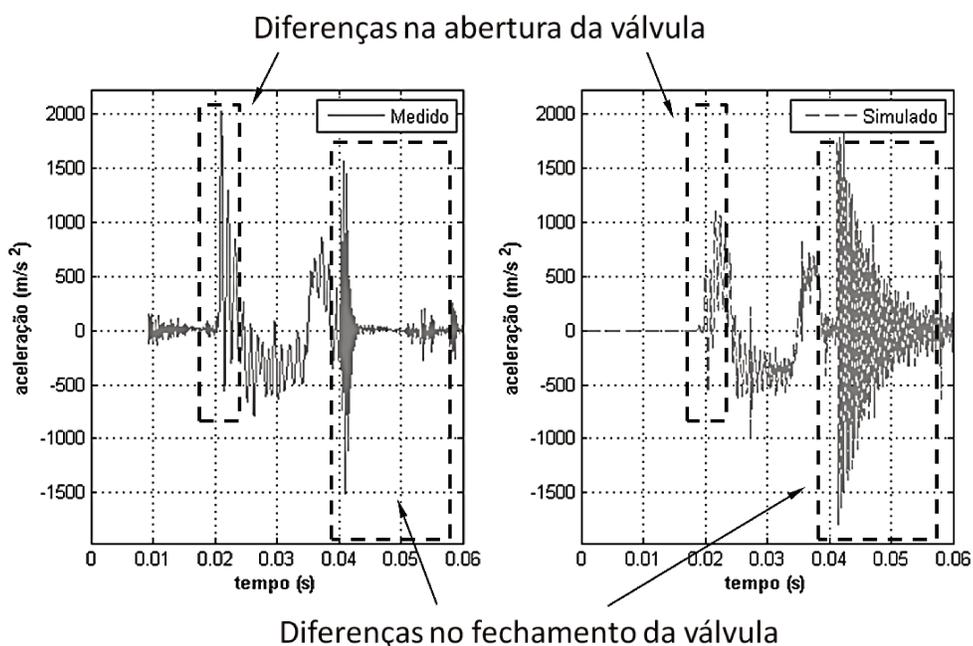


Figura 4-5 – Diferenças entre o sinal medido e o simulado no modelo de 3 GDL – 2.000 RPM

O pico de aceleração no início da abertura da válvula no sinal medido se deve à pressão residual na câmara de combustão. Já a menor amplitude e a menor duração da aceleração no final do fechamento da válvula no sinal medido se devem ao amortecimento do tucho hidráulico.

Foram acrescentados 2 graus de liberdade no modelo para incluir o tucho hidráulico na análise dinâmica de sistema de acionamento de válvulas. O passo seguinte foi a inclusão da pressão residual da combustão. A Figura 4-6 apresenta o modelo de 5 GDL completo.

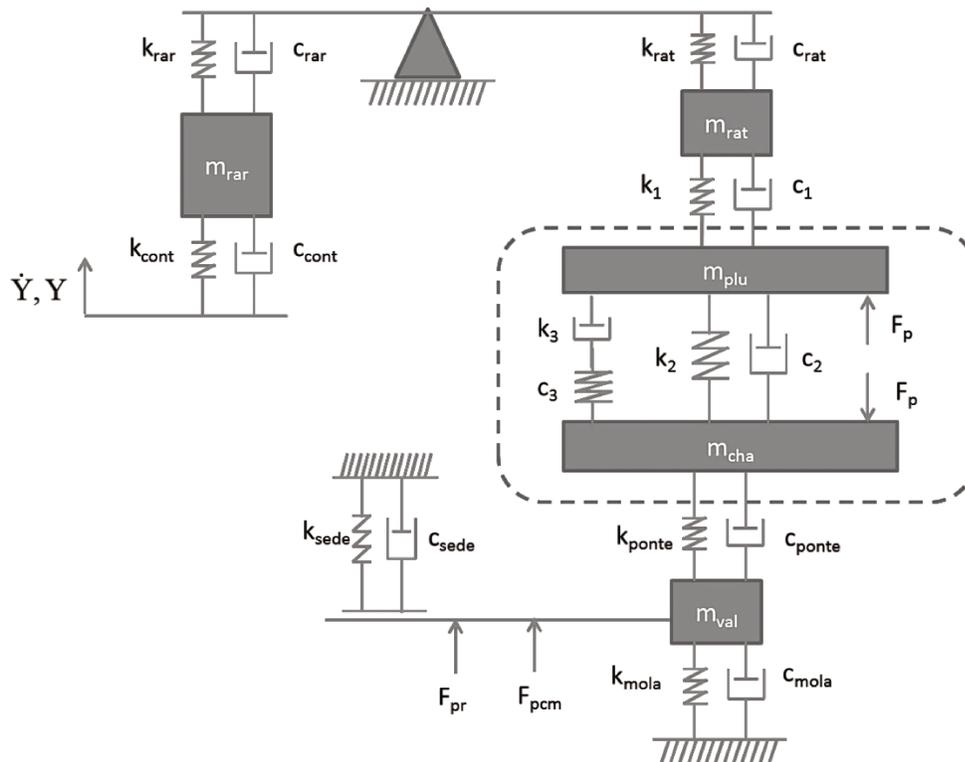


Figura 4-6 – Modelo dinâmico com 5 GDL do sistema de acionamento de válvulas

A Figura 4-6 mostra a inclusão de mais duas massas concentradas, a do êmbolo (m_{plu}) e a da câmara do tucho (m_{cha}). Esses são os principais componentes do tucho hidráulico. Há também a inclusão da força da pressão residual (F_{pr}), que atua sobre a massa m_{val} , e da força de pré-carga da mola (F_{pcm}). A força da pressão do óleo do motor que atua no tucho (F_p), as rigidezes (k_1, k_2, k_3) e os amortecimentos (c_1, c_2, c_3) são os novos componentes necessários no modelo do tucho.

As próximas subseções descrevem o modelo dinâmico de cada parte e também as equações de movimento de cada grau de liberdade.

4.1 Balancim

O modelo dinâmico do balancim é formado por duas massas equivalentes, dois amortecedores e duas molas interligadas por uma alavanca rígida. Os dois conjuntos de massas, molas e amortecedores estão posicionados nos extremos da alavanca. As distâncias r_{rar} e r_{rat} indicam as posições do contato do came e do contato da ponte de válvulas em relação ao centro de rotação do balancim.

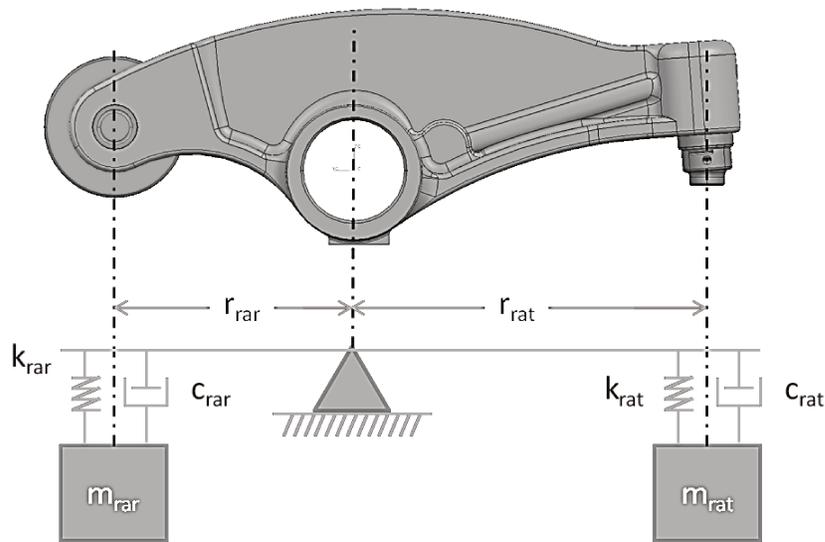


Figura 4-7 – Modelo dinâmico do balancim

No modelo adotado, cada massa equivalente é uma massa concentrada posicionada em um dos extremos do balancim e que deve manter a inércia equivalente à parte do balancim que representa (Norton, 2002). No capítulo 2, item 2.3.1, desta dissertação mostra-se como Norton (2002) cria um modelo equivalente translacional de braço oscilante. A relação entre os braços r_{rar} e r_{rat} irá dar a relação de deslocamento entre as massas m_{rar} e m_{rat} .

Através de um software de CAD avalia-se a inércia de cada um dos braços do balancim. O balancim é dividido em duas partes e mede-se a inércia em relação ao centro do furo do eixo. Na Figura 4-8 observam-se braços do lado do came.

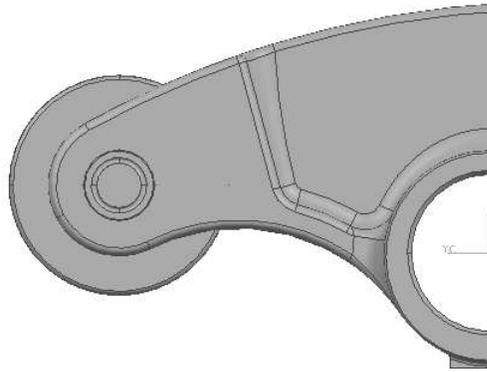


Figura 4-8 – Metade do balancim, lado do came

A massa equivalente pode ser obtida com a seguinte equação:

$$I = m \times r^2 \quad (4.1)$$

Rearranjando-se a equação, obtém-se a massa equivalente:

$$m = \frac{I}{r^2} \quad (4.2)$$

Segundo Norton (2002), através de software de FEA é possível obter a rigidez equivalente do braço do balancim. Aplicando-se uma força unitária no ponto de contato do braço do balancim, obtém-se o deslocamento vertical, como se observa na Figura 4-9. De posse dessas informações calcula-se a rigidez equivalente através da seguinte equação:

$$k = \frac{F}{dz} \quad (4.3)$$

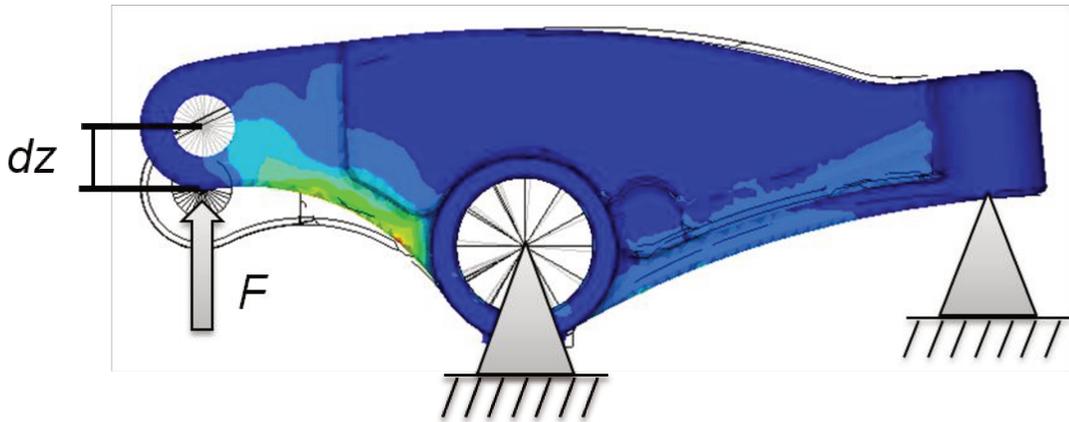


Figura 4-9 – Cálculo da deformação através da FEA

Para o amortecimento equivalente, foi adotado o valor de 5% do amortecimento crítico, que é calculado pela equação:

$$c = 0,05 \times 2 \times \sqrt{k \times m} \quad (4.4)$$

Dessa forma obtêm-se as duas massas (m_{rar} e m_{rat}), as duas rigidezes (k_{rar} e k_{rat}) e os dois amortecimentos (c_{rar} e c_{rat}) que formam o modelo do balancim.

4.2 Válvula

Para o modelo de válvula foram combinadas as massas das duas válvulas de escape, ponte, dois pratos e duas travas em uma única massa concentrada (Figura 4-10). Portanto, m_{val} será igual a:

$$m_{val} = 2 \times (m_{válvulas} + m_{prato} + m_{trava}) + m_{ponte} \quad (4.5)$$

A rigidez desse conjunto foi obtida da mesma forma que no caso do balancim, aplicando-se uma força unitária F no centro da ponte, no ponto de apoio do tucho hidráulico, e obtendo-se o deslocamento dz . De posse dessas informações, utiliza-se a equação 4.3 e obtêm-se k_{ponte} .

Figura 4-10 – Componentes agrupados na m_{val}

Para a rigidez da massa m_{val} foi adotada apenas a rigidez da ponte de válvulas, uma vez que é esse componente que faz a ligação entre o tucho hidráulico e as válvulas, bem como pelo fato de as molas das válvulas terem o ponto de apoio muito próximo da ponte.

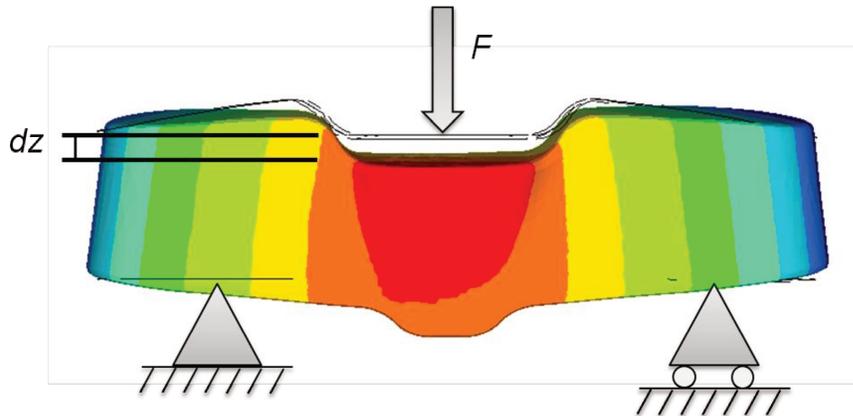


Figura 4-11 – Cálculo da rigidez da ponte de válvulas

Sobre a m_{val} também atua a rigidez e o amortecimento das molas (k_{mola} e c_{mola}), para as quais se adotam os valores que constam dos dados do fornecedor.

4.3 Sedes de válvulas

Nesta seção discutem-se as propriedades de rigidez e amortecimento da sede de válvula. Aborda-se principalmente o fator de amortecimento, devido a sua importância no modelo adotado de impacto entre a válvula e sua sede.

A rigidez foi obtida como mostrado nas seções anteriores. A Figura 4-12 apresenta a análise de elementos finitos para obtenção do deslocamento em função da força unitária.

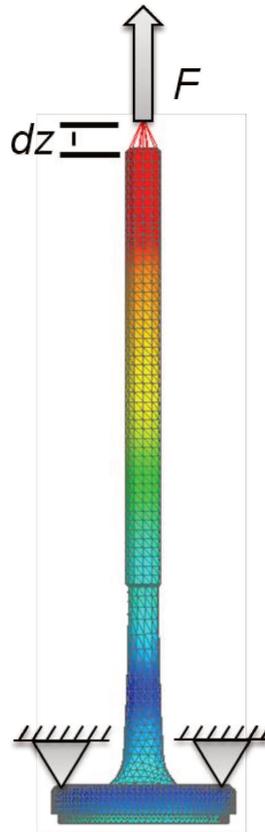


Figura 4-12 – Cálculo do deslocamento da válvula e sua sede através da FEA

A rigidez da sede de válvulas é a combinação da rigidez da sede mais a da própria válvula. Essa combinação se deve ao fato de que foi observado na análise FEA que a base da válvula se deforma quando esta entra em contato com a sede, ocorrendo ainda o alongamento da sua haste.

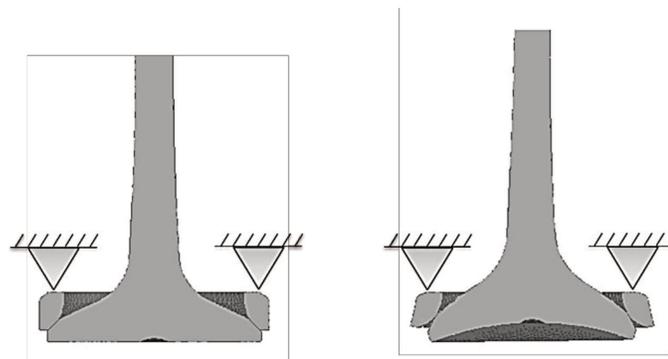


Figura 4-13 – Válvula em repouso x válvula deformada

Na Figura 4-13 a deformação da válvula está ampliada para que se possa perceber mais claramente a diferença.

4.4 Tucho hidráulico (HLA)

O modelo dinâmico do tucho hidráulico adotado neste trabalho segue o apresentado por Philips, Schamel e Meyer (1989) (Figura 4-14). É representado por duas massas, três molas e dois amortecedores. As massas são o êmbolo (*Plunger*) e a câmara do tucho (*Chamber*). Uma mola e um amortecedor estão em paralelo e representam a rigidez e o amortecimento da mola de retorno do tucho mais a pressão de alimentação do óleo. A rigidez da mola foi obtida experimentalmente medindo-se seu deslocamento para uma carga pré-estipulada. Já a pressão de alimentação do óleo do motor foi considerada constante. Um conjunto importante desse modelo é a combinação em série de duas molas mais um amortecedor. Uma das molas representa a rigidez do óleo e a outra a rigidez do ar (*Oil and Air*). A mistura do ar com o óleo do motor é um fato que ocorre normalmente, conforme demonstrou Zou e McCormick (1996), em decorrência do funcionamento do motor. O amortecedor representa o vazamento do óleo pela folga entre o êmbolo e a câmara (*Leak Down Damping*). Esse vazamento é proposital e se constitui em importante característica do tucho hidráulico, como descrito na seção 2.4. Para a determinação da rigidez combinada de óleo e ar, e também do amortecimento, inicialmente foram utilizados como referência os valores descritos por Philips (1991) como típicos do modelamento inicial. Posteriormente os valores foram ajustados para que o modelo obtivesse correlação com os resultados medidos no motor.

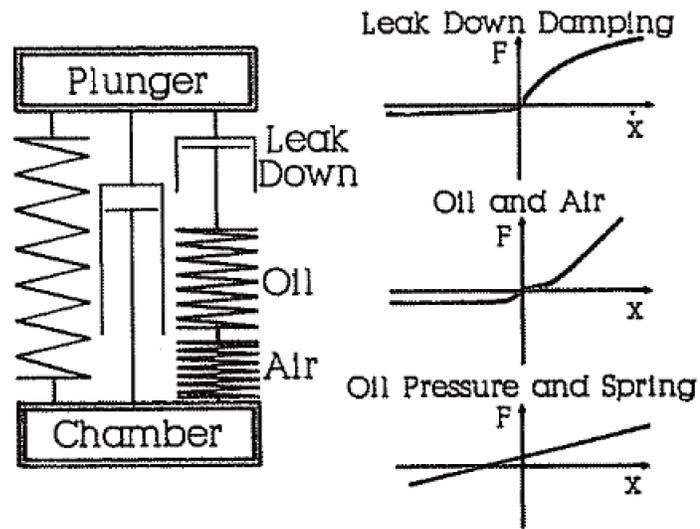


Figura 4-14 – Modelo de tucho hidráulico apresentado por Philips, Schamel e Meyer

O conjunto mola e amortecedor em série, que representa a compressibilidade do óleo e do ar mais o amortecimento devido ao vazamento proposital do tucho, é apresentado por meio do seguinte diagrama:

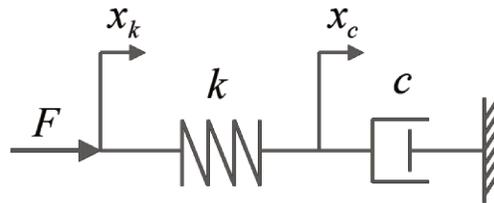


Figura 4-15 – Modelo mola e amortecedor em série

Numa associação em série, como observado na Figura 4-15, a força aplicada na mola é a mesma aplicada no amortecedor (equação (4.6)) e o deslocamento total é a soma do deslocamento da mola com o do amortecedor (equação (4.7)).

$$F = F_k = F_c \quad (4.6)$$

$$x = x_k + x_c \quad (4.7)$$

Derivando-se a equação (4.7) no tempo, obtém-se:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dx_k}{dt} + \frac{dx_c}{dt} \quad (4.8)$$

$$\dot{x} = \dot{x}_k + \dot{x}_c$$

A equação da força no amortecedor é:

$$F_c = \dot{x}_c \cdot c \quad (4.9)$$

$$\dot{x}_c = \frac{F_c}{c} \quad (4.10)$$

A equação da força da mola é:

$$F_k = x_k \cdot k \quad (4.11)$$

Rearranjando e derivando a equação (4.11), chega-se a:

$$\dot{x}_k = \frac{\dot{F}_k}{k} \quad (4.12)$$

Substituindo-se (4.6), (4.10) e (4.12) em (4.8), obtém-se a equação da associação em série mostrada na Figura 4-15:

$$\dot{x} = \frac{\dot{F}}{k} + \frac{F}{c} \quad (4.13)$$

A equação acima foi representada no Simulink da seguinte forma:

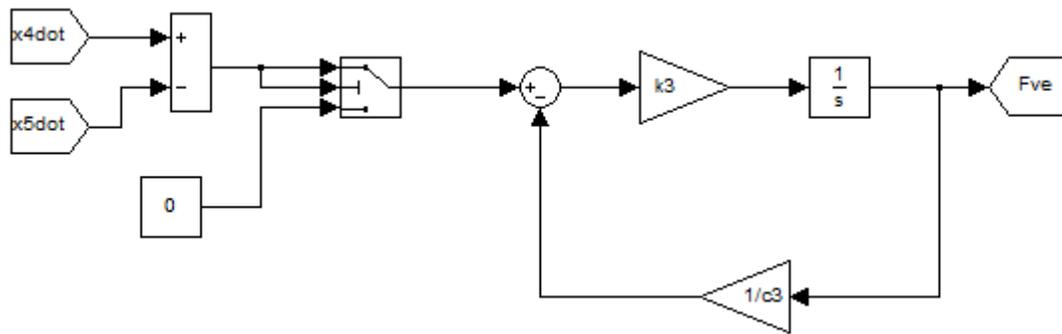


Figura 4-16 - Diagrama de blocos do modelo

No modelo do tucho hidráulico há uma condição de descontinuidade que representa a *check valve* (válvula de retenção) dentro do tucho. Como descrito na seção 2.4, o funcionamento básico do tucho pode ser dividido em duas fases: a abertura e o fechamento da válvula. No modelo matemático, o fechamento e a abertura da válvula podem ser identificados respectivamente pelas equações (4.14) e (4.15).

$$\dot{x}_4 - \dot{x}_5 \geq 0 \Rightarrow \frac{\dot{F}_{ve}}{k} + \frac{F_{ve}}{c} = \dot{x}_4 - \dot{x}_5 \quad (4.14)$$

$$\dot{x}_4 - \dot{x}_5 < 0 \Rightarrow F_{ve} = 0 \quad (4.15)$$

sendo \dot{x}_4 a velocidade da massa m_{plu} (massa do êmbolo do tucho) e \dot{x}_5 a velocidade da massa m_{cha} (massa da câmara do tucho).

Com esse modelo dinâmico consegue-se simular a principal função do tucho hidráulico, que é eliminar as folgas do sistema de acionamento de válvulas sem que haja problemas com o assentamento das válvulas em suas sedes.

4.5 Pressão residual da combustão

A pressão na câmara de combustão do motor estudado nesta dissertação atinge picos de até 145 bars. No momento da abertura da válvula de escape, contudo, a pressão está na ordem de 10 bars (Figura 4-17).

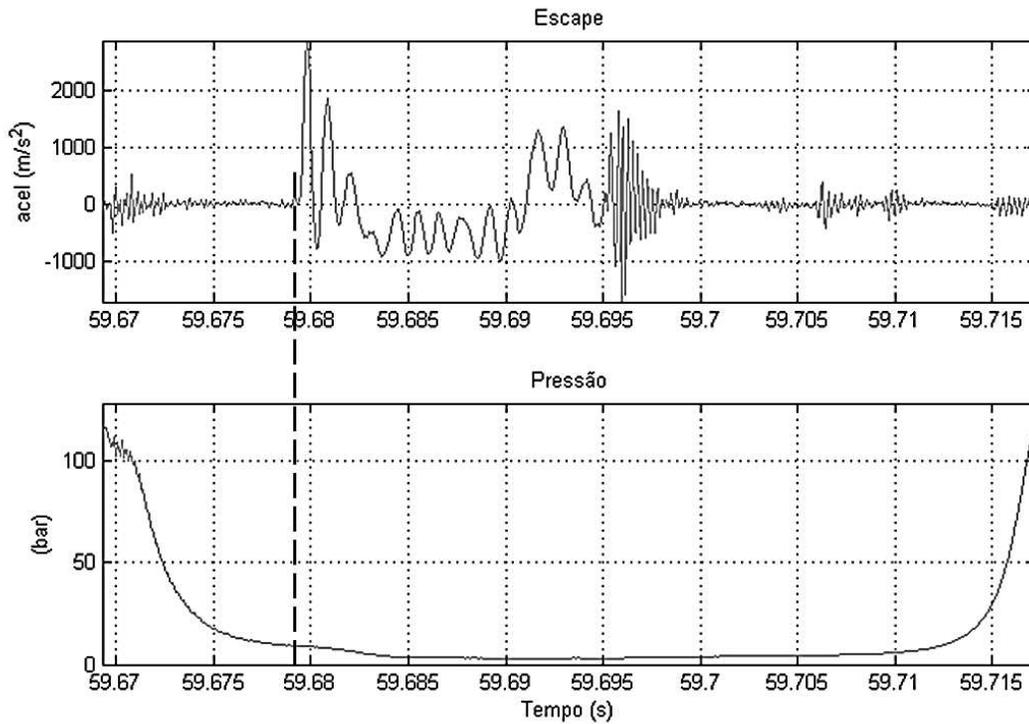


Figura 4-17 – Pressão residual no momento da abertura da válvula

O modelo matemático adotado para representar a pressão residual da combustão foi uma equação não linear da seguinte forma:

$$\begin{aligned}x_3 \leq 0 &\Rightarrow F_{pr} = cte \\x_3 > 0 &\Rightarrow F_{pr} = 0\end{aligned}\tag{4.16}$$

onde x_3 (Figura 4-18) é o deslocamento da massa m_{val} e F_{pr} é a força da pressão residual.

A força F_{pr} é somada na equação de movimento da massa m_{val} nas condições acima (equação (4.16)).

A passagem por zero representa a abertura da válvula. O valor da força da pressão residual foi calculado a partir dos dados medidos experimentalmente. Esse é um modelo simplificado para representar a pressão residual, contudo a correlação entre os resultados simulados e os medidos foi boa.

4.6 Equações de movimento do modelo de 3 GDL

O primeiro modelo dinâmico adotado tem 3 GDL e é formado por três massas, seis molas e seis amortecedores. É representado na Figura 4-18.

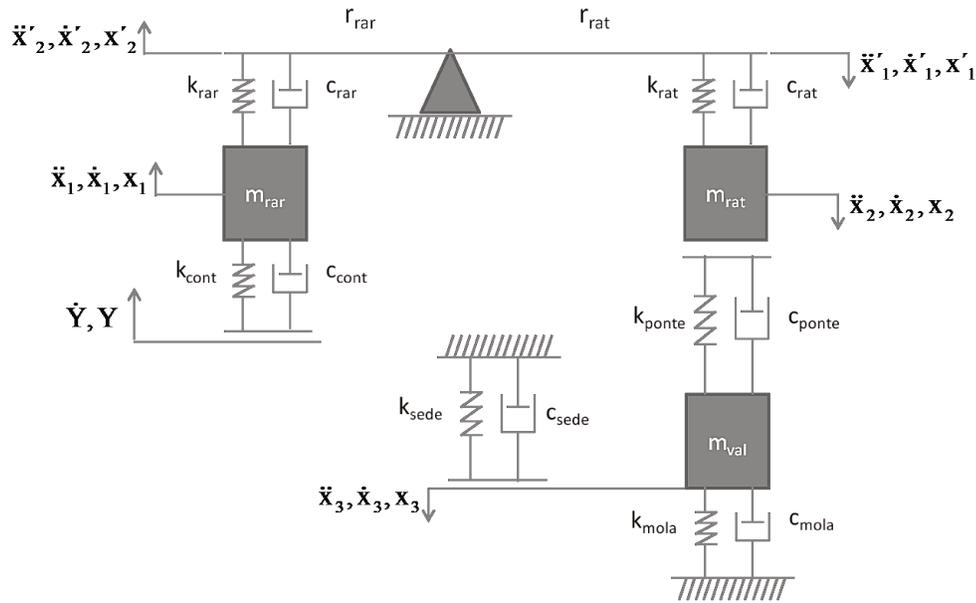


Figura 4-18 – Modelo dinâmico de 3 GDL do sistema de acionamento de válvulas

Nesse modelo o came que aciona todo o sistema foi representado pela imposição de deslocamento e velocidade. O deslocamento é representado pela função Y e a velocidade é a sua primeira derivada (\dot{Y}).

A equação de movimento da massa m_{rar} (4.17) é desenvolvida a partir do seguinte diagrama:

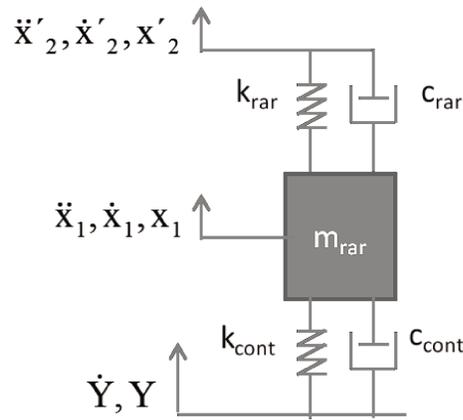


Figura 4-19 – Massa m_{rar}

onde $\dot{x}'_2 = \dot{x}_2 \frac{r_{rar}}{r_{rat}}$ e $x'_2 = x_2 \frac{r_{rar}}{r_{rat}}$

$$m_{rar}\ddot{x}_1 = c_{cont}\dot{Y} + k_{cont}Y - (c_{cont} + c_{rar})\dot{x}_1 + c_{rar}\dot{x}_2 \frac{r_{rar}}{r_{rat}} - (k_{cont} + k_{rar})x_1 \dots$$

$$\dots + k_{rar}x_2 \frac{r_{rar}}{r_{rat}}$$
(4.17)

A representação dessa equação no Simulink é mostrada na figura a seguir:

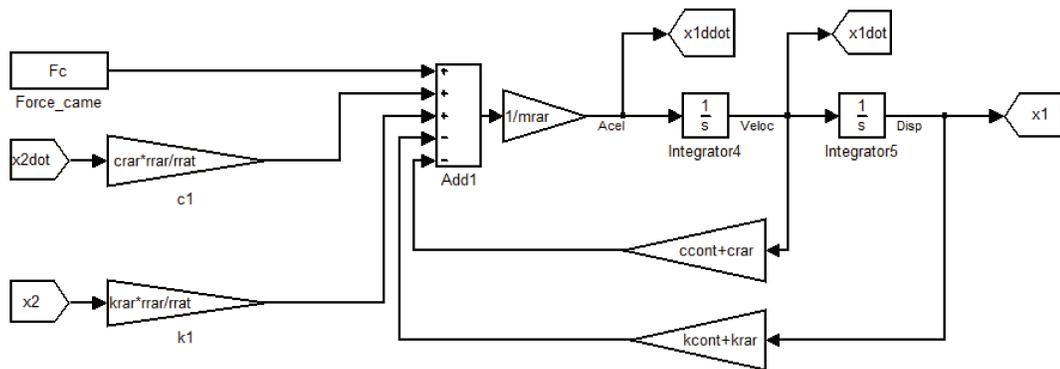


Figura 4-20 – Diagrama de blocos para a massa m_{rat}

No Simulink o termo F_c (força do came) é representado pela equação (4.18):

$$F_c = c_{cont}\dot{Y} + k_{cont}Y \quad (4.18)$$

A equação de movimento da massa m_{rat} (4.19) é desenvolvida a partir do seguinte diagrama:

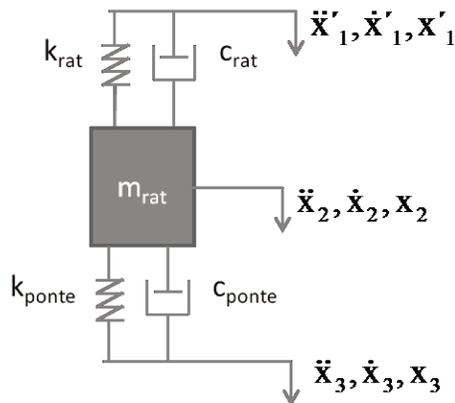


Figura 4-21 – Massa m_{rat}

onde $\dot{x}'_1 = \dot{x}_1 \frac{r_{rat}}{r_{rar}}$ e $x'_1 = x_1 \frac{r_{rat}}{r_{rar}}$

$$m_{rat}\ddot{x}_2 = c_{rat}\dot{x}_1 \frac{r_{rat}}{r_{rar}} - (c_{rat} + c_{ponte})\dot{x}_2 + c_{ponte}\dot{x}_3 + k_{rat}x_1 \frac{r_{rat}}{r_{rar}} \dots$$

$$\dots - (k_{rat} + k_{ponte})x_2 - k_{ponte}x_3 \quad (4.19)$$

Nessa equação é introduzida a não linearidade da ligação entre a massa m_{rat} e a massa m_{val} , conforme descrito por Lee e Patterson (1997). A não linearidade dessa ligação é representada pelas seguintes equações:

$$x_2 - x_3 \geq 0 \Rightarrow \begin{cases} c_{ponte} = cte \\ k_{ponte} = cte \end{cases} \quad (4.20)$$

$$x_2 - x_3 < 0 \Rightarrow \begin{cases} c_{ponte} = 0 \\ k_{ponte} = 0 \end{cases} \quad (4.21)$$

Enquanto houver contato entre a massa m_{rat} e a massa m_{val} , os valores de rigidez (k_{ponte}) e amortecimento (c_{ponte}) são constantes, como se observa na equação (4.20). A partir do momento em que ocorre o descolamento das massas, as duas variáveis se tornam nulas (equação (4.21)). Dessa forma, corta-se a ligação entre as equações de movimento de m_{rat} e m_{val} .

A representação na forma de diagrama de blocos do Simulink da massa m_{rat} é apresentada na Figura 4-22:

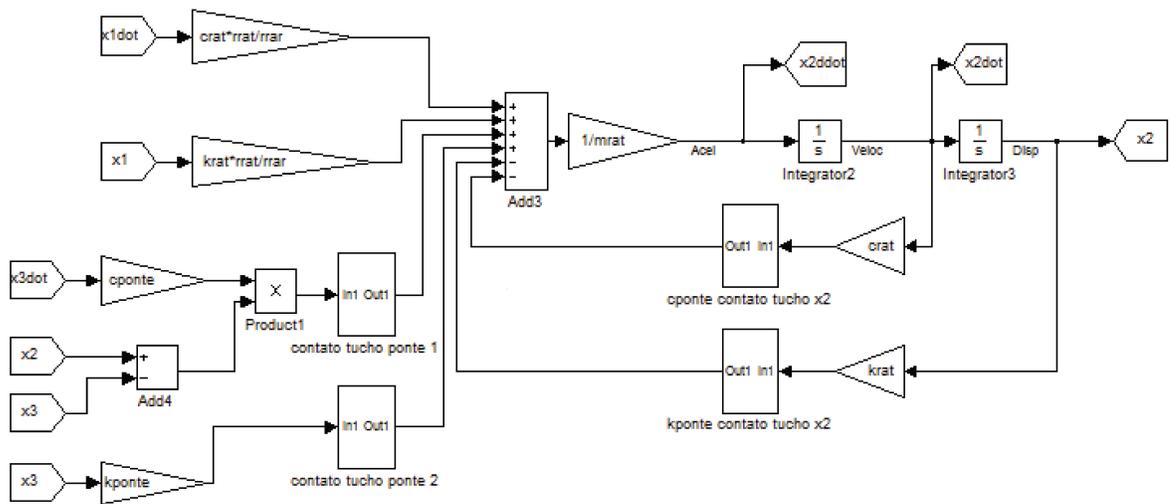


Figura 4-22 – Diagrama de blocos da massa m_{rat}

A equação de movimento da massa m_{val} é desenvolvida a partir do seguinte diagrama:

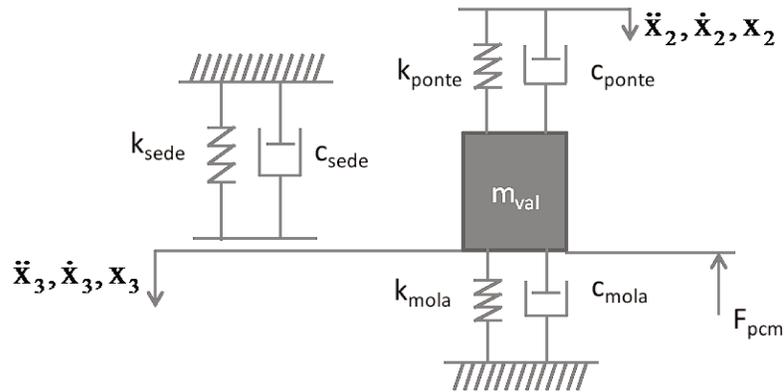


Figura 4-23 – Massa m_{val}

$$\begin{aligned}
 m_{val}\ddot{x}_3 &= c_{ponte}\dot{x}_2 - (c_{ponte} + c_{mola} + c_{sede})\dot{x}_3 + k_{ponte}x_2 \dots \\
 &\dots - (k_{ponte} + k_{mola} + k_{sede})x_3 - F_{pcm}
 \end{aligned}
 \tag{4.22}$$

Nessa equação, além da não linearidade entre as massas m_{rat} e m_{val} (equações (4.20) e (4.21)), há também a não linearidade da ligação entre a massa m_{val} e a sede de válvulas, representada pelas equações:

$$x_3 \geq 0 \Rightarrow \begin{cases} c_{sede} = 0 \\ k_{sede} = 0 \end{cases} \quad (4.23)$$

$$x_3 < 0 \Rightarrow \begin{cases} c_{sede} = cte \\ k_{sede} = cte \end{cases} \quad (4.24)$$

Na equação (4.22) há o termo F_{pcm} , força de pré-carga da mola. Ela é uma constante nessa equação. O valor da pré-carga influencia bastante as condições que permitem evitar a perda de contato involuntária da válvula.

A representação na forma de diagrama de blocos do Simulink da massa m_{val} é apresentada na Figura 4-24:

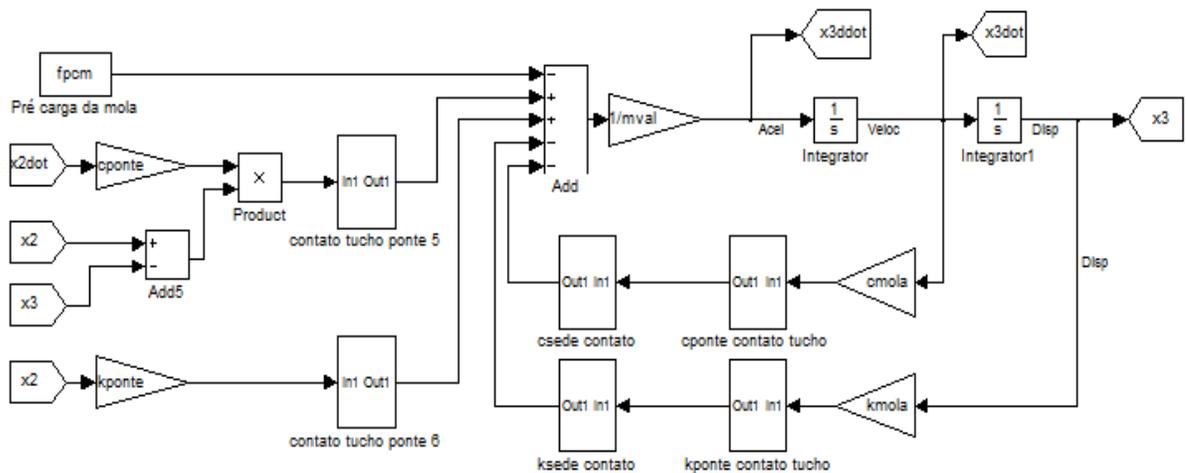


Figura 4-24 – Diagrama de blocos da massa m_{val}

A partir da junção das equações (4.17), (4.19) e (4.22), obtém-se o seguinte sistema de equações:

$$[M]\ddot{x} = [C]\dot{x} + [K]x + [F] \quad (4.25)$$

Esse sistema se compõe da matriz de massa:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{rar} & 0 & 0 \\ 0 & m_{rat} & 0 \\ 0 & 0 & m_{val} \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

da matriz de amortecimento:

$$[C] = \begin{bmatrix} -(c_{cont} + c_{rar}) & c_{rar} & 0 \\ c_{rat} & -(c_{rat} + c_{ponte}) & c_{ponte} \\ 0 & c_{ponte} & -(c_{ponte} + c_{mola} + c_{sede}) \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

da matriz de rigidez:

$$[K] = \begin{bmatrix} -(k_{cont} + k_{rar}) & k_{rar} \frac{r_{rar}}{r_{rat}} & 0 \\ k_{rat} \frac{r_{rat}}{r_{rar}} & -(k_{rat} + k_{ponte}) & -k_{ponte} \\ 0 & k_{ponte} & -(k_{ponte} + k_{mola} + k_{sede}) \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

e, por fim, do vetor de forças:

$$[F] = \begin{bmatrix} c_{cont} \dot{Y} + k_{cont} Y \\ 0 \\ -F_{pcm} \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

4.7 Equações de movimento do modelo de 5 GDL

O modelo aprimorado com 5 GDL introduziu, em relação ao anterior, o modelo do tucho hidráulico. É composto por duas massas, duas molas e dois amortecedores. É representado na Figura 4-25.

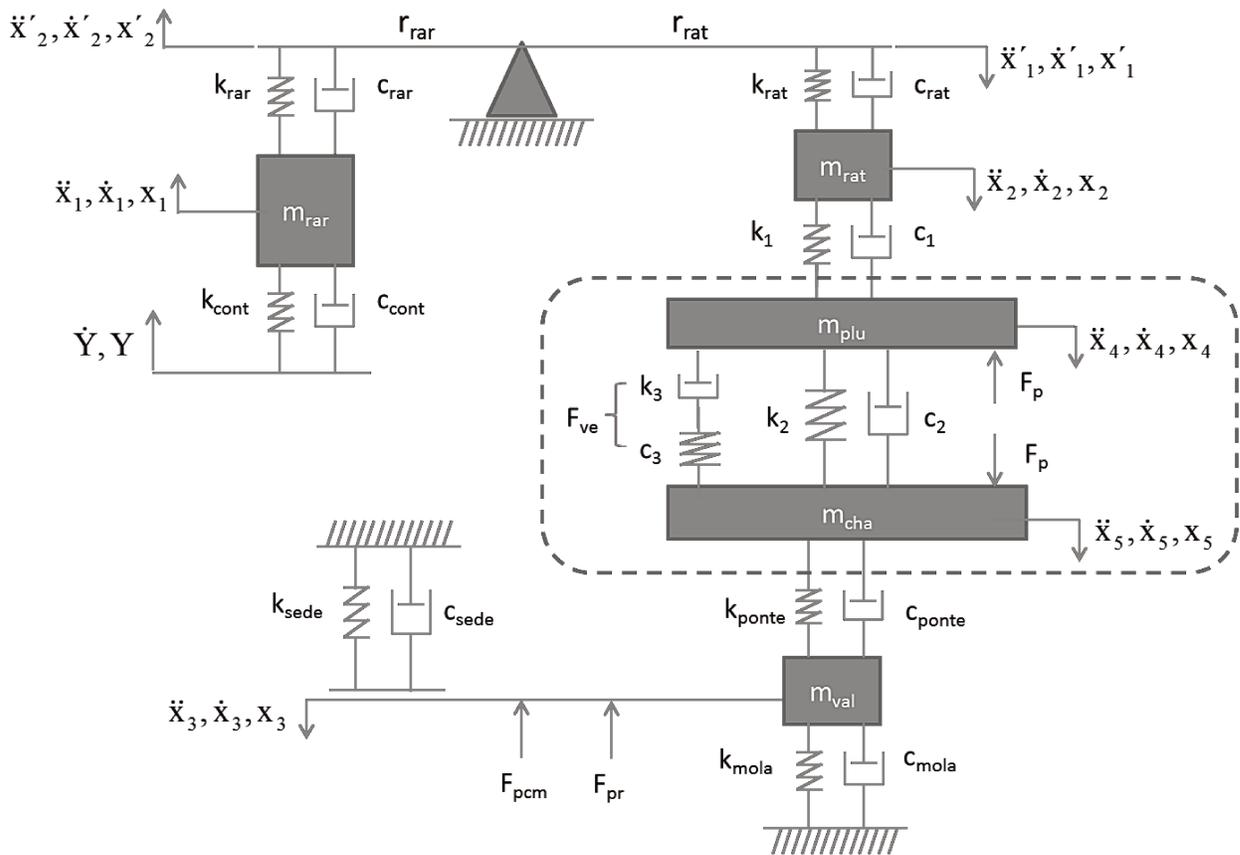


Figura 4-25 – Modelo dinâmico de 5 GDL do sistema de acionamento de válvulas

Com a introdução do modelo do tucho hidráulico, as equações das massas m_{rat} e m_{val} tiveram que ser atualizadas.

Verifica-se a modificação para a massa m_{rat} na equação (4.30) e na Figura 4-26.

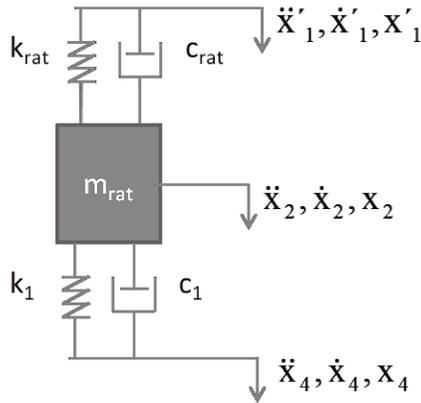


Figura 4-26 – Massa m_{rat} para o modelo de 5 GDL

$$\begin{aligned}
 m_{rat}\ddot{x}_2 = & c_{rat}\dot{x}_1 \frac{r_{rat}}{r_{rar}} - (c_{rat} + c_1)\dot{x}_2 + c_1\dot{x}_4 + k_{rat}x_1 \frac{r_{rat}}{r_{rar}} \dots \\
 & \dots - (k_{rat} + k_1)x_2 - k_1x_4
 \end{aligned}
 \tag{4.30}$$

Para a massa m_{val} , além da atualização para acomodar o modelo do tucho hidráulico, também foi introduzida a força da pressão residual na câmara de combustão (F_{pr}). Pode-se verificar modificações na equação (4.31) e na Figura 4-27:

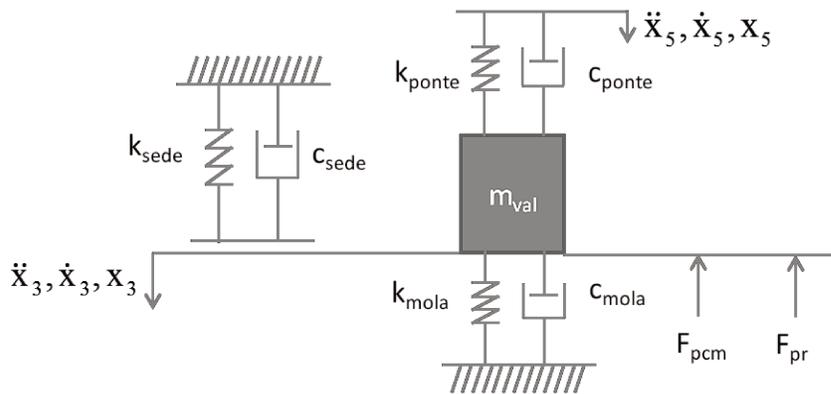


Figura 4-27 – Massa m_{val} para o modelo de 5 GDL

$$\begin{aligned}
 m_{val}\ddot{x}_3 &= c_{ponte}\dot{x}_5 - (c_{ponte} + c_{mola} + c_{sede})\dot{x}_3 + k_{ponte}x_5 \dots \\
 \dots - (k_{ponte} + k_{mola} + k_{sede})x_3 - F_{pcm} - F_{pr}
 \end{aligned}
 \tag{4.31}$$

4.7.1 Equações de movimento do tucho hidráulico

O tucho hidráulico é formado por 2 GDL, correspondentes às massas m_{plu} (êmbolo) e m_{cha} (câmara do tucho).

A massa m_{plu} representa o êmbolo do tucho e está sujeita às forças F_p e F_{ve} , que são, respectivamente, a força da pressão do óleo e a força viscoelástica do óleo.

A representação da massa m_{plu} e a equação a ela correspondente são apresentadas a seguir:

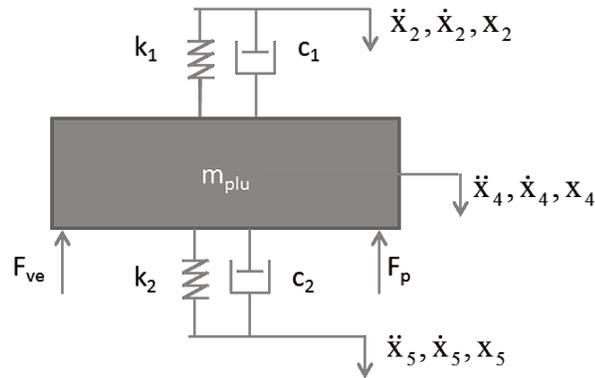


Figura 4-28 – Massa m_{plu}

$$\begin{aligned}
 m_{plu}\ddot{x}_4 &= c_1\dot{x}_2 - (c_1 + c_2)\dot{x}_4 + c_2\dot{x}_5 + k_1x_2 - (k_1 + k_2)x_4 \dots \\
 \dots + k_2x_5 + F_p + F_{ve}
 \end{aligned}
 \tag{4.32}$$

A força F_p se deve à pressão do óleo do motor que alimenta constantemente o tucho hidráulico. Neste trabalho foi adotado um valor constante, que, embora seja uma representação rudimentar da realidade, permitiu uma boa correlação ao final do trabalho.

A força F_{ve} é a representação do vazamento do óleo de dentro do tucho. Uma das principais características do tucho hidráulico, esse vazamento garante o perfeito assentamento da válvula em sua sede, como descrito na seção 2.4.

A massa m_{cha} representa a câmara do tucho hidráulico:

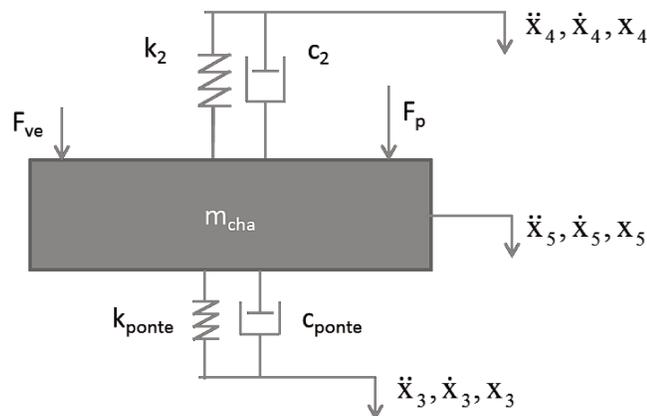


Figura 4-29 – Massa m_{cha}

$$m_{cha}\ddot{x}_5 = -(c_2 + c_{ponte})\dot{x}_5 + c_2\dot{x}_4 + c_{ponte}\dot{x}_3 - (k_2 + k_{ponte})x_5 \dots \quad (4.33)$$

$$\dots + k_2x_4 + k_{ponte}x_3 - F_p - F_{ve}$$

Juntando-se as equações (4.17), (4.30), (4.31), (4.32) e (4.33), obtém-se o seguinte sistema de equações:

$$[M]\ddot{x} = [C]\dot{x} + [K]x + [F] \quad (4.34)$$

sendo a matriz de massa:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{rar} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{rat} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{val} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{plu} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{cha} \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

a matriz de amortecimento:

$$[C] = \begin{bmatrix} -(c_{cont} + c_{rar}) & c_{rar} & 0 & 0 & 0 \\ c_{rat} \frac{r_{rat}}{r_{rar}} & -(c_{rat} + c_1) & 0 & c_1 & 0 \\ 0 & 0 & -(c_{ponte} + c_{mola} + c_{sede}) & 0 & c_{ponte} \\ 0 & c_1 & 0 & -(c_1 + c_2) & c_2 \\ 0 & 0 & c_{ponte} & c_2 & -(c_2 + c_{ponte}) \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

a matriz de rigidez:

$$[K] = \begin{bmatrix} -(k_{cont} + k_{rar}) & k_{rar} \frac{r_{rar}}{r_{rat}} & 0 & 0 & 0 \\ k_{rat} \frac{r_{rat}}{r_{rar}} & -(k_{rat} + k_1) & 0 & -k_1 & 0 \\ 0 & 0 & -(k_{ponte} + k_{mola} + k_{sede}) & 0 & k_{ponte} \\ 0 & k_1 & 0 & -(k_1 + k_2) & k_2 \\ 0 & 0 & k_{ponte} & k_2 & -(k_2 + k_{ponte}) \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

e, por fim, o vetor de forças:

$$[F] = \begin{bmatrix} c_{cont}\dot{Y} + k_{cont}Y \\ 0 \\ -F_{pcm} - F_{pr} \\ F_p + F_{ve} \\ -F_p - F_{ve} \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

5 ANÁLISE DO MODELO DINÂMICO

A definição do modelo do balancim com duas massas tem por objetivo avaliar se o componente era rígido o suficiente para evitar problemas com ressonância. Na seção 5.1 compara-se o modelo proposto para o balancim com simulações de FEA do componente.

Durante os testes do modelo proposto no Simulink para a rigidez não linear que simularia o contato, observou-se que havia uma descontinuidade na aceleração das massas, que representa uma força de impacto muito grande e que não é observada nas medições experimentais deste trabalho. Para resolver essa descontinuidade foi introduzido o modelo de impacto contínuo junto com a rigidez não linear. Na seção 5.2 é mostrado o modelo de 1 GDL utilizado para o teste da rigidez não linear e a introdução do modelo de impacto contínuo.

5.1 Frequência natural do balancim

O modelo adotado para o balancim (Norton, 2002) representa bem a deformação em função da força aplicada – assumindo-se deformações dentro do limite elástico do balancim, é claro. Uma forma de mostrar a viabilidade do modelo é o cálculo da frequência natural do balancim.

Na verificação da frequência natural da massa m_{rar} pela análise FEA, foi obtida uma frequência natural de 3.601 Hz, como se observa na Figura 5-1.

Para calcular a frequência natural do modelo adotado, utiliza-se a seguinte equação:

$$\omega = \sqrt{\frac{k_{rar}}{m_{rar}}} \text{ rad/s} \quad (5.1)$$

onde: $k_{rar} = 40080160 \text{ N/m}$ e $m_{rar} = 0,08591 \text{ kg}$

$$\omega = 216000 \text{ rad/s} = 3.438 \text{ Hz} \quad (5.2)$$

Observa-se uma diferença entre a simulação de FEA e o modelo adotado de massa concentrada de 4,7% na frequência natural.

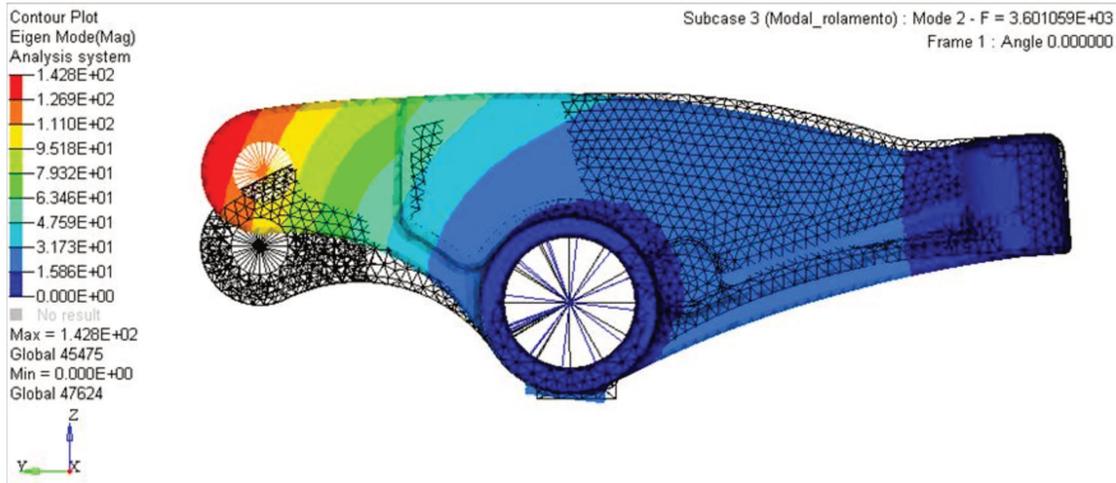


Figura 5-1 – Análise modal FEA da massa $m_{rar} = 3.601 \text{ Hz}$

Na simulação da FEA, tanto na Figura 5-1 como na Figura 5-2, o rolamento e o tucho hidráulico foram representados como massas concentradas.

Para a massa m_{rat} tem-se o seguinte como resultado da análise FEA:

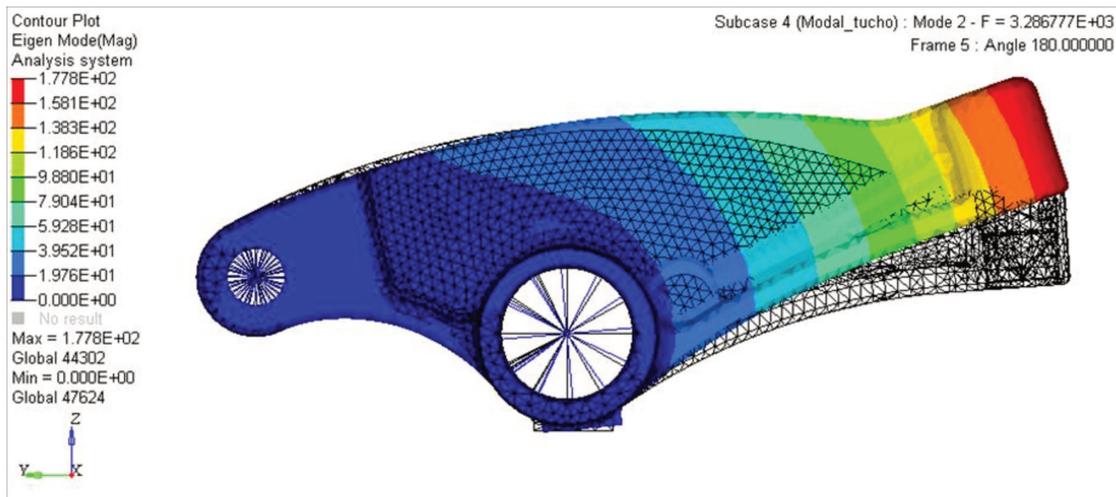


Figura 5-2 – Análise modal FEA da massa $m_{rat} = 3.287 \text{ Hz}$

A frequência natural calculada pela FEA foi de 3.287 Hz. Utilizando-se a equação (5.1) e substituindo-se k_{rar} por $k_{rat} = 18109381$ N/m e m_{rar} por $m_{rat} = 0,04608$ kg, calculou-se a frequência natural da massa m_{rat} para o modelo adotado.

$$\omega = \sqrt{\frac{18109381}{0,04608}} \text{ rad/s} \quad (5.3)$$

$$\omega = 19825 \text{ rad/s}$$

$$\omega = 3.155 \text{ Hz}$$

A diferença entre a frequência calculada pela FEA e a do modelo adotado na dissertação é de 4,2% para a massa m_{rat} .

As frequências naturais dos dois braços do balancim calculadas com os dados adotados no modelo de massas concentradas utilizado nesta dissertação foram menores que as calculadas pela FEA, mas com uma diferença menor do que 5%. Esse resultado pode ser considerado aceitável para simulação, uma vez que a rotação para atingir a ressonância é aproximadamente 21 vezes maior do que a rotação máxima atingida pelo motor, como se pode ver alguns parágrafos adiante.

A importância de conhecer a frequência natural dos componentes envolvidos na simulação dinâmica é evitar o fenômeno de ressonância. Se um componente for excitado na sua frequência natural, poderá, se não houver amortecimento suficiente, vibrar com uma amplitude que aumenta até o seu colapso estrutural. Ou, antes mesmo de colapsar estruturalmente, o excesso de vibração pode fazer com que o componente não responda da forma planejada.

Os componentes do trem de válvulas estão sujeitos à excitação da vibração proveniente do próprio funcionamento do motor. A vibração de um motor está relacionada diretamente com a sua rotação e o número de explosões por rotação. Num motor de quatro cilindros, quatro tempos e ciclo Diesel como o estudado nesta dissertação, ocorrem duas explosões ou excitações por rotação do virabrequim (Heisler 2002); portanto, pode-se definir uma equação para a frequência de vibração do motor em função da rotação e das explosões:

$$F = \frac{i \times r}{60} \quad (5.4)$$

onde: i = número de explosões por rotação e r = rotações por minuto (RPM)

Rearranjando-se a equação (5.1) e utilizando-se o valor de (5.2):

$$r = \frac{F \times 60}{i}$$
$$r = \frac{3.438 \times 60}{2} \quad (5.5)$$

$$r = 103.140 \text{ RPM}$$

Na equação (5.5) observa-se a rotação do motor (r) que poderia provocar a ressonância da massa m_{rar} . Para a massa m_{rat} a rotação r ficou igual a 94.650 RPM. Os dois valores são muito altos para o motor estudado, que atinge no máximo uma rotação de 4.400 RPM. Portanto, não há problemas de ressonância do balancim para as simplificações adotadas, ou seja, movimento somente no plano de acionamento da válvula.

5.2 Não linearidade – contato

Para verificar o modelo de rigidez não linear e simular o contato, foi feita uma análise com um modelo de 1 GDL. A Figura 5-3 apresenta o modelo utilizado.

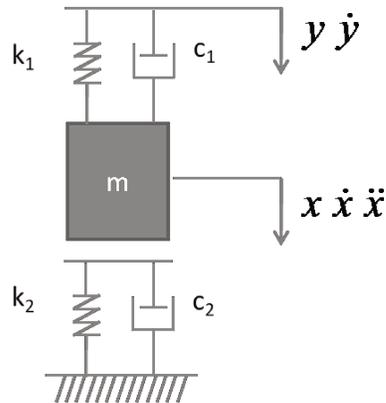


Figura 5-3 – Modelo de 1 GDL para teste da rigidez não linear

A equação de movimento deste modelo é:

$$\ddot{x} = \frac{c_1 \dot{y} + k_1 y - (c_1 + c_2) \dot{x} - (k_1 + k_2)x}{m}, \text{ onde } \begin{cases} x \geq 0 \Rightarrow \begin{cases} c_2 = \text{cte} \\ k_2 = \text{cte} \end{cases} \\ x < 0 \Rightarrow \begin{cases} c_2 = 0 \\ k_2 = 0 \end{cases} \end{cases} \quad (5.6)$$

Pode-se observar na equação que a massa m perde o contato quando $x < 0$.

Esse modelo foi analisado no Simulink, obtendo-se como resultado o gráfico de aceleração e deslocamento, como se observa na Figura 5-4.

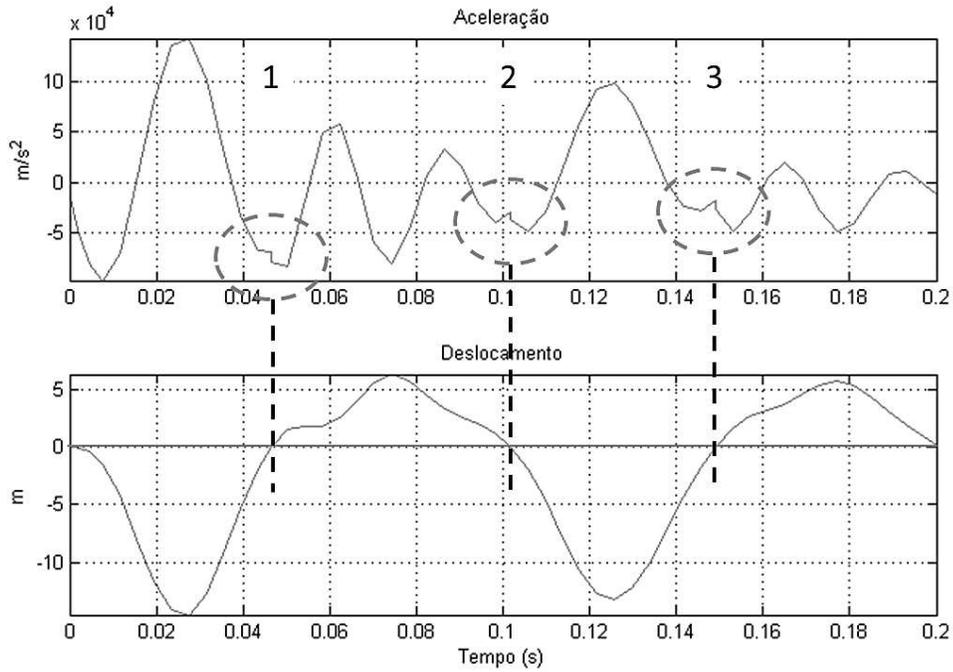


Figura 5-4 – Aceleração, velocidade e deslocamento em modelo de 1 GDL

No gráfico da aceleração, nota-se que há descontinuidades quando a posição da massa passa por zero, como se observa em detalhe na Figura 5-5.

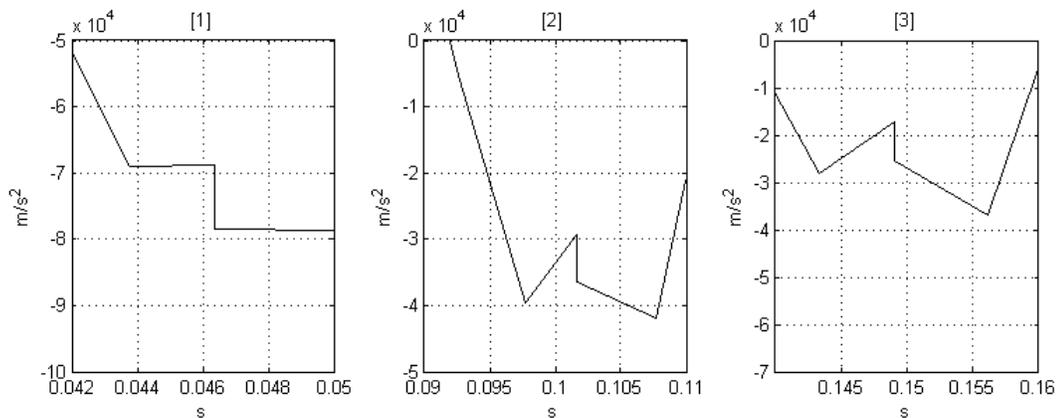


Figura 5-5 – Detalhe da descontinuidade na aceleração

O equacionamento não linear adotado no modelamento dinâmico do contato faz com que ocorra esse salto instantâneo na aceleração. Contudo, essa aceleração instantânea não

corresponde à realidade. Em seu trabalho, Seifried *et al.* (2010) fazem uma revisão dos diversos métodos de tratamento dos problemas de impacto em sistemas dinâmicos de multicorpos. Nessa revisão consta o modelamento de impacto contínuo, que consiste em um pequeno contato com duração finita. Tal modelamento prevê uma pequena penetração local entre as peças.

Durante a aproximação e no contato entre as peças, a velocidade relativa é significativa. No momento imediatamente posterior ao contato, essa velocidade relativa acaba gerando uma força muito alta e instantânea (equação (5.7)), que resulta em uma descontinuidade, como se observa na Figura 5-5. Nessa equação, segundo o modelo de Kelvin-Voigt (Goldsmith, 1960), $n = 1$.

$$F = k\delta^n + c\dot{\delta} \quad (5.7)$$

No modelo de impacto contínuo, a força é zero no instante imediatamente posterior ao contato e aumenta à medida que as peças penetram uma na outra. Siefried *et al.* (2010) cita o trabalho de Hunt e Crossley que descreve a seguinte equação:

$$F = k\delta^n + c\delta^n\dot{\delta} \quad (5.8)$$

Introduzindo esse conceito no modelo de 1 GDL, foi possível eliminar a descontinuidade da aceleração, como se observa na Figura 5-6, com o comparativo dos resultados. Na parte superior estão os resultados sem o modelo de impacto contínuo e na inferior os resultados com esse modelo.

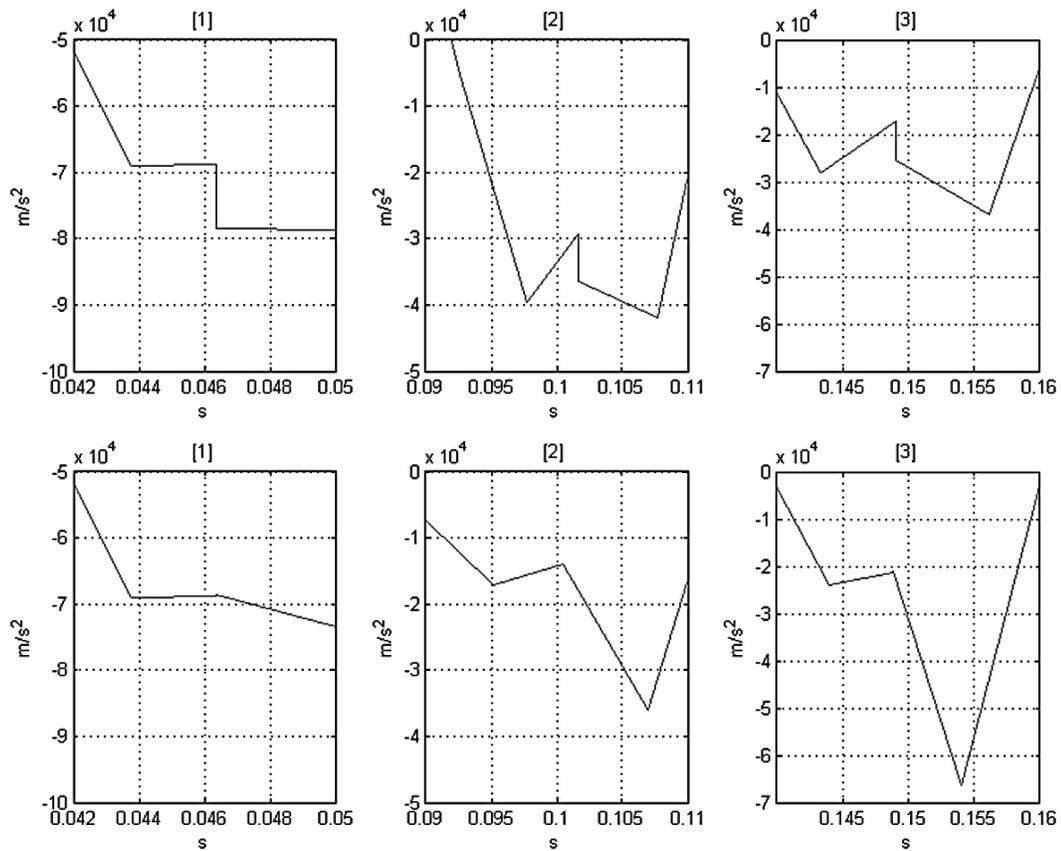


Figura 5-6 – Aceleração com e sem o modelo de impacto contínuo

Foi aplicada essa forma de modelamento ao modelo de 3 GDL no contato entre a massa m_{rat} e a massa m_{val} e também no contato entre a válvula (m_{val}) e a sua sede de assentamento.

No modelo de 5 GDL utilizou-se esse modelamento apenas no contato entre a válvula e a sua sede. O contato entre m_{rat} e m_{val} foi substituído pelo modelo do tucho hidráulico.

6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Para a validação do modelo matemático, foram feitas medições de aceleração do motor NGD 3.0L da MWM International. Trata-se de um motor de quatro tempos de ciclo Diesel, com quatro cilindros e cilindrada total de 3 litros.

A comparação entre os resultados de aceleração medidos e os simulados foi realizada considerando-se a massa das válvulas de escape.

6.1 Equipamentos utilizados

Os dados experimentais foram obtidos através de medições feitas com o motor em banco de testes. Utilizou-se o banco de teste com um dinamômetro da marca Schenk, modelo W230.

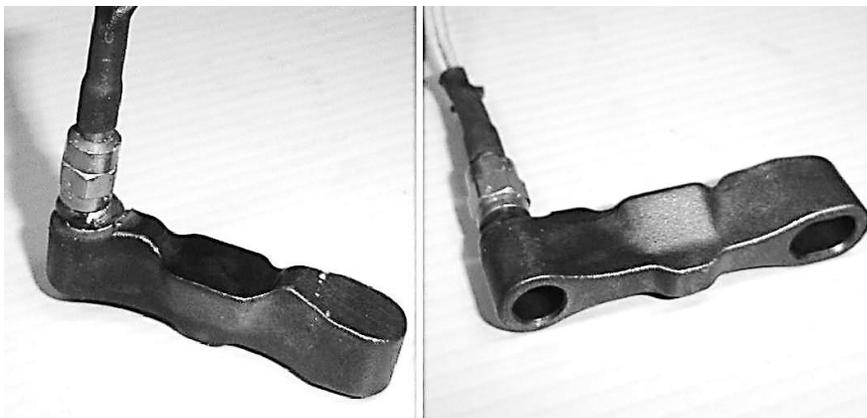


Figura 6-1 – Acelerômetro montado na ponte de válvulas¹⁰

¹⁰ Fonte: Andreatta (2010)

Para as medições de aceleração, usou-se um acelerômetro de modelo 353B16, da empresa PCB Piezotronics. Para garantir uma boa fixação do acelerômetro, ele foi aparafusado à ponte de válvulas (Figura 6-1).

O equipamento de aquisição utilizado foi o Pimento®, da empresa LMS. Também se usou um sensor de rotação de modelo 300 188, da empresa Turotest. A taxa de aquisição foi de 12,5 kHz.



Figura 6-2 – Ponte de válvulas com acelerômetro montado no motor¹¹

A Figura 6-2 apresenta a ponte de válvulas com o acelerômetro montado no cabeçote. Na Figura 6-3 tem-se uma visão geral do cabeçote do motor NGD 3.0L com a instrumentação.

¹¹ Fonte: Andreatta (2010)

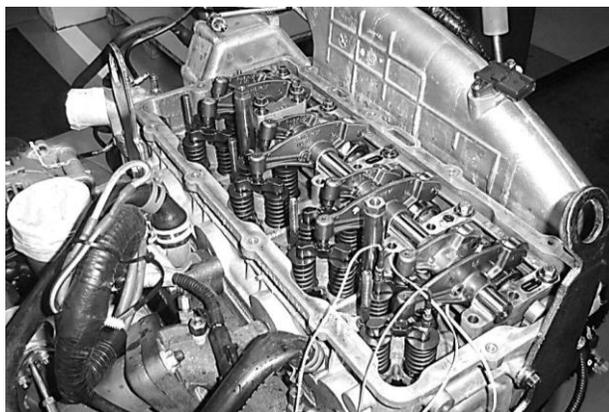


Figura 6-3 – Motor NGD 3.0L com a ponte de válvulas instrumentada¹²

6.2 Medições

A medição da aceleração foi feita durante um *run-up*, que consiste na aceleração contínua do motor, da marcha lenta até a máxima livre (de 1.000 até 4.400 RPM). Com isso foi possível obter o sinal da aceleração por toda a faixa de rotação do motor. Na Figura 6-4 observa-se o sinal obtido. De cima para baixo estão os gráficos da aceleração medida nas válvulas de admissão, nas válvulas de escape, da pressão dentro da câmara de combustão (PCP) e, por último, da rotação do motor.

¹² Fonte: Andreatta (2010)

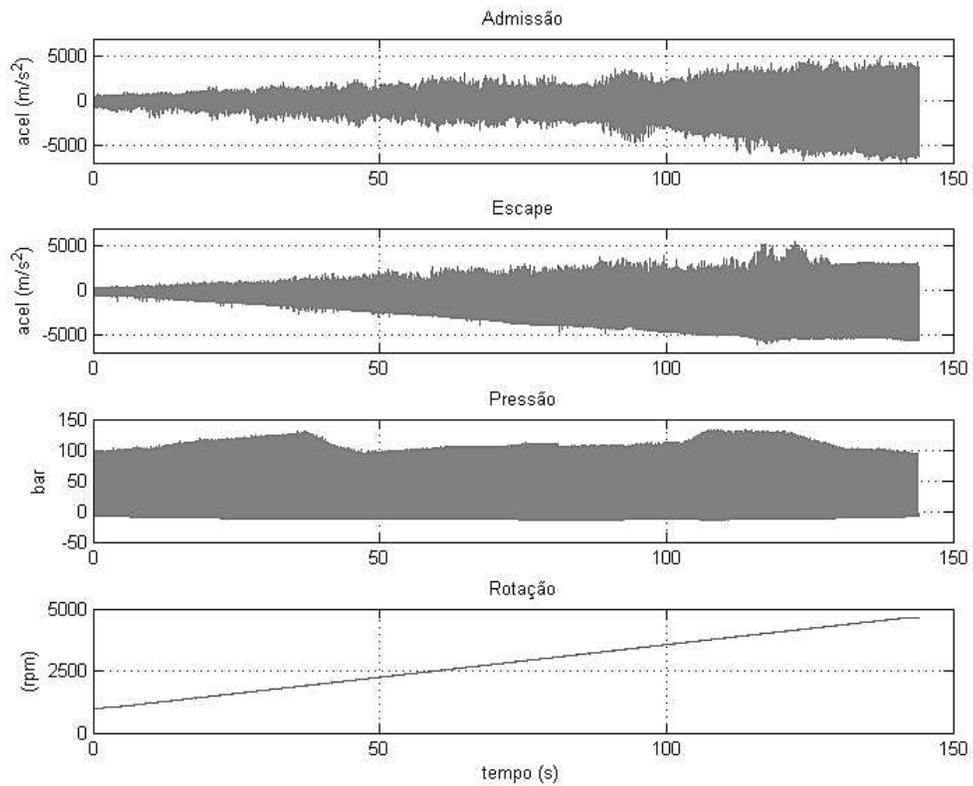


Figura 6-4 – Aceleração, pressão e rotação x tempo

A partir dessa aquisição é possível determinar uma rotação e verificar os dados obtidos com precisão. Na Figura 6-5 há um exemplo referente a 2.500 RPM, no qual se observa a sobreposição de abertura de válvulas e também o pico de pressão que indica a combustão.

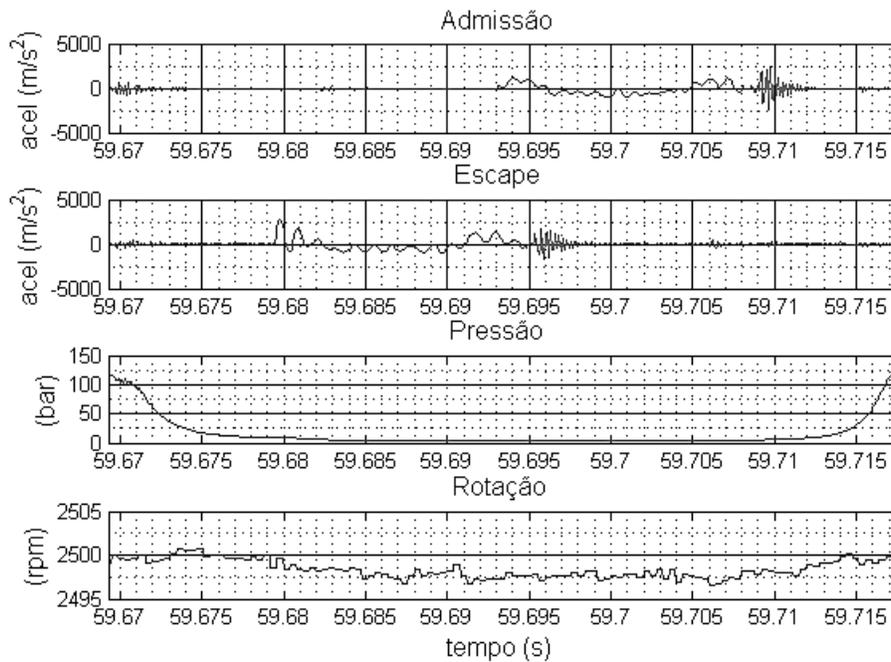


Figura 6-5 – Sinal da medição a 2.500 RPM

6.3 Modelo de 3 GDL

Os resultados da simulação do modelo dinâmico foram comparados com os dados obtidos experimentalmente em banco de teste. As comparações abrangeram velocidades de 1.000 a 4.000 RPM em intervalos de 100 RPM.

No confronto dos resultados da aceleração da válvula medidos experimentalmente com os da simulação, observou-se que o modelo de 3 GDL não permite uma boa correlação de dados no início da abertura e no fechamento da válvula. Há alguns exemplos na Figura 6-6 (rotação de marcha lenta), na Figura 6-7 (rotação de máximo torque do motor) e na Figura 6-8 (rotação de máxima potência do motor).

No início da abertura da válvula, o sinal simulado não apresenta o mesmo nível de amplitude de aceleração do sinal medido. Isso se deve à não inclusão da pressão residual na câmara de combustão no modelo.

No fechamento da válvula, quando ocorre seu impacto com a sede de assentamento, o sinal simulado da aceleração apresenta amplitude e duração de vibração da válvula muito maiores que os observados na medição.

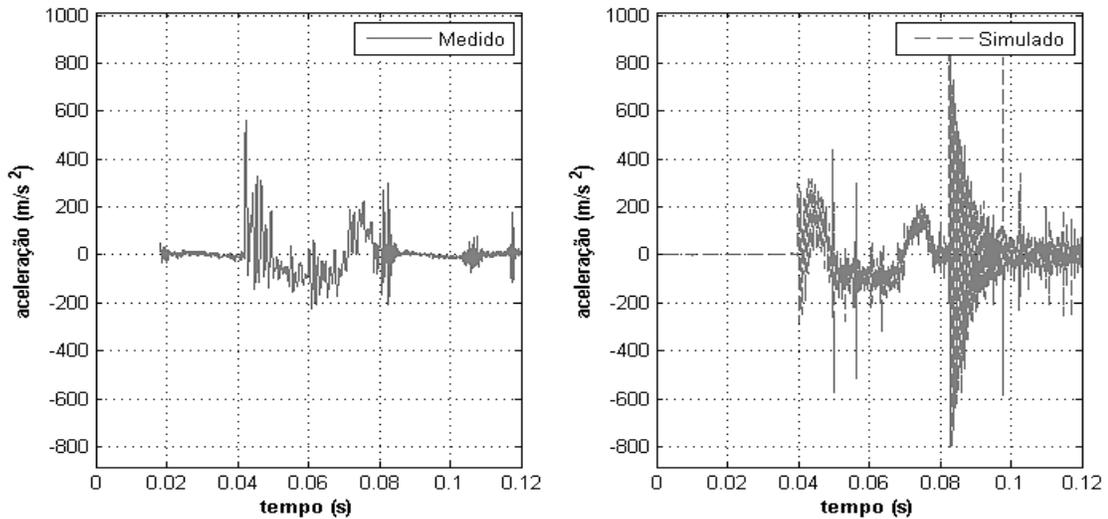


Figura 6-6 – Medição x simulação a 1.000 RPM

Na rotação de marcha lenta (Figura 6-6) e na rotação de torque (Figura 6-7), observa-se um pico de aceleração no início da abertura da válvula. O pico aparece porque a pressão residual exerce uma força contrária à abertura da válvula e quando a válvula se abre a pressão ao seu redor se equaliza em ritmo acelerado, pois o gás preso na câmara de combustão escoar para o duto de escape. Com a equalização rápida da pressão, a força contrária à abertura da válvula desaparece rapidamente, o que provoca o pico de aceleração da massa da válvula.

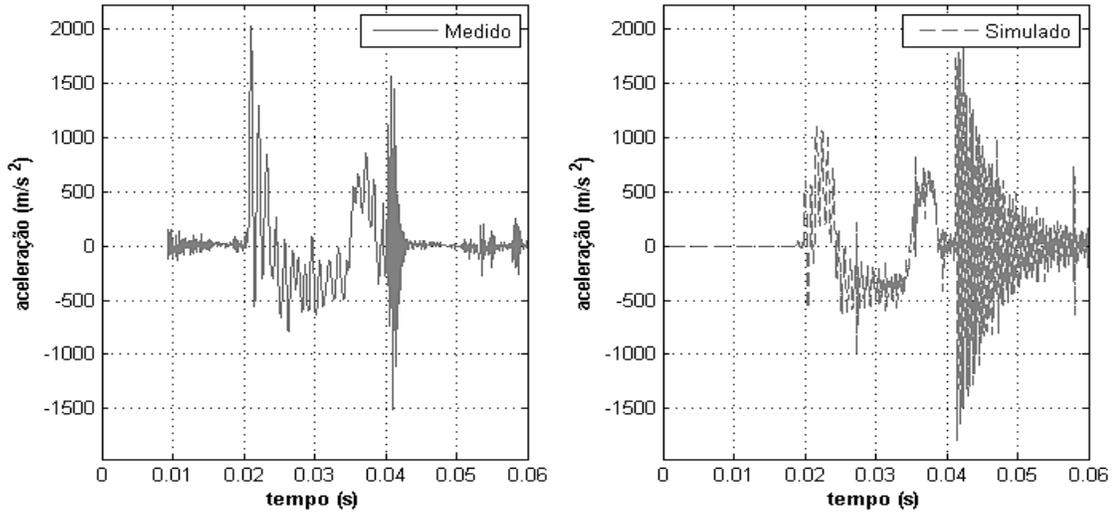


Figura 6-7 – Medição x simulação a 2.000 RPM

Contudo, na rotação de potência (Figura 6-8), a influência da pressão residual da combustão na aceleração da massa da válvula é menor devido ao aumento das forças inerciais produzido com a maior rotação do motor. No motor analisado nesta dissertação, a pressão residual varia menos do que as forças inerciais ao longo da faixa útil de rotação.

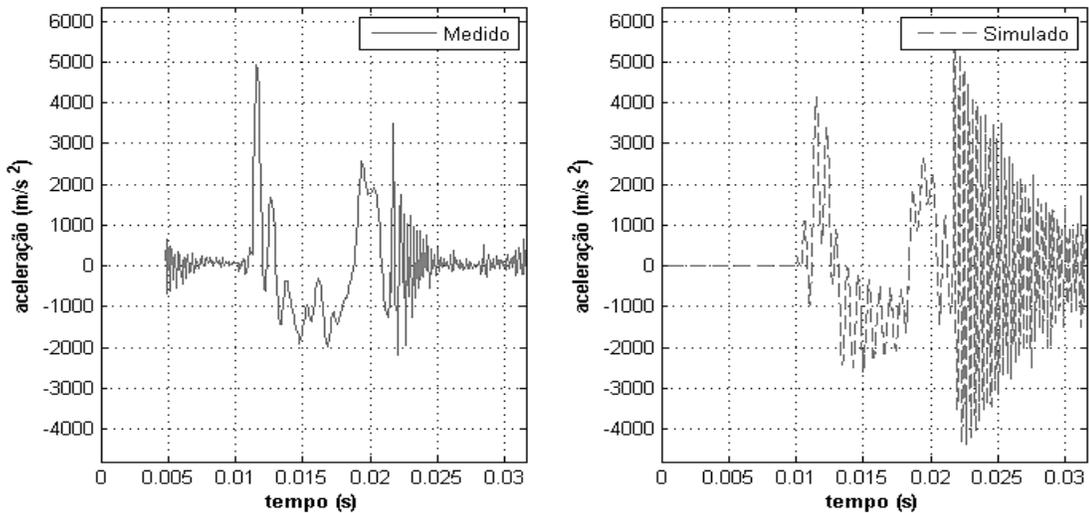


Figura 6-8 – Medição x simulação a 3.800 RPM

Mesmo se utilizando o modelo de impacto contínuo entre a válvula e a sua sede e entre o balancim e a ponte de válvulas, não se obteve uma boa correlação entre dados de simulação e dados de medição. Era esperado que o modelo de impacto contínuo pudesse fazer com que a simulação representasse melhor a aceleração dos componentes. Contudo, ele foi útil apenas para manter a continuidade do sinal simulado.

Neste trabalho, o modelo de 3 GDL tem a sua importância, servindo de base de comparação com o modelo de 5 GDL, no qual se observa a influência benéfica da pressão residual e do modelo do tucho hidráulico.

6.4 Modelo de 5 GDL

O primeiro aprimoramento em relação ao modelo anterior foi a introdução de dois novos GDL para representar o tucho hidráulico. O novo modelo com 5 GDL foi calibrado inicialmente para 2.500 RPM. Essa rotação foi escolhida por ser o ponto médio da faixa de rotação do sinal obtido experimentalmente, que vai de 1.000 RPM a 4.000 RPM.

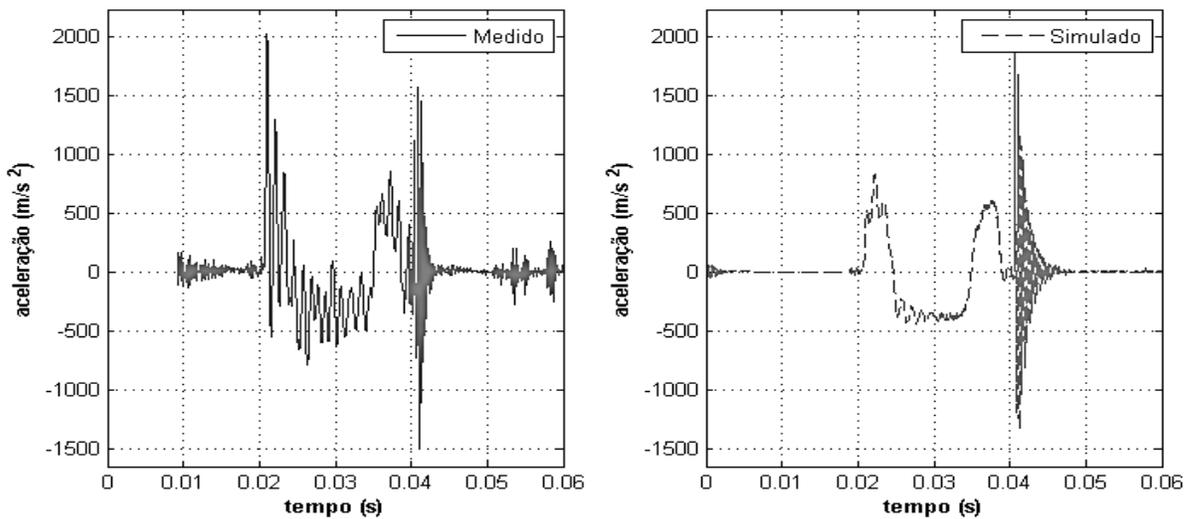


Figura 6-9 – Medição x simulação a 2.500 RPM

Observando-se a Figura 6-9, percebe-se que o modelo do tucho hidráulico consegue melhorar a correlação entre o sinal medido e o simulado no fechamento da válvula.

Para verificar a eficiência do modelo foram realizadas comparações de rotação de marcha lenta, máximo torque e máxima potência do motor, como feito para o modelo de 3 GDL.

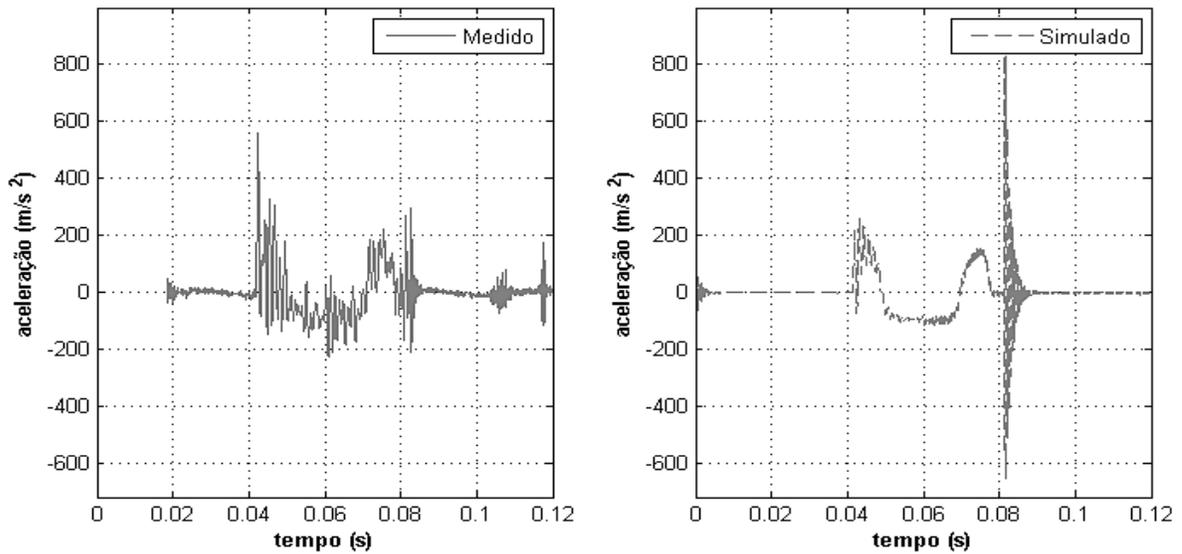


Figura 6-10 – Medição x simulação a 1.000 RPM

Na Figura 6-10 observa-se que o modelo de 5 GDL, calibrado na rotação de 2.500 RPM, apresenta para a rotação de marcha lenta (1.000 RPM) boa correlação do sinal no transiente, mas não na amplitude.

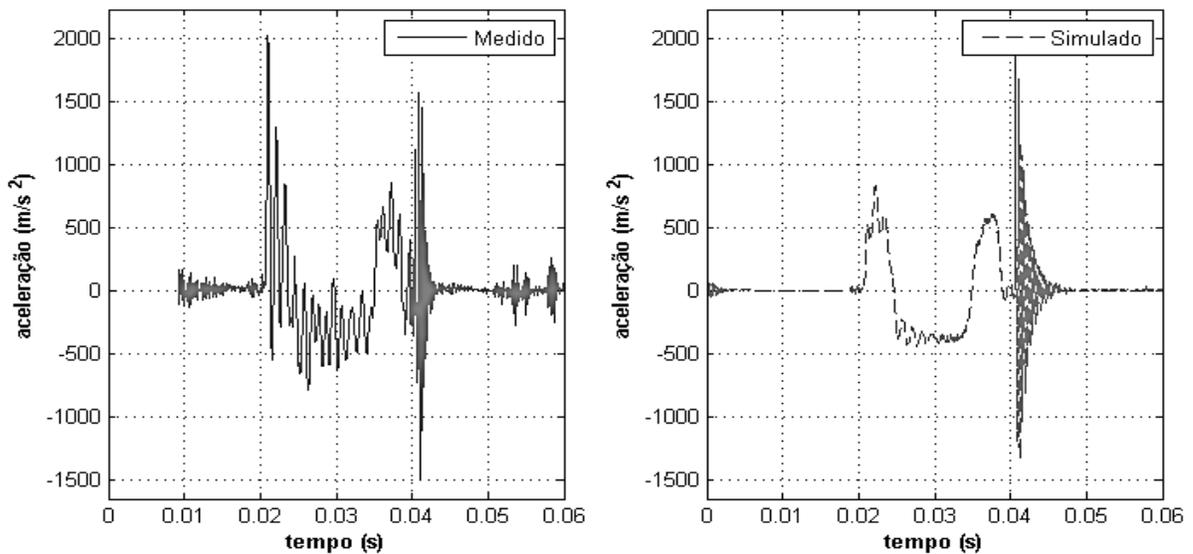


Figura 6-11 – Medição x simulação a 2.000 RPM

Na Figura 6-11 observa-se que na rotação de máximo torque (2.000 RPM) a correlação entre o sinal medido e o simulado é boa tanto na duração da vibração quanto na amplitude do sinal.

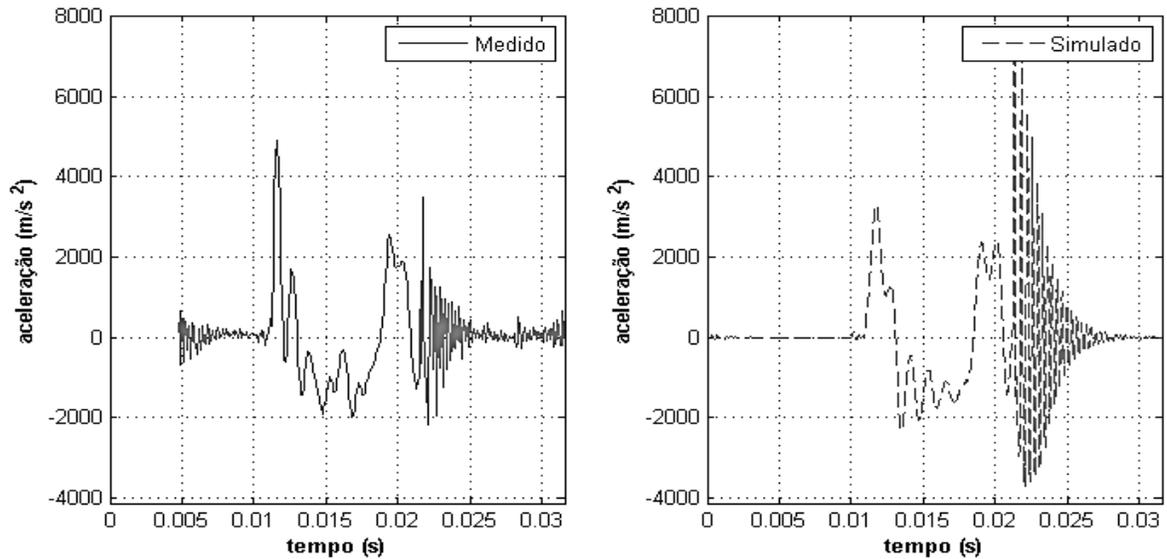


Figura 6-12 – Medição x simulação a 3.800 RPM

Assim como na rotação de marcha lenta, observa-se que a correlação do sinal referente à rotação de potência máxima (Figura 6-12) foi boa no que diz respeito à duração da vibração, mas a amplitude do sinal simulado foi maior que a do medido.

O passo seguinte no aprimoramento do modelo foi a introdução da força da pressão residual da combustão sobre a válvula. Os dados obtidos na medição do sistema de acionamento de válvulas incluíram a pressão dentro da câmara de combustão. Obteve-se a pressão residual no momento da abertura da válvula, que se dá na posição 116° do came. Isso foi feito a velocidades de 1.000 a 4.000 RPM, em intervalos de 100.

Diferentemente do que ocorreu na implementação do tucho hidráulico, na qual o modelo foi calibrado para 2.500 RPM, no caso da pressão residual da combustão o modelo pode contar com informações associadas à rotação obtidas diretamente dos dados experimentais.

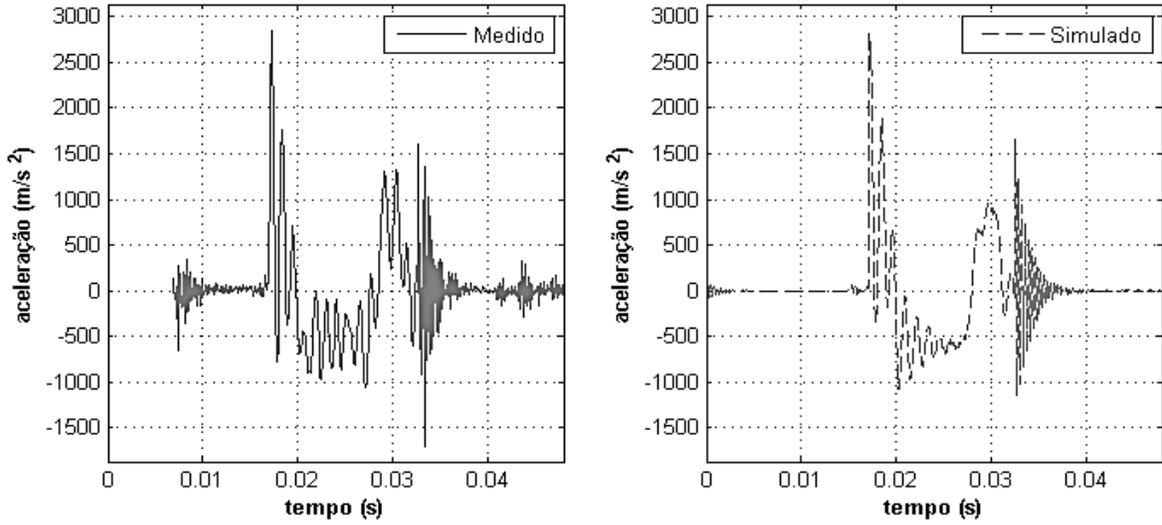


Figura 6-13 – Medição x simulação a 2.500 RPM

Na Figura 6-13 observa-se a boa correlação do sinal medido com o simulado tanto na abertura quanto no fechamento da válvula. A implementação simples da força da pressão residual na massa m_{val} no modelo de 5 GDL trouxe bons resultados para a simulação.

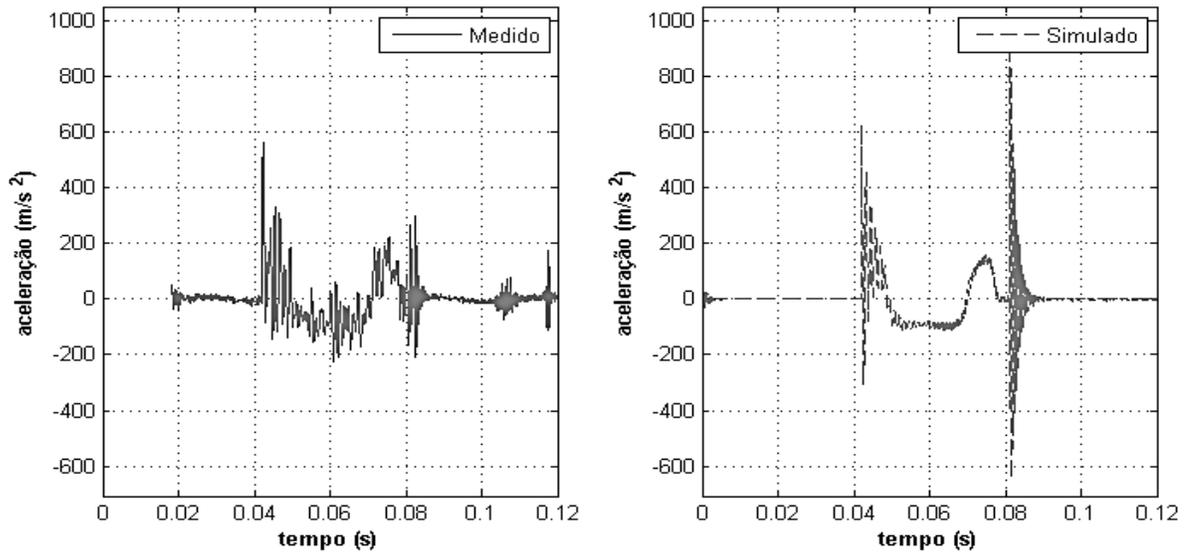


Figura 6-14 – Medição x simulação a 1.000 RPM

Observa-se na Figura 6-14 uma boa correlação do sinal na abertura da válvula na rotação de marcha lenta. No fechamento o sinal simulado continua como antes, uma vez que não foi feita nenhuma modificação.

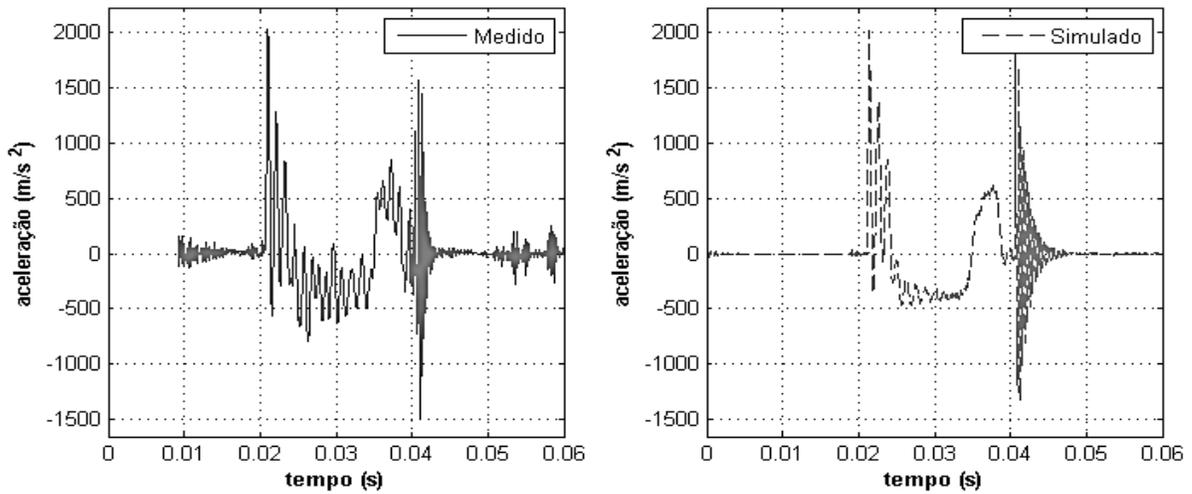


Figura 6-15 – Medição x simulação a 2.000 RPM

A Figura 6-15 mostra a boa correlação do sinal tanto na abertura quanto no fechamento da válvula.

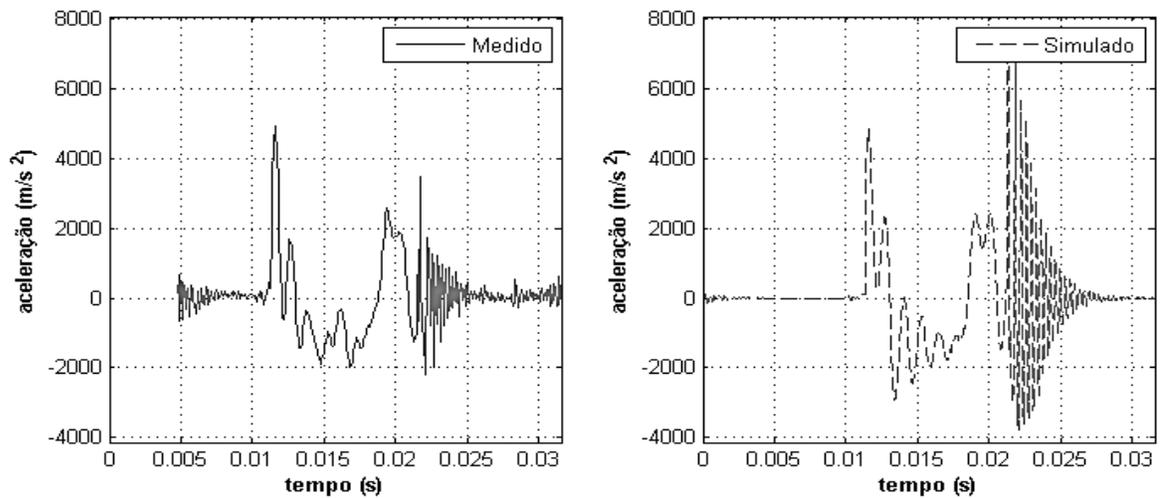


Figura 6-16 – Medição x simulação a 3.800 RPM

Finalmente, a Figura 6-16 apresenta a comparação do resultado medido com o simulado na rotação de máxima potência. A correlação obtida é boa na abertura da válvula. Já no fechamento ainda se mantém como anteriormente: boa na duração da vibração, mas com amplitude maior na simulação.

Observando-se todos os resultados simulados do modelo de 5 GDL, nota-se que a pressão residual da combustão e o modelo do tucho hidráulico são elementos isolados, sem influência mútua. Os dados não se alteraram no fechamento da válvula com a introdução da pressão residual.

Como o modelo do tucho hidráulico foi calibrado para 2500 RPM os seus parâmetros de rigidez e amortecimento ficaram constantes por toda faixa de operação do motor. Este é a justificativa para os resultados para marcha lenta (1000 RPM) e máxima potência (3800 RPM) não apresentarem boa correlação de resultados na amplitude do sinal no fechamento da válvula. O estudo da variação dos parâmetros do tucho hidráulico em função da rotação do motor pode trazer melhor correlação aos resultados.

7 Conclusão

A utilização da não linearidade de rigidez e amortecimento permitiu a simulação do contato entre a válvula e sua sede e entre o balancim e a ponte de válvulas. Com a simulação do contato, as condições de pré-carga da mola e o assentamento da válvula na sede puderam ser introduzidos no modelo dinâmico do sistema de acionamento de válvulas, tornando a simulação mais completa.

A influência do tucho hidráulico no comportamento dinâmico do sistema é bastante significativa, ao contrário do que se imaginava inicialmente. A sua introdução no modelo dinâmico permitiu uma melhor correlação dos resultados simulados com os medidos, principalmente no momento do fechamento da válvula.

O modelo de tucho hidráulico apresentado por Philips, Schamel e Meyer (1989) permitiu uma implementação relativamente simples, junto com o resto do modelo do sistema de acionamento de válvulas, o que resultou em boa correlação entre os resultados simulados e os medidos.

Apesar de sua simplicidade, o modelo da pressão residual possibilitou observar a influência da pressão no comportamento dinâmico do sistema de acionamento de válvulas, com a simulação do pico de aceleração na abertura da válvula.

Esses três elementos – a não linearidade de rigidez e amortecimento, o modelo do tucho hidráulico e o modelo de pressão residual – são peças importantes no estudo da dinâmica de sistemas de acionamento de válvulas. Permitem ao modelo matemático obter boa correlação com os dados experimentais.

8 Sugestão para próximos trabalhos

Mais um pequeno passo foi dado no entendimento da dinâmica dos sistemas de acionamento de válvulas, mas ainda há bastante trabalho a realizar. Para aperfeiçoar o modelo dinâmico, algumas atividades podem ser incluídas em trabalhos futuros:

- Utilizando-se como condição de contorno a pressão interna da câmara de combustão, fazer uma simulação de CFD 2D ou 3D para determinar melhor a força da pressão residual sobre as válvulas.
- Estudar o comportamento do óleo dentro do tucho hidráulico para poder prever esse comportamento em vez de ajustar os parâmetros com base em medições.
- Estudar a influência da folga entre o balancim e a ponte de válvulas para determinar o comportamento em um sistema sem tucho hidráulico.

Referências

Akiba, K.; Shimizu, A. A Comprehensive Simulation of High Speed Driven Valve Trains, **SAE Technical Paper** 810865, 1981.

Akiba, K.; Kakiuchi, T. A Dynamic Study of Engine Valving Mechanisms: Determination of the Impulse Force Acting on the Valve, **SAE Technical Paper** 880389, 1988.

Andreatta, Éderson C. **Simulação do Mecanismo de Acionamento de Válvulas de um Motor Diesel**, 2010. 120p. Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

Barkan, P. Calculation of High-Speed Valve Motion with a Flexible Overhead Linkage, **SAE Transactions**, v. 61, p. 687-716, 1953.

Chan, C.; Pisano, A.P. Dynamic Model of a Fluctuating Rocker-Arm Ratio Cam System, **Transactions of the ASME**, v.109, p. 356-365, 1987.

Chen, F.Y. **Mechanics and Design of Cam Mechanisms**, Pergamon Press, 1982, 523 p.

Doughty, S. **Mechanics of Machines**, John Wiley & Sons Inc., New York: 1987, 467p.

Dresner, T.L.; Barkan, P. New Methods for the Dynamic Analysis of Flexible Single Input and Multi Input Cam-Follower System, **Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME**, v. 117, p. 150-155, 1995.

Dudley, M.W. New Methods in Valve Cam Design, **SAE Quarterly Transactions**, v. 2, n. 1, 1948.

Goldsmith, W. **Impact: The Theory and Physical Behaviour of Colliding Solids**, Edward Arnold Publishers, 1960, 379 p.

Heisler, H. **Advanced Engine Technology**, Oxford: Butterworth-Heinemann 2002, 794 p.

Hertz, H.R. Über die Berührung Elastischer Körper (On Contact Between Elastic Bodies). **Gesammelte Werke (Collected Works)**, v. 1, 1882.

Hrones, J.A. An Analysis of the Dynamic Forces in a Cam-Drive System. **Transactions of the ASME**, v. 70, p. 473-482, 1948.

Hundal, M.S. Aid of Digital Computer in Analysis of Rigid Spring-loaded Valve Mechanism. **SAE Technical Paper** 620290, 1962.

Johnson, G. Studying Valve Dynamics with Electronic Computers. **SAE Technical Paper** 620289, 1962.

Kurusu, T.; Hatamura, K.; Omoti, H. A Study of Jump and Bounce in a Valve Train. **SAE Technical Paper** 910426, 1991.

Lee, J; Patterson, D.J. Nonlinear Valve Train Dynamics Simulation with a Distributed Parameters Model of Valve Springs, **Transactions of the ASME**, v. 119, p. 692-698, 1997.

Norton, R.L. **Cam Design and Manufacturing Handbook**, New York: Industrial Press Inc. 2002, 610 p.

Olmstead, E.H.; Taylor, E.S. Poppet Valve Dynamics, **Journal of the Aeronautical Sciences**, v. 6, p. 370-375, 1939.

Phlips, P.J.; Schamel, A.R. The Dynamics of wiht Hydraulic Lash Adjusters and Interaction with the Gas Exchange Process, **SAE Technical Paper** 910071, 1991.

Phlips, P.J.; Schamel, A.R.; Meyer, J. An Efficient Model for Valvetrain and Spring Dynamics, **SAE Technical Paper** 890619, 1989.

Pisano, A.P.; Freudenstein, F. An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam-Follower System, **Transactions of the ASME**, v. 105, p. 692-704, 1983.

Pisano, A.P. Coulomb Friction in High-Speed Cam System, **Transactions of the ASME**, v. 106, p. 470-474, 1984.

Rothbart, H.A. **Cam Design Handbook, Dynamics and Accuracy**, McGraw Hill, 2004, 606 p.

Seidlitz, S. Valve Train Dynamics – A Computer Study, **SAE Technical Paper** 890620, 1989.

Seifried, R.; Schiehlen, W.; Eberhard, P. The Role of the Coefficient of Restitution on impact problems in multi-body dynamics, Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2010, v. 224, p. 279-306.

Turkish, M.C. **Valve Gear Design**, Eaton Manufacturing Co./Wilcox-Rich division, 1946, 130 p.

Wang, Y. **Introduction to Engine Valvetrains**, SAE International, 2006, 600 p.

Zou, D.; McCormick, H.E. Dynamic Model and Computer Simulation of Valve Train Assemblies with Hydraulic Lash Adjuster, **SAE Technical Paper** 960351, 1996.

APÊNDICE A – Modelos Simulink

Neste apêndice são apresentados detalhes dos modelos Simulink utilizados nas simulações que não foram discutidos anteriormente na dissertação.

Na dissertação são apresentados os diagramas de blocos utilizados no modelo Simulink para cada grau de liberdade, contudo as partes referentes às não linearidades estão agrupadas dentro de subsistemas, dos quais não são mostrados os detalhes. Dentro desses subsistemas o principal componente é o Switch, responsável por identificar a condição de mudança que resulta na não linearidade.

A.1 – Modelo Simulink de 3 GDL

A Figura A-1 apresenta o diagrama completo do modelo de 3 GDL. A interação entre os graus de liberdade se dá através das seguintes variáveis:

- x_i = deslocamento
- \dot{x}_i = velocidade
- \ddot{x}_i = aceleração

onde i é o número de graus de liberdade.

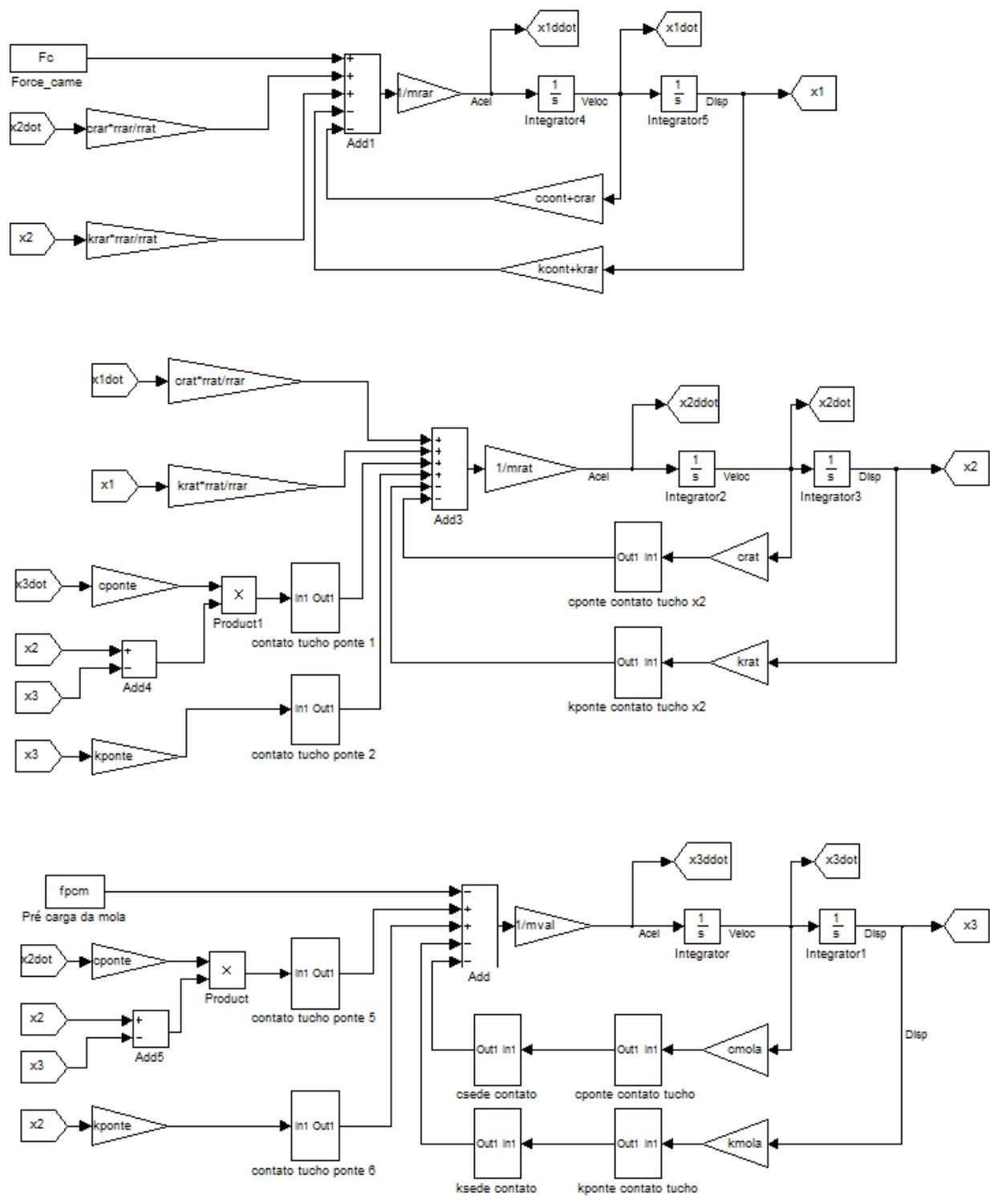


Figura A-1 – Diagrama completo do modelo de 3 GDL

Para executar as condições de não linearidade das equações (4.20) e (4.21), são utilizados subsistemas no modelo do Simulink que são representados com detalhes na Figura A-2 (cponte contato tucho x2), na Figura A-3 (kponte contato tucho x2) e na Figura A-4 (contato tucho ponte 1 e contato tucho ponte 2).

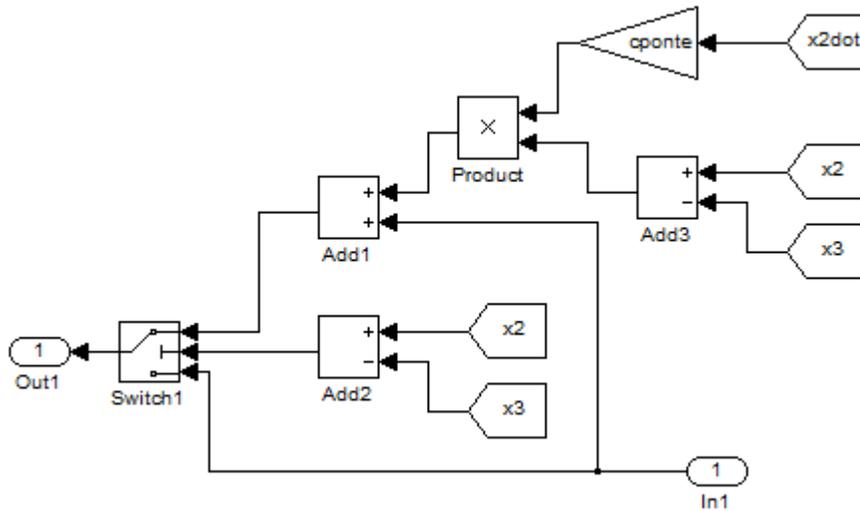


Figura A-2 – Subsistema “cponte contato tucho x2”

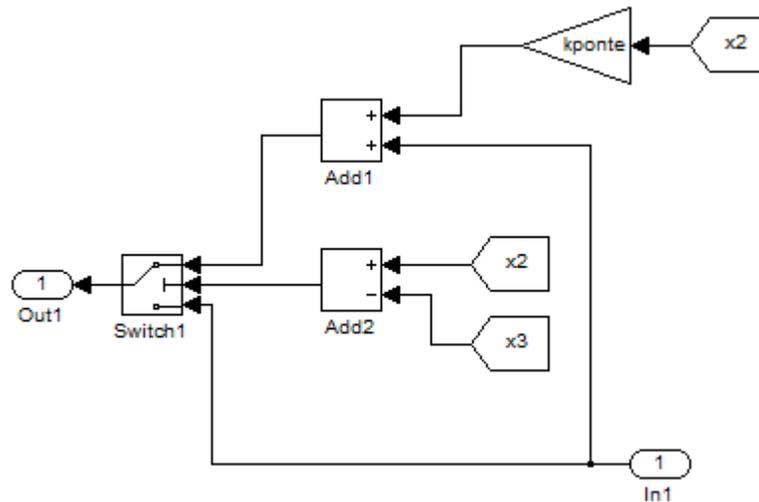


Figura A-3 – Subsistema “kponte contato tucho x2”

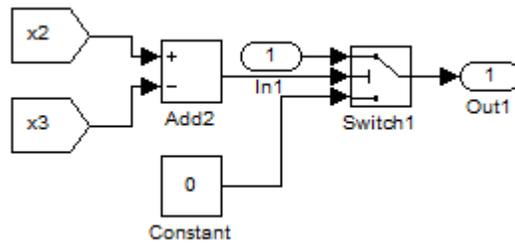


Figura A-4 – Subistema “contato tucho ponte 1” e “contato tucho ponte 2”

Os subsistemas acima fazem parte do modelo para definição do grau de liberdade da massa m_{rat} . A massa m_{val} também necessita de subsistemas para atender às condições de não linearidade das equações (4.20) e (4.21). Há os subsistemas “contato tucho ponte 5” e “contato tucho ponte 6”, que são idênticos aos da Figura A-4. E também existem os subsistemas “cponte contato tucho”, idêntico ao da Figura A-2, exceto pela mudança de $x2dot$ para $x3dot$, e “kponte contato tucho”, idêntico ao da Figura A-3, exceto pela mudança de $x2$ para $x3$.

Para a massa m_{val} há também as condições de não linearidade que representam o contato entre a válvula e a sede. São as equações (4.23) e (4.24), representadas pelos subsistemas na Figura A-5 (csede contato) e na Figura A-6 (ksede contato).

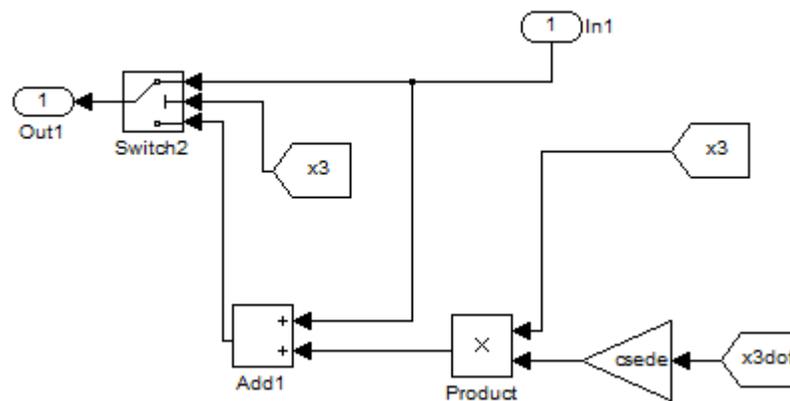


Figura A-5 – Subistema “csede contato”

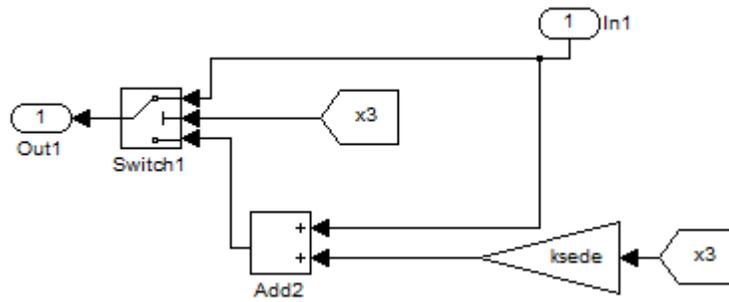


Figura A-6 – Subistema “ksede contato”

A.2 – Modelo Simulink de 5 GDL

Para o modelo com 5 GDL, a Figura A-7 mostra o diagrama de blocos completo. Nessa figura encontram-se os diagramas de todos os cinco graus de liberdade mais o diagrama da força F_{ve} , que corresponde ao vazamento de óleo do tucho hidráulico.

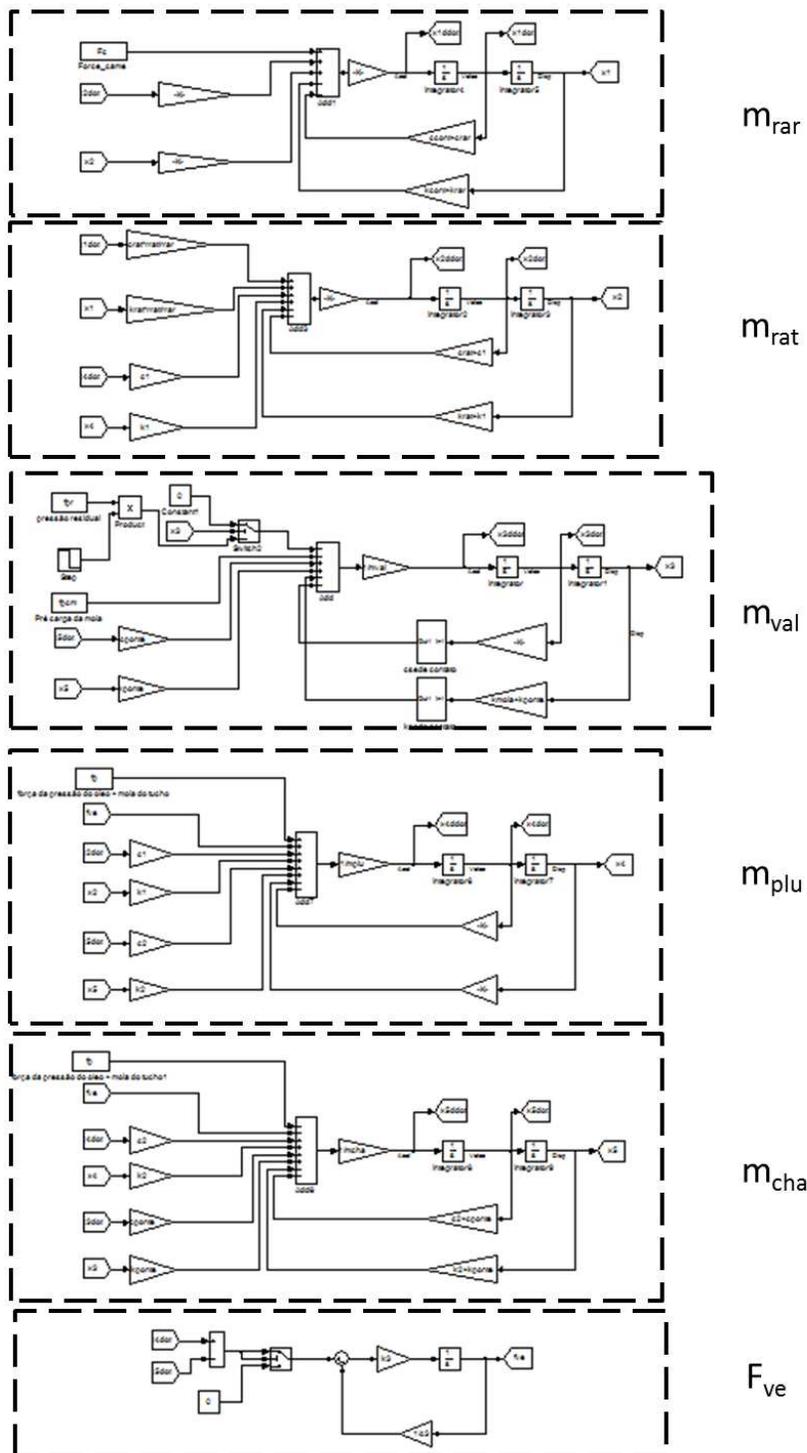


Figura A-7 – Modelo Simulink de 5 GDL

Para o modelo de 5 GDL, o diagrama de blocos da massa m_{rat} permanece o mesmo do modelo de 3 GDL. Já para a massa m_{rat} o diagrama fica como na Figura A-8.

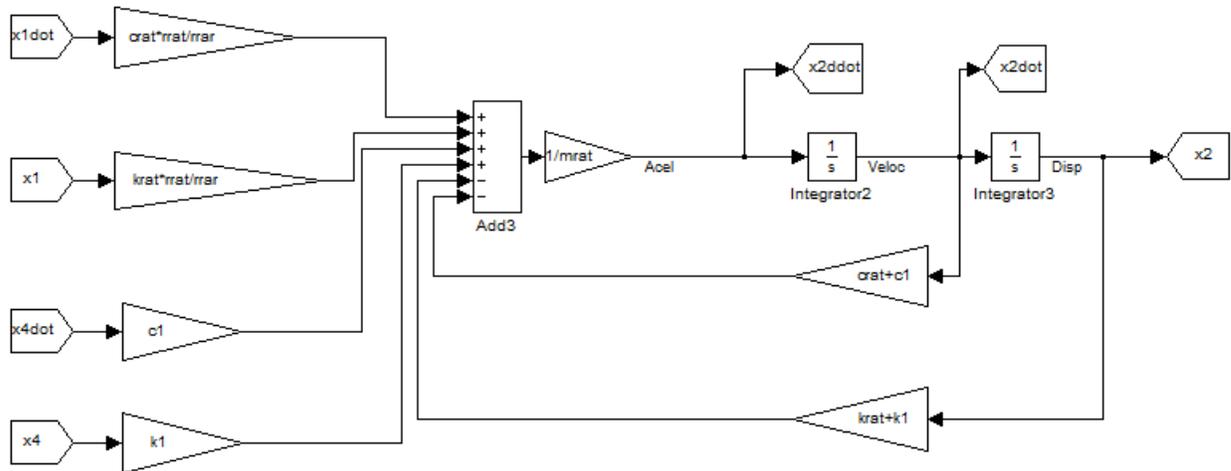


Figura A-8 – Diagrama de blocos da massa m_{rat} no modelo de 5 GDL

Pode-se observar que os subsistemas referentes às não linearidades de contato foram suprimidos no modelo de 5 GDL, pois no lugar do contato entre a massa m_{rat} e a m_{val} foi introduzido o modelo do tucho hidráulico.

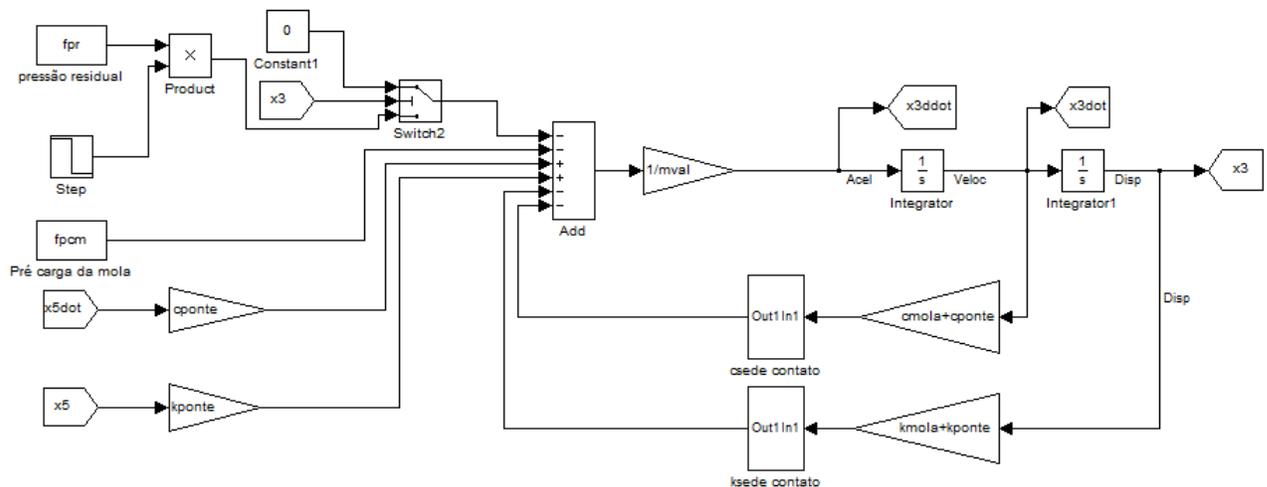


Figura A-9 – Diagrama de blocos da massa m_{val} no modelo de 5 GDL

Na Figura A-9 observa-se o diagrama de blocos da massa m_{val} para o modelo de 5 GDL. Nesse diagrama foram retiradas as não linearidades referentes ao contato entre as massas m_{rat} e m_{val} , mas mantidas as não linearidades do contato com a sede de válvulas. E foram acrescentados os blocos referentes à pressão residual de combustão, que podem ser vistos no canto superior esquerdo da figura.

Os dois novos graus de liberdade estão representados na Figura A-10 (massa m_{plu}) e na Figura A-11 (massa m_{cha}).

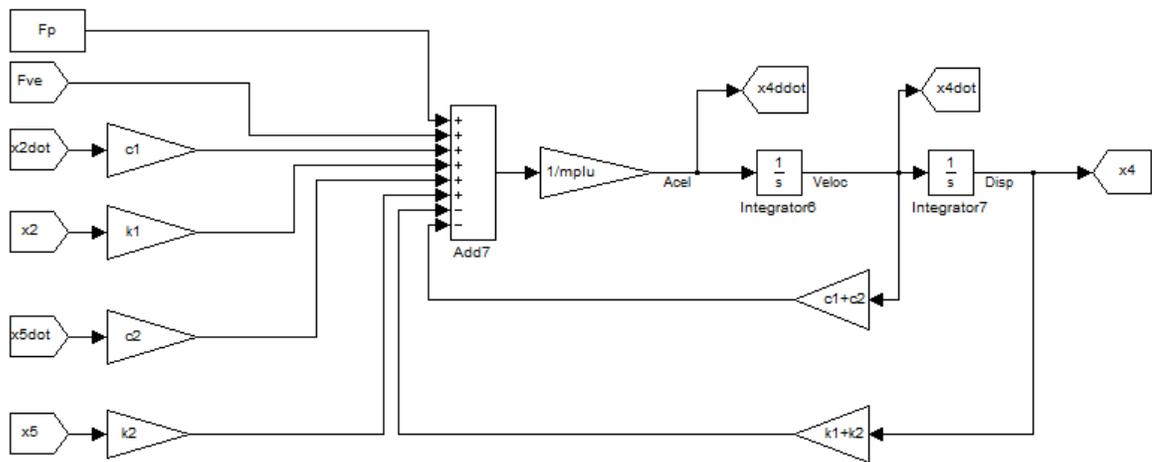


Figura A-10 – Diagrama de blocos da massa m_{plu}

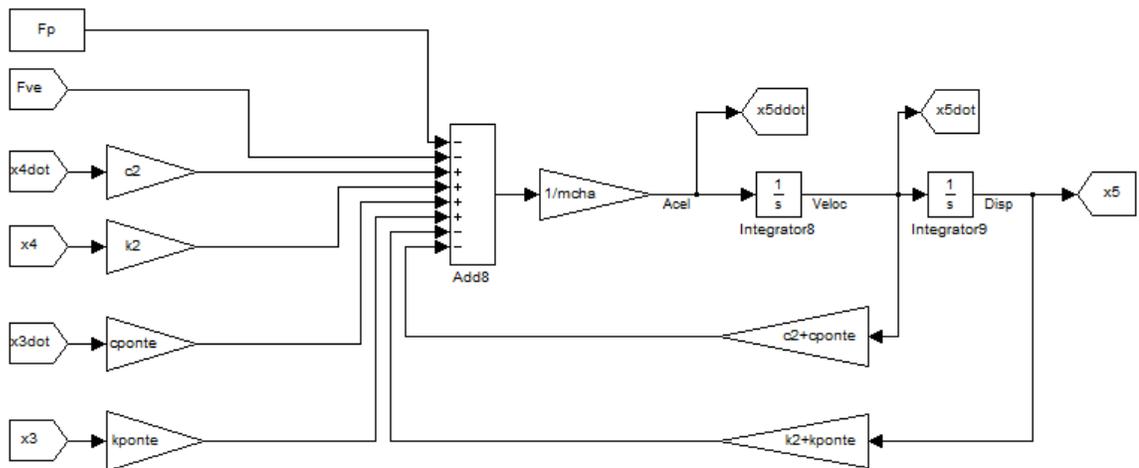


Figura A-11 – Diagrama de blocos da massa m_{cha}