

70561/98



DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO MATEMÁTICO PARA SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE INJEÇÃO PARA MOTORES DO CICLO DIESEL COM BOMBA ROTATIVA UTILIZANDO ÉSTER METÁLICO DE ÓLEO DE SOJA

Délson Luiz Módolo

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica

ORIENTADOR: Prof. Titular Duílio Venanzi

DEDALUS - Acervo - EESC



31100036962

São Carlos
1.998

Class.	TESE/EESC
Cut.	3694
Tombo	T0363198

311 00036962

st 979493



INSTITUTO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO DE ENGENHARIA DE VEÍCULOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE VEÍCULOS
INSTITUTO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO DE ENGENHARIA DE VEÍCULOS

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

M692d Módolo, Délson Luiz
Desenvolvimento de um modelo matemático para simulação de sistema de injeção para motores do ciclo diesel com bomba rotativa utilizando éster metílico de óleo de soja / Délson Luiz Módolo. -- São Carlos, 1998.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1998.
Área: Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Duílio Venanzi.

1. Simulação. 2. Sistema de injeção diesel.
3. Combustível alternativo. I. Título.

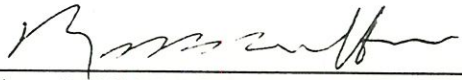
FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **DÉLSON LUIZ MÓDOLO**


Tese defendida e aprovada em 04-05-1998
pela Comissão Julgadora:



Prof. Titular **DUÍLIO VENANZI (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)




Prof. Titular **ROSALVO TIAGO RUFFINO**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



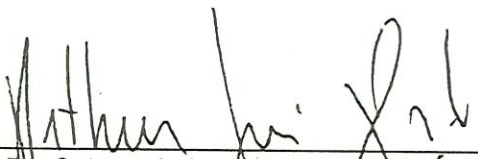
Prof. Titular **SAMUEL WASHINGTON CELERE**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)




Prof. Adjunto **JAIRO AUGUSTO CAMPOS ARAÚJO**
(UNESP - Campus de Jaboticabal)



Prof. Titular **SEBASTIÃO CARDOSO**
(UNITAU - Taubaté)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



JOSE CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

*À minha esposa Nilda, pela dedicação
e carinho e ao meu filho Luigi*

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Titular Duílio Venanzi, pela orientação, compreensão, dedicação, amizade e apoio na realização deste trabalho do começo ao fim.

Ao CNPq pelo auxílio financeiro através da concessão da bolsa.

À Robert Bosch do Brasil, pelo bico injetor instrumentado, principalmente em nome dos engenheiros Antônio Martins Moreno, Olício da Silva Júnior e Silas C. Anacleto.

Ao amigo Mário Roberto da Silva, a quem eu muito devo neste trabalho.

Aos amigos Hélio Aparecido Navarro e Luiz Eduardo de Angelo Sanchez pela grande amizade e ajuda em todos os momentos que precisei.

À Petróleo Ipiranga, pelo doação do óleo diesel padrão e dados técnicos, principalmente em nome dos engenheiros Hércio Navarro Gianello, Meirelles, Gabriel do Carmo, James Noronha Filho e Antônio Marcos Morandin.

Ao amigo, Eng. Sydnei Dionísio Batista de Almeida do Instituto Biológico, pela análise da amostra do éster metílico de óleo de soja.

Ao amigo Agenor José Próspero, da AGEDIESEL, pela amizade e por todas as sugestões na montagem do motor diesel Volkswagen.

Ao amigo Leônidas Hildebrand Júnior, pelo auxílio na montagem da parte experimental.

Ao grande amigo Luís Roberto Nogueira da Silva, do IPEN/USP e Cibiè do Brasil, por todas as discussões, incentivo e pela amizade.

Ao Prof. Dr. Samuel Washington Celere pelo apoio e discussões do trabalho.

Ao Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos pelo apoio.

Ao pessoal do Laboratório de Motores da EESC/USP, José Roberto Bogni, Roberto Aparecido Lourenço, Roberto Carlos Prata Vieira, Rubens Crnkovic e o Eng. José Francisco Torres, pelo apoio dedicado à parte experimental.

Aos meus pais Domingos e Nilza e meus irmãos, pelo carinho e incentivo sempre presentes.

Aos pais de minha esposa, Prof. Titular Ivan Rotta e Maria Angélica pelo carinho, atenção e incentivos em todos os momentos.

À minha esposa Nilda, pelo amor, carinho, dedicação e compreensão em todos os momentos.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. A importância do sistema de injeção na evolução dos motores de diesel	1
1.2. Relação entre o sistema de injeção e o desempenho do motor	3
1.2.1. Consumo específico de combustível (CEC)	5
1.2.2. Fumaça	6
1.2.3. Ruído	7
1.2.4. Óxidos de nitrogênio (NO_x)	8
1.2.5. Hidrocarbonetos não queimados (HC)	10
1.2.6. Partículas	11
1.3. Características ideais de um sistema de injeção diesel	12
1.4. Objetivos do trabalho	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1. Histórico da evolução dos modelos	16
2.2. Utilização de óleos vegetais e derivados em substituição ao diesel	16
2.2.1. Óleos Vegetais	22
2.2.2. Utilização do óleo vegetal em motores do ciclo diesel	23
3. O MODELO MATEMÁTICO	31
3.1. Linha de alta pressão (tubulação de alta pressão)	34
3.1.1. Equação da continuidade	34
3.1.2. Equação do movimento	38
3.2. Bomba injetora	41
3.3. Bico injetor	45
3.4. Características geométricas do sistema simulado	48
3.4.1. Válvula de descarga	48
3.4.2. Elemento dosador da bomba injetora (pistão ranhurado)	49
3.4.3. Perfil da placa de cames de acionamento da bomba injetora	50

3.4.4. Tubulação de alta pressão.....	51
3.4.5. Conjunto injetor.....	51
4. A SOLUÇÃO NUMÉRICA.....	53
5. MATERIAIS E MÉTODOS.....	63
5.1. Banco de ensaios.....	63
5.2. Ensaios de bancada.....	69
6. A IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	73
6.1. O módulo BOMBA.....	74
6.2. O módulo BICO.....	81
6.3. O módulo TUBO.....	84
7. COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS.....	88
8. CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	157
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	159
APÊNDICE 1 - Funcionamento do sistema de injeção simulado.....	167
APÊNDICE 2 - Efeito da expansão da tubulação de alta pressão.....	171
APÊNDICE 3 Resultados da simulação em função do ângulo de giro do eixo da bomba injetora.....	173

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 -	Taxa de injeção e taxa de liberação de calor.....	4
FIGURA 1.2 -	Consumo específico em função do ponto e taxa de injeção.....	6
FIGURA 1.3 -	Relação entre o ruído da combustão e o pico da taxa de liberação de calor.....	7
FIGURA 1.4 -	Curvas relacionando NO _x e fumaça.....	8
FIGURA 1.5 -	Curvas relacionando ruído, fumaça, NO _x e CEC.....	9
FIGURA 1.6 -	Curva de injeção típica de motores diesel rápidos [KHOVAC].....	13
FIGURA 3.1 -	Componentes do sistema.....	31
FIGURA 3.2 -	Volume de controle elementar.....	35
FIGURA 3.3 -	Elemento de volume infinitesimal utilizado para a dedução da equação do movimento.....	38
FIGURA 3.4 -	Vista em corte da bomba injetora modelada.....	41
FIGURA 3.5 -	Bico injetor modelado.....	46
FIGURA 3.6 -	Válvula de descarga da bomba injetora.....	48
FIGURA 3.7 -	O elemento dosador e suas dimensões.....	49
FIGURA 3.8 -	Levantamento do pistão em função do giro do eixo de acionamento da bomba.....	50
FIGURA 3.9 -	Válvula de agulha do bico injetor.....	51
FIGURA 4.1 -	Linhas características sobre o plano xt	57
FIGURA 4.2 -	Plano xt	57
FIGURA 4.3 -	Método de especificar o espaço de tempo.....	59
FIGURA 5.1 -	Desenho em corte do motor Volkswagen diesel utilizado (FERGUSON, 1986).....	64
FIGURA 5.2 -	Instalação do sensor na câmara de combustão.....	65
FIGURA 5.3 -	Instalação dos sensores para medida das pressões nas câmaras de bombeamento e de descarga.....	66

FIGURA 5.4 -	Montagem do sensor na entrada da câmara de bombeamento.	68
FIGURA 5.5 -	Vista geral da bancada de ensaios.....	69
FIGURA 6.1 -	Visão geral do sistema.....	73
FIGURA 6.2 -	Módulo BOMBA.....	75
FIGURA 6.3 -	Módulo Pistão.....	75
FIGURA 6.4 -	Sub-módulo AngCame.....	76
FIGURA 6.5 -	Módulo Válvula.....	77
FIGURA 6.6 -	Detalhamento do módulo Q1.....	77
FIGURA 6.7 -	Detalhamento do módulo AbertEntr.....	78
FIGURA 6.8 -	O módulo Q2.....	79
FIGURA 6.9 -	Detalhe do sub-módulo AbertSai.....	79
FIGURA 6.10 -	Detalhe do módulo Q3.....	80
FIGURA 6.11 -	Detalhe do sub-módulo AbertValv.....	81
FIGURA 6.12 -	Área variável entre a válvula de descarga e o seu assento.....	81
FIGURA 6.13 -	Visão geral do módulo BICO.....	82
FIGURA 6.14 -	Localização das áreas utilizadas no simulador no bico injetor.	83
FIGURA 6.15 -	Implementação do módulo TUBO.....	85
FIGURA 6.15 -	Implementação do método das características no módulo TUBO.....	85
FIGURA 7.1 -	Motor a 1500 rpm, 100% de curso de alavanca do acelerador, movido a diesel padrão (média de 64ciclos).....	89
FIGURA 7.2 -	Motor a 1500 rpm, 100% de curso de alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja – EMOS - (média de 64ciclos).....	90
FIGURA 7.3 -	Motor a 2000 rpm, 100% de curso de alavanca do acelerador, movido a diesel padrão (média de 64ciclos).....	91
FIGURA 7.4 -	Motor a 2000 rpm, 100% de curso de alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja – EMOS (média de 64ciclos).....	92
FIGURA 7.5 -	Motor a 2500 rpm, 100% de curso de alavanca do acelerador, movido a diesel padrão (média de 64ciclos).....	93

FIGURA 7.6 -	Motor a 2500 rpm, 100% de curso de alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja – EMOS - (média de 64ciclos).....	94
FIGURA 7.7 -	Motor a 1500 rpm, 100% de curso de alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja – EMOS (média de 64ciclos)	95
FIGURA 7.8 -	Motor a 2000 rpm, 100% de curso de alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja – EMOS (média de 64ciclos)	96
FIGURA 7.9 -	Motor a 2500 rpm, 100% de curso de alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja – EMOS (média de 64ciclos)	97
FIGURA 7.10 -	Abertura da janela de entrada de óleo combustível (EMOS 1500 rpm)	101
FIGURA 7.11 -	Deslocamento do pistão dosador-distribuidor (EMOS 1500 rpm).....	102
FIGURA 7.12 -	Velocidade do pistão dosador-distribuidor (EMOS 1500 rpm).....	103
FIGURA 7.13 -	Pressão na câmara de bombeamento (EMOS 1500 rpm).....	104
FIGURA 7.14 -	Pressão na câmara de descarga (EMOS 1500 rpm).....	105
FIGURA 7.15 -	Deslocamento da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).....	106
FIGURA 7.16 -	Velocidade da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).....	107
FIGURA 7.17 -	Área de abertura da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm)...	108
FIGURA 7.18 -	Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 1500 rpm)	109
FIGURA 7.19 -	Velocidade da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 1500 rpm)	110
FIGURA 7.20 -	Vazão Q_1 na entrada da câmara de bombeamento (EMOS 1500 rpm).....	111
FIGURA 7.21 -	Área de abertura do orifício de retorno (EMOS 1500 rpm)....	112
FIGURA 7.22 -	Vazão Q_2 na saída do retorno (EMOS 1500 rpm).....	113

FIGURA 7.23 -	Vazão Q_3 pela válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).....	114
FIGURA 7.24 -	Vazão Q_{inj} do combustível injetado para dentro da câmara de combustão (EMOS 1500 rpm).....	115
FIGURA 7.25 -	Abertura da janela de entrada de óleo combustível (EMOS 2000 rpm)	116
FIGURA 7.26 -	Deslocamento do pistão dosador-distribuidor (EMOS 2000 rpm).....	117
FIGURA 7.27 -	Velocidade do pistão dosador-distribuidor (EMOS 2000 rpm)	118
FIGURA 7.28 -	Pressão na câmara de bombeamento (EMOS 2000 rpm).....	119
FIGURA 7.29 -	Pressão na câmara de descarga (EMOS 2000 rpm).....	120
FIGURA 7.30 -	Deslocamento da válvula de descarga (EMOS 2000 rpm).....	121
FIGURA 7.31 -	Velocidade da válvula de descarga (EMOS 2000 rpm).....	122
FIGURA 7.32 -	Área de abertura da válvula de descarga (EMOS 2000 rpm)...	123
FIGURA 7.33 -	Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 2000 rpm)	124
FIGURA 7.34 -	Velocidade da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 2000 rpm)	125
FIGURA 7.35 -	Vazão Q_1 na entrada da câmara de bombeamento (EMOS 2000 rpm)	126
FIGURA 7.36 -	Área de abertura do orifício de retorno (EMOS 2000 rpm)....	127
FIGURA 7.37 -	Vazão Q_2 na saída do retorno (EMOS 2000 rpm).....	128
FIGURA 7.38 -	Vazão Q_3 pela válvula de descarga (EMOS 2000 rpm).....	129
FIGURA 7.39 -	Vazão Q_{inj} do combustível injetado para dentro da câmara de combustão (EMOS 2000 rpm).....	130
FIGURA 7.40 -	Abertura da janela de entrada de óleo combustível (EMOS 2500 rpm).....	131
FIGURA 7.41 -	Deslocamento do pistão dosador-distribuidor (EMOS 2500 rpm).....	132
FIGURA 7.42 -	Velocidade do pistão dosador-distribuidor (EMOS 2500 rpm).....	133

FIGURA 7.43 -	Pressão na câmara de bombeamento (EMOS 2500 rpm).....	134
FIGURA 7.44 -	Pressão na câmara de descarga (EMOS 2500 rpm).....	135
FIGURA 7.45 -	Deslocamento da válvula de descarga (EMOS 2500 rpm).....	136
FIGURA 7.46 -	Velocidade da válvula de descarga (EMOS 2500 rpm).....	137
FIGURA 7.47 -	Área de abertura da válvula de descarga (EMOS 2500 rpm)...	138
FIGURA 7.48 -	Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 2500 rpm).....	139
FIGURA 7.49 -	Velocidade da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 2500 rpm).....	140
FIGURA 7.50 -	Vazão Q_1 na entrada da câmara de bombeamento (EMOS 2500 rpm)	141
FIGURA 7.51 -	Área de abertura do orifício de retorno (EMOS 2500 rpm)....	142
FIGURA 7.52 -	Vazão Q_2 na saída do retorno (EMOS 2500 rpm).....	143
FIGURA 7.53 -	Vazão Q_3 pela válvula de descarga (EMOS 2500 rpm).....	144
FIGURA 7.54 -	Vazão Q_{inj} do combustível injetado para dentro da câmara de combustão (EMOS 2500 rpm).....	145
FIGURA 7.55 -	Motor a 2500 rpm, $\frac{1}{4}$ do curso do curso da alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja – EMOS (média de 64ciclos).....	146
FIGURA 7.56 -	Pressão na câmara de bombeamento - $\frac{1}{4}$ do curso do curso da alavanca do acelerador,(EMOS 2500 rpm).....	147
FIGURA 7.57 -	Pressão na câmara de descarga - $\frac{1}{4}$ do curso do curso da alavanca do acelerador,(EMOS 2500 rpm).....	148
FIGURA 7.58 -	Deslocamento da válvula de descarga - $\frac{1}{4}$ do curso do curso da alavanca do acelerador,(EMOS 2500 rpm).....	149
FIGURA 7.59 -	Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor - $\frac{1}{4}$ do curso do curso da alavanca do acelerador,(EMOS 2500 rpm)	150
FIGURA 7.60 -	Vazão Q_{inj} do combustível para dentro da câmara de combustão - $\frac{1}{4}$ de aceleração (EMOS 2500 rpm).....	151
FIGURA 7.61 -	Pressão na câmara de bombeamento - mola modificada (EMOS 1500 rpm).....	152

FIGURA 7.62 -	Pressão na câmara de descarga - mola modificada (EMOS 1500 rpm)	153
FIGURA 7.63 -	Deslocamento da válvula de descarga - mola modificada (EMOS 1500 rpm).....	154
FIGURA 7.64 -	Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor – mola modificada (EMOS 1500 rpm).....	155
FIGURA 7.65 -	Vazão Q_{inj} de combustível injetado para dentro da câmara de combustão - mola modificada (EMOS 1500 rpm).....	156
FIGURA A 1-1.	Grupos construtivos da bomba e suas funções.(BOSCH - Apostila técnica).....	168
FIGURA A 1-2.	Fases do curso do pistão e corte esquemático da válvula de descarga.(BOSCH - Apostila técnica).....	170
FIGURA A.3.1-	Abertura da janela de entrada de óleo combustível (EMOS 1500 rpm).....	174
FIGURA A.3.2-	Deslocamento do pistão dosador-distribuidor (EMOS 1500 rpm)	175
FIGURA A.3.3-	Velocidade do pistão dosador-distribuidor (EMOS 1500 rpm)	176
FIGURA A.3.4-	Pressão na câmara de bombeamento (EMOS 1500 rpm).....	177
FIGURA A.3.5-	Pressão na câmara de descarga (EMOS 1500 rpm).....	178
FIGURA A.3.6-	Deslocamento da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).....	179
FIGURA A.3.7-	Velocidade da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).....	180
FIGURA A.3.8-	Área de abertura da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm)...	181
FIGURA A.3.9-	Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 1500 rpm).....	182
FIGURA A.3.10	Velocidade da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 1500 rpm).....	183
FIGURA A.3.11	Vazão Q_1 na entrada da câmara de bombeamento (EMOS 1500 rpm).....	184
FIGURA A.3.12	Área de abertura do orifício de retorno (EMOS 1500 rpm)....	185
FIGURA A.3.13	Vazão Q_2 na saída do retorno (EMOS 1500 rpm).....	186

FIGURA A.3.14	Vazão Q_3 pela válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).....	187
FIGURA A.3.15	Vazão Q_{inj} do combustível injetado para dentro da câmara de combustão (EMOS 1500 rpm).....	188

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - Vegetais com culturas já desenvolvidas e suas respectivas porcentagens de óleo.....	22
TABELA 2.2 - Vegetais nativos e suas respectivas porcentagens de óleo.....	23
TABELA 2.3 - Propriedades físicas de óleos vegetais.....	25
TABELA 2.4 - Características do óleo vegetal transesterificado (etanolizado)...	27
TABELA 2.5 - Porcentagem de ácido linoleico na constituição do éster.....	30
TABELA 5.1 - Propriedades do Óleo Diesel Padrão (para ensaios de consumo e emissões veiculares).....	71
TABELA 5.2 - Propriedades do Éster Metílico de Óleo de Soja.....	72

LISTA DE SÍMBOLOS

p	pressão
V	velocidade média do fluxo de massa numa secção transversal
x	distância medida ao longo da linha de alta pressão
t	tempo
ρ	massa específica de combustível
c	velocidade da onda de pressão
K	módulo de elasticidade volumétrica do combustível
A	área da secção transversal do tubo de alta pressão
S	comprimento da secção transversal do tubo de alta pressão
τ	tensão de cisalhamento de origem viscosa
D	diâmetro interno da tubulação de alta pressão
p_b	pressão na câmara de bombeamento
V_b	volume máximo da câmara de bombeamento
A_v	área da válvula de descarga
S_v	deslocamento da válvula de descarga
A_p	área do pistão da bomba injetora
S_p	deslocamento do pistão da bomba injetora
V_p	velocidade do pistão da bomba injetora
V_v	velocidade da válvula de descarga
Q_1	vazão volumétrica de combustível que entra na câmara de alimentação pela janela de alimentação
Q_2	vazão volumétrica de combustível que sai pela câmara de bombeamento pela janela de descarga
Q_3	vazão volumétrica de combustível que escoa através da válvula de descarga
P_d	pressão na câmara de descarga
V_d	volume na câmara de descarga
Q_{zd}	vazão volumétrica de combustível definida pela ação da bomba injetora na entrada da tubulação de alta pressão

g	aceleração da gravidade
m_v	massa da válvula de descarga
F_{cp1}	pré-carga da mola da válvula de descarga
k_v	coeficiente de mola da válvula de descarga
f_v	coeficiente viscoso
P_a	pressão de alimentação
C_d	coeficiente de descarga
p_{inj}	pressão de injeção
A_{ag}	área da agulha do injetor
S_{ag}	deslocamento da agulha do injetor
Q_{zu}	vazão de entrada no bico
v_{ag}	velocidade da agulha do injetor
p_{cinj}	pressão na câmara do injetor
p_c	pressão na câmara de combustão

RESUMO

MÓDOLO, D. L. (1.998). *Desenvolvimento de um modelo matemático para simulação de sistema de injeção para motores do ciclo diesel com bomba rotativa utilizando éster metílico de óleo de soja*. São Carlos, 1.998. Tese de Doutorado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

O aumento da potência específica dos motores diesel utilizados nas mais diversas aplicações e a necessidade de rápidas respostas às exigências de mercado impõem importantes mudanças no projeto de componentes específicos desses motores.

Isto também resulta em alterações no projeto do sistema de injeção que tem por função a medida e distribuição, sob pressão, do combustível para o cilindro, enquanto controla o processo de combustão da mistura ar-combustível.

O sistema de injeção deve ser capaz de fornecer taxas adequadas de combustível para um bom desempenho em todas as condições de carga e rotação previstas para o motor. Surge, então, a conveniência de sua simulação, que economiza tempo na identificação e solução de problemas relacionados ao projeto e funcionamento.

O objetivo deste trabalho é estudar esse fenômeno transiente a partir de um modelo matemático fundamentado na propagação de ondas de pressão na linha de descarga. Inclui também uma descrição precisa das características geométricas e físicas do sistema, assim como as expressões matemáticas que descrevem a dinâmica do fluido e dos componentes mecânicos.

Os resultados são comparados aos experimentais correspondentes a diversas condições de ensaio. Os valores observados são obtidos por meio de transdutores de pressão colocados em pontos convenientes da bomba, linha e injetor para a posterior comparação com os resultados simulados.

Tudo isto facilita o entendimento detalhado da operação dos componentes individuais do sistema e a influência dos parâmetros do projeto.

Para a realização do trabalho, utilizou-se um sistema de Bomba distribuidora VE (rotativa) da Robert Bosch do Brasil montada em um motor diesel de câmara dividida, 1.6 litros, 4 cilindros da VW do Brasil. O combustível empregado é o éster metílico de óleo de soja.

A montagem da bancada para o ensaio, assim como os resultados das comparações entre os valores simulados e experimentais são apresentados, seguidos de uma revisão crítica.

Palavras-chave: simulação, sistema de injeção diesel, combustível alternativo.

ABSTRACT

MÓDOLO, D. L. (1.998). *Development of a mathematical model for simulation of diesel fuel injection system with rotative pump using methyl soybean oil ester*. São Carlos, 1.998. Tese de Doutorado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The increase of the specific potency of the diesel engines used in several different applications and the need of fast reactions to the market demands imposes important changes in the project of specific components of those engines.

It also results in alterations in the project of the injection system that has for function the measure and distribution, under pressure, of the fuel for the cylinder, while it controls the process of combustion of the air-fuel mixture.

The injection system should be capable of supplying adapted rates of fuel for a good performance in any load and rotation conditions of the engine. Such simulation is of great importance due to time saving in the identification and solution of problems related to the project and operation.

The aim of this research is to study that transient phenomenon starting from a mathematical model based on the pressure waves propagation in the discharge line. It is also presented a precise description of geometrical and physical characteristics of the system, as well as the mathematical expressions that describe the dynamics of the fluid and of the mechanical components.

The simulation results are compared to the experimental ones corresponding to several test conditions. The observed values are obtained by means of pressure transducers placed in convenient points of the injection pump, discharge line and injector for the posterior comparison with the simulate results.

All this facilitates the detailed understanding of the individual components operation of the system and the influence of the project parameters.

For the accomplishment of this research, a diesel injection system with rotative pump (Distributor type - BOSCH VE) was used in an IDI Volkswagen diesel engine, 1.6 liters, 4 cilindres. Methyl soybean oil ester was used as an alternative fuel.

Experimental apparatus are described, as well as comparitions between simulated and experimental results are then presented, followed by a critical review of the results.

Keywords: simulation, diesel fuel injection system, alternative fuel.

1. INTRODUÇÃO

1.1. A importância do sistema de injeção na evolução dos motores diesel

Os motores diesel têm se caracterizado, desde sua criação, pelo seu vasto campo de aplicações. Constroem-se desde motores de pequena potência utilizados para movimentar bombas na exploração de ouro próximo às margens de rios (como na Amazônia), motores para automóveis de passeio, caminhões, motores estacionários em geradores de energia elétrica até enormes motores de navios, de elevada potência.

A forma como transformam a energia química em trabalho sobre o pistão dentro do cilindro, assim como sua forma construtiva, atribuem-lhes vantagens potenciais em relação aos motores de ignição por centelha. Entre elas, podem-se citar:

- Alta eficiência térmica, graças à elevadas taxas de compressão e ao processo de combustão, esta efetuando-se com um excesso de ar.
- Baixo consumo específico (o diesel possui maior poder calorífico que a gasolina).
- possibilidade de utilização de sobrealimentação (KHOVAKH, 1.979), sem limitação de ocorrência de detonação e pré-ignição comuns aos motores de ignição por centelha, com o aproveitamento energético dos gases de descarga, e
- Maior durabilidade da vida do motor. Isto se deve ao fato do motor ser construído de maneira mais robusta para poder suportar altas taxas de compressão necessárias para que sejam atingidas a temperatura de auto-ignição do combustível. Pode-se acrescentar ainda a partida do motor bastante fácil em tempo de muito frio.
- Menor risco de incêndio, uma vez que o óleo combustível é menos volátil que a gasolina e os vapores só se inflamam a 80°C, ao contrário dos 20°C da gasolina.

Esta característica o torna mais indicado em aplicações marítimas em relação ao motor de ignição por centelha (OBERT, 1.968).

A essas características, que inicialmente viabilizaram o motor diesel, somam-se hoje inúmeras evoluções conseguidas através da pesquisa do projeto de partes individuais (como a câmara de combustão, no sentido de otimizar o processo de combustão), técnicas de fabricação e o desenvolvimento de novos materiais de construção mecânicas, que melhoraram as características de durabilidade, desempenho e relação peso-potência.

A constante busca pela melhora da relação peso-potência dos motores fez com que surgisse a chamada geração dos motores diesel rápidos (de elevada rotação). Isto aumentou o campo de aplicação desses motores, tornando-os viáveis em aplicações outrora desfavoráveis.

Como consequência imediata, tornou-se de extrema importância controlar e reduzir a duração do tempo de injeção (RICARDO, 1.964).

Para compreender a importância deste fato, deve-se entender as etapas do processo de combustão deste tipo de motor simplificada e descritas a seguir:

- atraso de ignição do combustível, que é o tempo entre o início da injeção e a formação de quantidade observável de focos de combustão (VENANZI, 1991).
Corresponde ao tempo acumulado nos períodos de atraso físico e químico;
- elevação rápida de pressão na câmara de combustão, promovida pela ignição da mistura vapor de combustível-ar formada no período de atraso de ignição;
- elevação controlada de pressão, regulada pela taxa de injeção, obtida pela queima da mistura formada após o início da ignição;

- queima no tempo de expansão, após o término da injeção da mistura remanescente na câmara de combustão, distribuída de maneira heterogênea na câmara de combustão no período de atraso de ignição.

O período de atraso físico é o intervalo de tempo compreendido entre o início da injeção e o momento em que são atingidas as condições termodinâmicas adequadas para a reação ocorrer. Nele, o combustível é atomizado, vaporizado e sua mistura com o ar tem a pressão e a temperatura elevadas.

O chamado atraso químico é o período imediatamente posterior ao atraso físico e está compreendido entre o início lento da reação e o instante em que a inflamação se estabelece efetivamente. Seu valor depende da relação combustível-ar local.

Como se pode notar, as várias fases do processo de combustão estão diretamente relacionadas ao comportamento do sistema de injeção, tanto no que se refere à precisão de dosagem quanto à sua distribuição e atomização do combustível na câmara de combustão. Justifica-se, deste modo, o grande empenho no projeto e fabricação desses sistemas.

Por consequência, o sistema de injeção está diretamente relacionado ao desempenho do motor.

1.2. Relação entre o sistema de injeção e o desempenho do motor

O sistema de injeção tem grande influência sobre os seguintes parâmetros do motor.

- (a) potência,
- (b) consumo específico,
- (c) fumaça,
- (d) ruído
- (e) óxidos de nitrogênio
- (f) partículas.

Os primeiros quatro parâmetros sempre foram de grande importância em motores diesel. NOx e HC vêm ganhando mais importância de alguns anos para cá quando os países de primeiro mundo começaram a mudar as legislações relacionadas ao meio ambiente.

Embora as discussões que se seguem estejam mais relacionadas à motores de injeção direta, muitas das conclusões são de grande aplicação.

A figura 1.1 mostra um diagrama de taxa de injeção e da taxa de liberação de calor típico de um motor diesel de injeção direta com taxa de compressão de 16:1. Um fator de vital importância na combustão é o atraso de ignição.

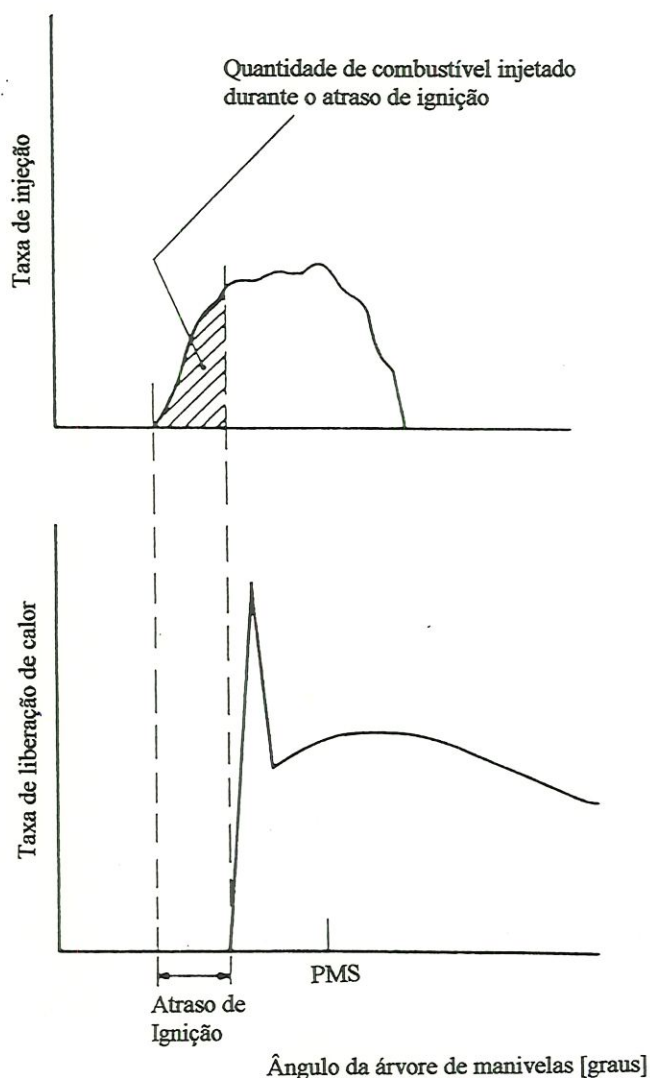


Figura 1.1 - Taxa de injeção e taxa de liberação de calor (GLIKIN, 1985).

A duração do atraso da ignição depende da temperatura instantânea de compressão do cilindro no ponto de ignição. Quanto maior a temperatura, menor o atraso.

Desta forma, este afeta o processo de queima pois o combustível injetado durante este período (região sombreada mostrada na figura 1.1) mistura com o ar, inflamando-se ao mesmo tempo, ocorrendo por conseguinte uma rápida liberação de calor e aumento de pressão dentro do cilindro. O combustível injetado após o atraso de ignição queima mais lentamente, dando uma taxa de liberação de calor mais gradual.

O consumo específico e ruído da combustão estão diretamente relacionados ao diagrama de liberação de calor. A formação de fumaça e NOx depende tanto da relação local da mistura ar/combustível como também do diagrama de liberação de calor.

Consumo específico, fumaça, ruído da combustão e NOx serão tratados mais detalhadamente a seguir.

1.2.1. Consumo específico de combustível (CEC)

O consumo específico de combustível (CEC) é função direta da taxa de liberação de calor e teoricamente seria mínimo se todo o calor fosse liberado instantaneamente no ponto morto superior (PMS).

Na prática, o CEC é reduzido quando é aumentada a taxa de injeção (e portanto a taxa de liberação de calor), porém ensaios realizados por GREEVES (1.979) mostraram que existe um limite máximo para a taxa de injeção, além da qual não há redução no CEC.

É conhecida como a demanda máxima utilizável e para qualquer motor é função do turbilhonamento (quanto maior o turbilhonamento, menor o seu valor).

A figura 1.2 mostra o CEC como função do ponto de injeção quando a taxa de injeção é aumentada. Pode-se notar que para uma taxa de injeção maior, deve-se atrasar o ponto de injeção para que seja obtido um CEC mínimo.

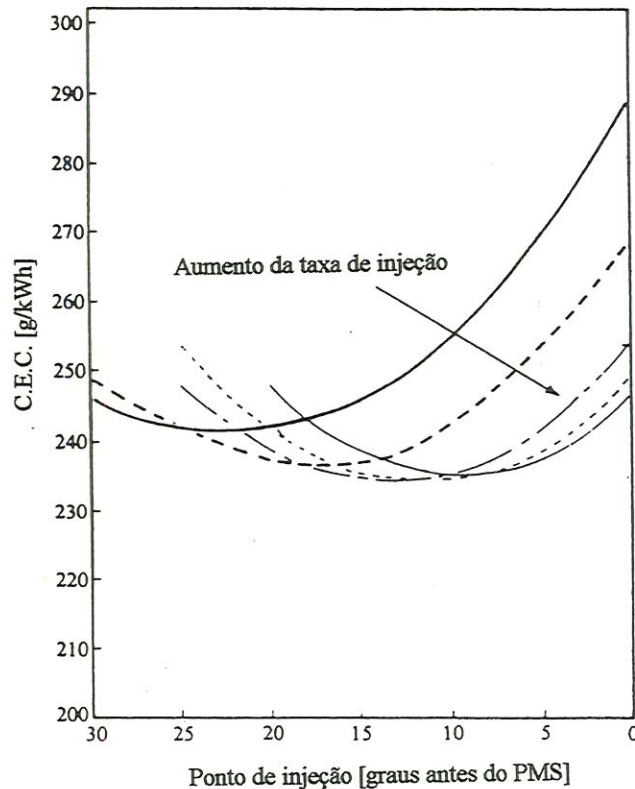


Figura 1.2 - Consumo específico em função do ponto e taxa de injeção (GREEVES 1979)

1.2.2. Fumaça

A fumaça negra surge da fase de difusão da combustão. O combustível pré-misturado não gera fumaça negra.

Durante a difusão da queima, a geração de fumaça aumenta caso sejam atingidas altas temperaturas nas regiões ricas no jato, e ocorre mais frequentemente em breves períodos após o atraso de ignição (KHAN et alli, 1.973 e GREEVES et alli, 1.981).

Portanto, uma melhor qualidade da mistura ar/combustível (resultantes de maior taxa de injeção ou maior turbilhonamento) reduz a fumaça, assim como faz o turbocarregamento, particularmente quando combinado com intercooler.

1.2.3. Ruído

O ruído na combustão é função, principalmente, do aumento repentino da pressão no cilindro e por isso está relacionado à magnitude do primeiro pico no diagrama de liberação de calor (RUSSELL, 1.977).

Plotando-se a máxima taxa de liberação de calor contra o ruído da combustão, tem-se a figura 1.3.

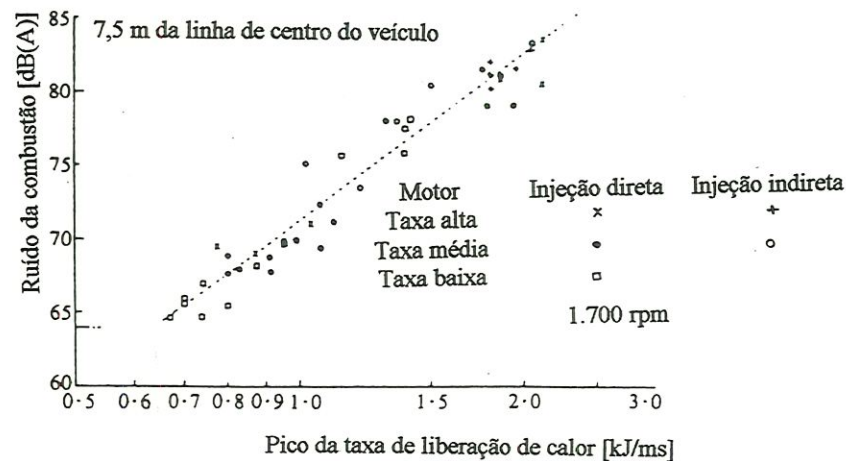


Figura 1.3 - Relação entre o ruído da combustão e o pico da taxa de liberação de calor (RUSSEL & CAVANAGH, 1977)

Desde que o pico no diagrama de liberação de calor depende do combustível injetado durante o período de atraso da ignição, conclui-se que o modo de diminuir o ruído é reduzindo-se o atraso da ignição e controlando-se a taxa de injeção durante este período.

Deve-se notar que o ruído total do motor é a soma do ruído mecânico e da combustão no motor. Em alguns motores, o ruído mecânico é de mesma magnitude do ruído da combustão. Nesses motores, a redução de ruído da combustão somente é significativa se houver algum meio de reduzir o ruído mecânico.

1.2.4. Óxidos de nitrogênio (NO_x)

Óxidos de nitrogênio surgem da oxidação do nitrogênio atmosférico. A quantidade de NO_x formado aumenta caso existam altas temperaturas em regiões pobres do jato. Neste caso, a formação de NO_x é o inverso da fumaça que, conforme já dito, é formada quando existem altas temperaturas em regiões ricas do jato. Portanto, não é de se surpreender que os fatores que reduzem a fumaça (por exemplo alta taxa de injeção) tenha efeito contrário sobre NO_x.

Entretanto é possível, pelo aumento da taxa de injeção e atraso do ponto de injeção, ter melhores índices de fumaça e NO_x, como pode ser verificado na figura 1.4.

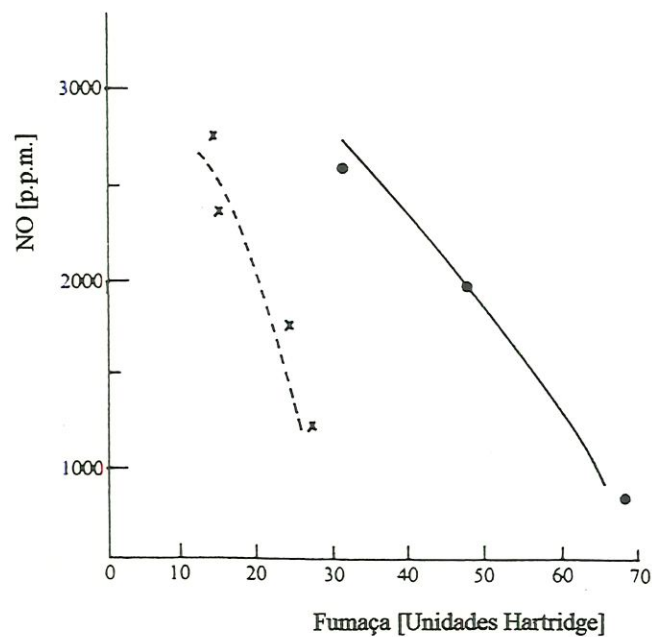


Figura 1.4 -Curvas relacionando NO_x e fumaça (RUSSEL, 1977)
 taxa normal de injeção ● — ● — ●
 alta taxa de injeção x - - - x - - - x

Observa-se que desde que o NO_x também é formado em cargas parciais, quando existe pouca formação de fumaça, é possível reduzir o NO_x total formado

durante um ciclo usando recirculação dos gases de escape, sem afetar o nível máximo de fumaça.

Desde que o CEC, fumaça e NO_x não variam na mesma direção quando são feitas mudanças na taxa de injeção, ponto de injeção e outros, a otimização do desempenho do motor não é fácil. Um meio de se considerar estes parâmetros simultaneamente é plotar um conjunto de curvas (RUSSELL, 1977), como mostrado na figura 1.5.

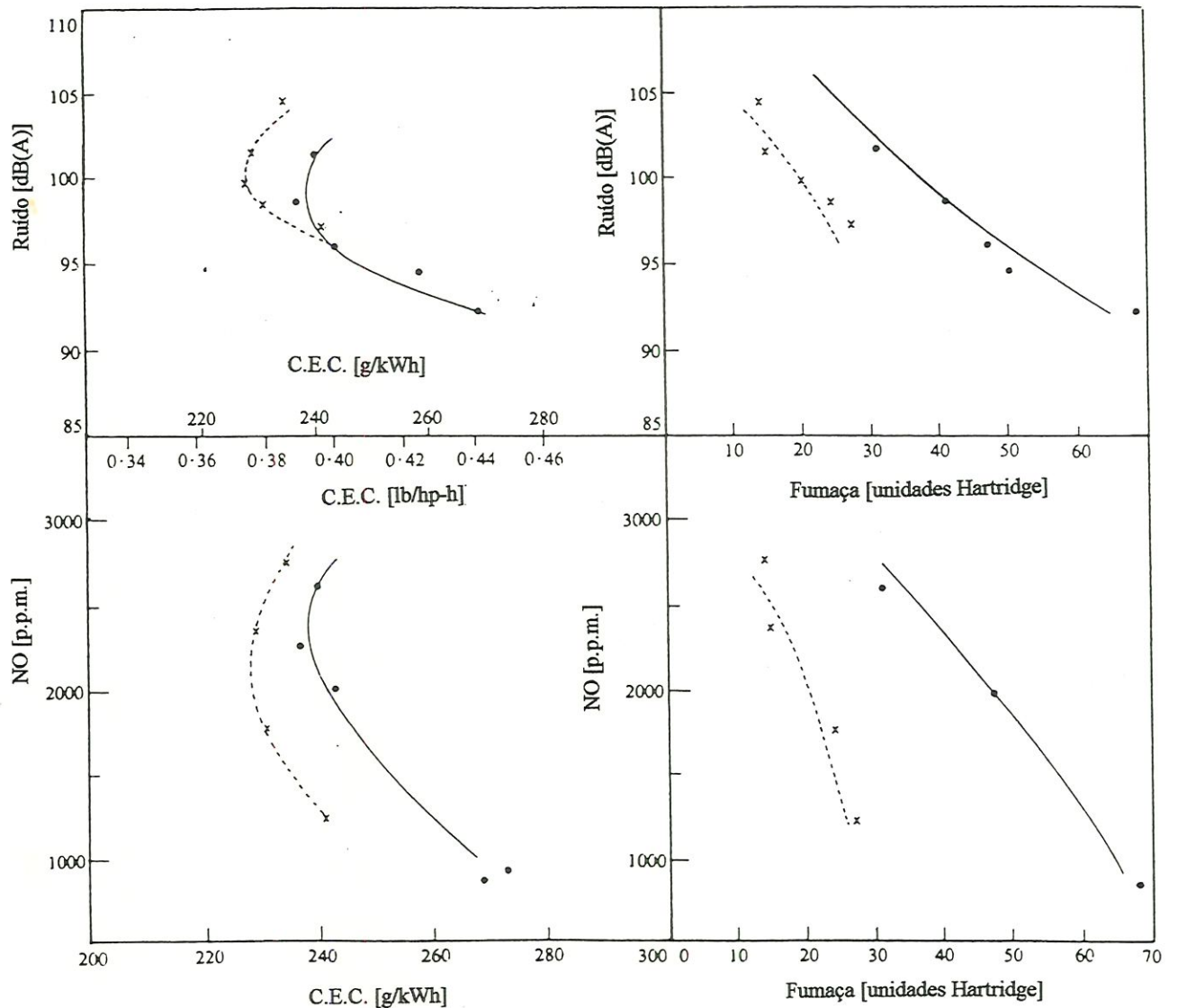


Figura 1.5 - Curvas relacionando ruído, fumaça, NO_x e CEC (RUSSEL, 1977)

taxa de injeção normal

●—●—●

alta taxa de injeção

x-----x-----x

Estas mostram o efeito de duas taxas de injeção em pontos de injeção diferentes sobre o CEC, fumaça, ruído e NOx. Pode-se notar que para esta condição do motor, a maior taxa de injeção pode, com um ganho de injeção adequado, dar o mesmo ruído que a uma menor taxa de injeção e um melhor CEC e NOx.

1.2.5. Hidrocarbonetos não queimados (HC)

A origem dos hidrocarbonetos (HC) tem sido estudada por vários pesquisadores. Demonstrou-se (GREEVES et allí, 1.977 e 1.981) que a formação dos HC em motores de injeção direta são provenientes de três origens:

(a) *Misturas demasiadamente pobres para queimar*

Estas podem ocorrer durante o período de atraso de ignição. Quando o combustível é injetado durante o atraso de ignição, uma grande quantidade de ar mistura com o jato, tornando a “resistência” da mistura na periferia do jato mais fraca. Quanto maior o período de atraso, portanto, maior será a quantidade de HC não queimados.

Demonstrou-se por experimentos que quando o período de atraso é reduzido, há um valor crítico abaixo do qual não há redução de emissões de HC e portanto a contribuição proveniente de misturas pobres tornam-se desprezíveis.

(b) *Provenientes da cavidade do injetor*

Depois do final da injeção principal de combustível, quando a agulha repousa sobre o seu assento, há uma pequena quantidade de combustível aglutinada na extremidade do injetor.

Uma fração deste combustível escapa para dentro da câmara de combustão no ciclo motor e forma emissão de HC. Tem-se mostrado que a emissão de HC desta fonte correlaciona com o volume da cavidade do injetor mais o volume do orifício do injetor.

(c) *Misturas ricas no final do ciclo motor*

Experimentos mostram que quando a descarga de combustível aumenta, a emissão de HC permanece relativamente constante até que um determinado valor da descarga seja atingida, depois da qual a emissão de HC aumenta abruptamente com um aumento da descarga. Supõe-se que seja devido à formação de misturas ricas de combustível no final do ciclo motor.

Para motores modernos, este limite é atingido acima da descarga máxima e, portanto, a emissão de HC devido a esta causa normalmente não ocorre.

Em resumo, para que se possa reduzir a emissão de HC, deve-se visar um curto atraso de ignição e um mínimo volume da cavidade do injetor.

1.2.6. Partículas

As partículas são compostas de uma fase sólida de fuligem e uma fase líquida de hidrocarbonetos não queimados que se condensam no escapamento do motor em temperaturas abaixo de 52°C.

GREEVES et alli (1.981) verificou para motores de injeção direta e indireta, sobre um determinado campo de carga e rotação, e pontos de injeção diferentes, uma boa correlação entre partículas, fumaça e HC. A relação achada foi a seguinte:

$$\begin{array}{rcc} \text{Partículas} & = & 1,0 \times \text{Fumaça} & + & 0,5 \times \text{HC} \\ (\text{g/m}^3) & & (\text{g/m}^3) & & (\text{g/m}^3) \end{array}$$

Esta relação não é válida para uma grande variedade de motores ou combustíveis. Entretanto, parece mostrar que as partículas podem ser reduzidas pelas medidas que reduzem a fumaça e o HC.

1.3. Características ideais de um sistema de injeção diesel

Segundo KHOVACH (1.979), para que a combustão nos motores diesel ocorra da forma mais eficiente, independentemente do tempo disponível para se efetuar, um sistema de injeção diesel deve ter as seguintes características:

- no início da injeção, durante o período de atraso de ignição, a taxa de fornecimento de combustível ao motor deve ser elevada. Entretanto, um limite superior para esta taxa, deve ser respeitado. Caso contrário, a taxa de elevação da pressão no cilindro, no início efetivo do processo de combustão, pode gerar um aumento significativo nos níveis de esforços dinâmicos a que os componentes do motor ficam submetidos, com conseqüente aumento de ruído de funcionamento;
- após o período de atraso mencionado acima, o fornecimento de combustível deve continuar a se desenvolver com gradiente positivo, porém de menor valor. Simultaneamente, é necessário continuar providenciando uma boa atomização do combustível para que suas gotículas atinjam os pontos mais remotos da câmara de combustão, mantendo a preparação de uma mistura de vapor combustível-ar adequada para a queima;
- o encerramento da injeção deve ser abrupto. Isto evita a formação de gotas grandes e de pequena energia cinética que provocam a geração de fuligem; uma quantidade insuficiente de ar presente nas proximidades do injetor impede a queima completa da carga remanescente, poluindo a atmosfera.

Em resumo: o sistema de injeção diesel deve ser composto por elementos que lhe permita iniciar e controlar o processo de combustão, capacitando-o para dosar, seguindo uma curva de injeção no tempo, quantidades adequadas de combustível atomizado e bem distribuído na câmara de combustão.

É importante verificar que os níveis de pressão e os tempos envolvidos nesta aplicação dificultam sobremaneira a utilização de qualquer outro tipo de sistema de injeção em substituição ao mecânico.

Convém ressaltar ainda, que essas funções devem ser realizadas com precisão, em todas as condições de carga e rotação previstas para o funcionamento do motor e com suprimento idêntico de combustível, em cada ciclo, para todos os cilindros do motor.

Para avaliar os parâmetros do processo de injeção, e para determinar a quantidade de combustível fornecido pelo injetor, utilizam-se as características diferenciais e integrais de injeção.

As características diferenciais da injeção constituem uma dependência entre a vazão volumétrica (ou de massa) de fornecimento de combustível do atomizador do injetor e o tempo a um ângulo de giro do eixo do came de acionamento do pistão dosador da bomba injetora. Ao analisar o ciclo de trabalho do motor diesel, constroem-se as características diferenciais da injeção em função do ângulo de giro da árvore de manivelas do motor (mostrada na curva 1 da figura 1.6).

O eixo das abcissas mostra o ângulo de giro da árvore de manivelas e nas ordenadas o valor do fornecimento volumétrico de combustível por grau do árvore de manivelas. Na figura também podem ser visualizados o início e o fim da injeção.

As características integrais da injeção determinam a quantidade de combustível injetado do atomizador do injetor durante um determinado intervalo de tempo de fornecimento. Graficamente, o valor do volume injetado é representado pela área sombreada da figura 1.6.

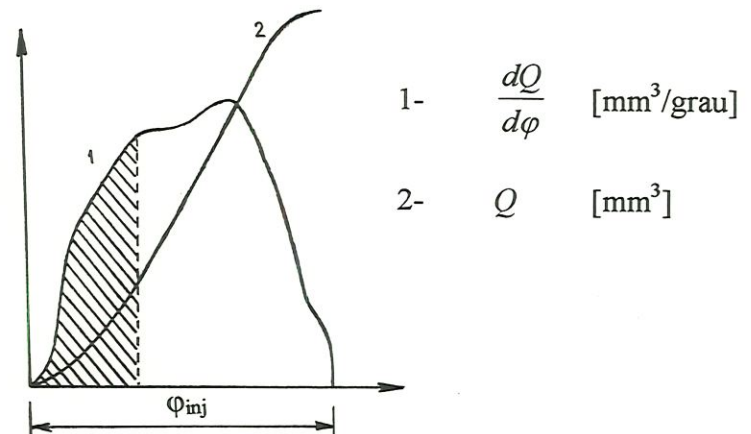


Figura 1.6 - Curva de injeção típica de motores diesel rápidos (KHOVAC, 1979).

1.4. Objetivos deste trabalho

No dimensionamento de sistemas de injeção, deve-se considerar não somente as características geométricas do sistema, mas também o complexo fenômeno físico que ocorre nos vários elementos mecânicos do mesmo.

Conforme já mostrado anteriormente, as características de injeção de combustível em motores diesel têm uma forte influência sobre o desempenho do motor, emissões de gases não queimados e ruídos.

A otimização do sistema de injeção é uma tarefa bastante difícil, sendo praticamente impossível quando considerados apenas ensaios de bancada.

Em vista disto, é de interesse desenvolver não somente um aparato experimental e metodologias para análise do sistema de injeção, como também modelos matemáticos confiáveis capazes de simular o seu desempenho.

Estes modelos, por um lado permitem identificar rapidamente e economicamente tendências de melhorias para os sistemas já existentes assim como os novos, como injetores e válvulas eletronicamente controladas, ou unidades de bombas injetoras. Por outro lado, permitem interpretar resultados experimentais, observando a influência de cada parâmetro do sistema sobre o fenômeno observado.

Os objetivos deste trabalho são:

- Propor um modelo matemático destinado à simulação de sistema de injeção de bomba distribuidora rotativa com um único elemento dosador-distribuidor, destinado a motores diesel rápidos utilizados em comerciais leves.
- Mostrar o comportamento do sistema de injeção para um combustível alternativo, no caso, o éster metílico de óleo de soja, que tem se mostrado como uma alternativa muito viável em relação ao diesel, além de ser uma fonte renovável de energia.

A opção por este tipo de sistema é devida ao fato de na literatura revista não se encontrar material a respeito e também que a tendência atual é a utilização cada

vez maior deste tipo de sistema de injeção em motores de alta rotação por serem mais adequados. Além disto, este tipo de unidade injetora é mais compacto e portanto torna-se uma opção mais apropriada à redução dos custos de produção nestes tempos de recessão.

O modelo foi implementado em MATLAB/SIMULINK pela facilidade gráfica que este software proporciona.

Permite visualizar as diversas características dinâmicas do sistema como o movimento das válvulas de descarga e agulha do injetor, pistão dosador, abertura da janela de alimentação de combustível; vazões pela janela de alimentação, pela bucha de retorno, pela válvula de descarga, pelo injetor para dentro da câmara de combustão e pressões dentro da câmara de bombeamento e descarga.

Os resultados das simulações efetuadas são comparados aos experimentais obtidos em ensaios de bancada.

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Evolução dos modelos

Ao longo do século, um grande número de procedimentos experimentais e teóricos foram utilizados para estudar o fenômeno físico do processo de injeção de combustível para motores do ciclo diesel.

Antes de 1.960, com a inexistência de computadores, os estudos teóricos de simulação do processo de injeção eram muito limitados, pois o equacionamento do problema exige a necessidade de extensos e demorados cálculos matemáticos. Desta forma, procedimentos não muito científicos, baseados em métodos de tentativa e erros, dominavam a fase de projeto e desenvolvimento de novos sistemas de injeção. Os estudos analíticos realizados somente após a introdução de muitas hipóteses simplificadoras.

Os primeiros modelos matemáticos da década de 30 simplificavam a operação do sistema em duas fases: pressurização do volume determinado pela bomba, tubulação de pressão e injetor e, então, a injeção através dos orifícios do injetor. O atraso que ocorre entre a pressurização da bomba e o injetor era, então desprezado. Por outro lado, as baixas rotações dos motores daquela época, os pequenos comprimentos das tubulações de pressão e as baixas pressões tornavam aquelas hipóteses aceitáveis.

Apesar das dificuldades enfrentadas, alguns pesquisadores conseguiram fazer contribuições relevantes ao procurar avaliar qualitativamente as influências das variáveis envolvidas no processo de injeção. Foram gerados estudos analíticos que, entretanto, eram válidos apenas para modelos linearizados de sistemas de injeção bastante simplificados. Os resultados eram apresentados, normalmente, na forma de gráficos para aplicações em projetos (BURMAN & DeLUCA).

Uma das primeiras contribuições relevantes relativas ao sistema de injeção de combustível é devida a DAVIS & GIFFEN em 1.931. Suas discussões faziam menção a muitas variáveis importantes do sistema: compressibilidade do sistema, deformação

elástica, propagação de ondas de pressão, atrito fluídico e características de bomba e injetor, incluído injeção secundária.

De JUAHASZ utilizou conceitos gráficos de golpe de aríete para fazer a análise de um modelo linear de um sistema típico de injeção, incluindo os elementos da linha de pressão, bomba e injetor, e um volume de fluido.

Em 1.939, GIFFEN e ROW desenvolveram um modelo composto por expressões algébricas que representavam o sistema de injeção levando em conta os efeitos de ondas de pressão na linha e os efeitos capacitivos dos volumes concentrados na bomba e injetor. Eles manusearam as equações diferenciais colocando-as na forma de diferenças finitas e acharam expressões algébricas para a solução. Este método de solução estava limitado a modelos simples do sistema de injeção devido ao tempo necessário para os cálculos matemáticos.

Várias publicações das décadas posteriores se dedicaram a apontar algumas causas de imprecisões em modelos de sistemas de injeção. Entre estas causas, salientavam-se a pressão residual na linha de alta pressão e a pressão de vapor. KREITH e EISENTADT (1.956) e LICHTAROWICZ, DUGGINS e MARKLAND (1.965) apresentaram resultados experimentais em uma ampla faixa do número de Reynolds do escoamento e da relação comprimento-diâmetro da tubulação de alta pressão.

No trabalho de GIFFEN e ROW (1.939) citado, já se observava restrições ao uso dos coeficientes de descarga fornecidos pela literatura da época. Estes preferiram usar valores determinados experimentalmente para o particular injetor considerado. Os dados de GELALLES (1.931), no qual ele testou diferentes configurações de injetores, mostraram que os coeficientes de descarga, além de dependerem da relação L/D (comprimento pelo diâmetro) e do número de Reynolds, dependem também fortemente da configuração dos reservatórios a montante dos orifícios de passagem.

A consideração dessas dependências é, ainda hoje, uma difícil tarefa, pois há uma necessidade de se montar complicados e onerosos arranjos experimentais cujos resultados têm generalidade questionável devido à grande variedade de escoamentos transientes comumente observados num processo de injeção.

Com o início da era dos computadores, KNIGHT (1.960) colocou todo o conhecimento proveniente dos estudos anteriores na forma de um programa processável digitalmente. Introduziu um modelo para atrito viscoso e cavitação na linha de alta pressão e usou o mesmo modelo proposto por GIFFEN e ROW (1.939)

Em 1.962, BECCHI construiu um modelo que compreendia uma representação detalhada da bomba e injetor, porém desprezava o atrito viscoso e a possibilidade de ocorrência do fenômeno de cavitação na linha de alta pressão. Resolveu o sistema de equações diferenciais por um método iterativo, após escrevê-las na forma das diferenças finitas.

BROWN e McCALLION, em 1.968 incluíram a atrito viscoso e a possibilidade de ocorrência de cavitação no trabalho de BECCHI. Consideraram também um modelo detalhado da válvula de descarga descrito por STONE (1.960) e resolveram o sistema de equações por outro método iterativo.

O trabalho de WALWIJK, VAN DER GRAAF e JANSEN (1.969) é também de grande importância, pois mostra a influência da geometria dos componentes no desempenho do sistema. O equipamento experimental montado por eles permitiu realmente medir o movimento da válvula de descarga e agulha do injetor, assim como as pressões em vários locais do sistema. Uma atenção especial foi dada ao movimento da válvula de descarga na simulação feita em um computador, no qual foi conseguida uma boa correlação entre os resultados experimentais e calculados.

Em 1.971, BECCHI introduziu em seu modelo considerações sobre a elasticidade da linha e condições de alimentação da bomba injetora.

Na mesma linha do trabalho de WALWIJK, VAN DER GRAAF e JANSEN (1.969), está o trabalho de HENEIN, SINGH e EL-ERIAN (1.974), os quais estudaram os efeitos da rotação, da posição da cremalheira, da rigidez da mola do injetor e do comprimento da linha de alta pressão no desempenho do sistema.

O fenômeno da cavitação tem sido modelado como um elemento de volume que aumenta ou entra em colapso, quando se observa variações de massa e de energia elástica, peculiares ao fenômeno, em trechos de um sistema discretizado. YAMAOKA e SAITO (1.973), por exemplo, definem uma grandeza que assume valores positivos ou negativos de acordo com a taxa de variação da porcentagem de vapor nos

elementos de volume considerados. Alguns autores, entretanto, assumem simplesmente pressões nulas nestes casos, como o caso de KNIGHT, B. E. (1.960) e PISCHINGER, STASKA e GAO (1.983); outros utilizam a pressão de vapor do combustível numa temperatura média de trabalho do sistema (MARCIC e KOVACIC, 1.985).

De qualquer forma, é importante frisar que numa mistura bifásica, com pequenas porcentagens de vapor em volume, o módulo de elasticidade volumétrica do fluido se reduz consideravelmente, enquanto que sua massa específica não se altera na mesma proporção. A consequência disso tudo é que a velocidade de propagação das ondas de pressão se altera influenciando, desta forma, o tempo do processo de injeção.

Embora seja praticamente impossível eliminar completamente o fenômeno da cavitação nos sistemas de injeção, é de grande valia a otimização dos projetos, de modo a reduzir significativamente esse processo.

O trabalho de SOBEL e LEHRACH (1.987) incluiu a possibilidade de flexibilidade no modelo de parâmetros do sistema (como tipo de válvula de descarga e bico injetor) além da inclusão do efeito da distensão da parede da tubulação de alta pressão no sistema.

Em 1.992 CATANIA, DONGIOVANNI e MITICA desenvolveram um método numérico implícito para a simulação de um sistema de injeção de alta pressão denominado BSBT (backward space, backward time). O método utiliza um esquema de primeira ordem de passo único na solução das equações diferenciais parciais da tubulação de alta pressão e um de segunda ordem (ou superior) na solução das equações diferenciais ordinárias da bomba e injetor. As equações não-lineares resultantes foram resolvidas pelo método de Newton-Raphson e uma versão rápida do método de eliminação de Gauss. Conseguiram, desta forma um método compacto, rápido, eficiente e estável.

MATSUI, HASEGAWA e KAWASHIMA (1.996) testaram um novo algoritmo para simulação de sistemas de injeção diesel de injeção indireta. A principal contribuição deste trabalho é a divisão não uniforme dos parâmetros distribuídos da

tubulação de alta pressão e um novo método de iteração que resultou em maior precisão computacional.

Todos os trabalhos citados anteriormente estão limitados a bombas injetoras alternativas em linha.

O único trabalho destinado ao estudo de bomba rotativa na literatura revisada é o de FICARELLA, LAFORGIA e CIPOLLA (1.990). No entanto, este trabalho não contém o equacionamento deste tipo de bomba.

O que se nota é que existe uma falta de trabalhos direcionados ao estudo de bombas rotativas destinadas ao uso em automóveis de passeio e comerciais leves que utilizam motores diesel de alta rotação.

Nos modelos mais recentes, que fazem uso de computadores, tem-se dado ênfase aos aspectos de estabilidade e convergência da solução numérica do problema. Na bibliografia revisada, observou-se uma freqüente preferência pela utilização de três métodos na solução de um sistema de equações representativas.

WYLIE et alli. (1.971) utilizaram um método previsor-corretor para resolver os sistemas de equações diferenciais ordinárias que fazem parte dos modelos da bomba injetora e bico injetor. Utilizaram o método das características para obter a vazão e a magnitude das ondas de pressão, instantaneamente, em cada trecho da linha de injeção.

MARCIC (1.985) utilizou o método de expansão de Runge-Kutta para resolver todo o conjunto de equações resultante de seu estudo. Trata o fenômeno hidrodinâmico na linha de injeção através da composição das ondas de pressão, geradas pelo movimento do pistão da bomba e refletidas, total ou parcialmente a nível do injetor, em função da posição da válvula de agulha. SOBEL e LEHRACH (1.987), FICARELLA et alli (1.990), MATSUI et alli (1.996) também utilizaram-se do método de Runge-Kutta para a resolução das equações diferenciais representativas do sistema. Da mesma forma, o método das características foi usado para a solução do equacionamento da linha de alta pressão.

BECCHI (1.971) utilizou um método iterativo para a solução simultânea de um conjunto de equações de natureza algébrica, correspondentes aos balanços de massa e energia nos elementos de volume que caracterizaram seu modelo.

É usual, em todos estes casos, aplicar-se métodos numéricos que se caracterizam pela redução automática do incremento de tempo t , sempre que um erro de aproximação, definido no próprio método, for superior a um valor pré-estabelecido (RALSTON, 1.960).

2.2 Utilização de óleos vegetais e derivados em substituição ao diesel.

O uso de óleos vegetais em substituição ao óleo diesel não é uma idéia recente. Sabe-se que já no início do século, o próprio Rudolf Diesel funcionou um de seus motores com óleo de nozes. Todavia, nesta época, os derivados do petróleo eram tão baratos que inibiram qualquer desenvolvimento nesta linha.

Após a crise do petróleo nas décadas de 70 e 80, ficou patente que nenhum país pode depender única e exclusivamente desse combustível fóssil não renovável.

O "lado bom" da crise é que devido à falta do petróleo, estimulou-se o desenvolvimento de novas fontes de energia, e no caso específico do Brasil, devido a características que lhe são peculiares, veio beneficiá-lo de modo especial. Isto porque criou uma consciência nacional para um maior aproveitamento dos seus recursos naturais, a fim de desenvolver a energia alternativa e através dela substituir paulatinamente a convencional.

Como resultado direto desta linha de pesquisas, o álcool substituiu com sucesso o uso da gasolina em motores do ciclo Otto, de tal forma que no final da década de oitenta, apoiados pelo programa nacional do álcool e meio ambiente, 97% dos automóveis de passeio fabricados e vendidos no país eram movidos por esse combustível.

Apesar de todo o esforço feito pelo governo e pelas indústrias para solidificar o plano do álcool, não foi suficiente para que o país deixasse de importar o petróleo, pois a estrutura atual de refino existente no Brasil não permite a obtenção de altas variações nas porcentagens dos seus derivados. Como é necessário produzir óleo diesel para suprir a demanda existente no país relativa ao emprego deste combustível nos veículos de transporte, é necessário continuar importando quase a mesma quantidade de petróleo.

Desta forma, os estudos dos óleos vegetais e derivados em substituição ao óleo diesel ganharam uma atenção especial. Desde a crise mundial do petróleo para cá, inúmeros trabalhos reportaram esta possibilidade.

2.2.1 Óleos vegetais

Os vegetais produtores de óleo são os mais comuns no nosso dia a dia. Pode-se dividir as suas culturas em três categorias:

- plantas cultivadas;
- plantas nativas com potencial de cultivo;
- culturas complementares.

Os vegetais produtores de óleo que já têm sua cultura desenvolvida são: algodão, mamona, amendoim, girassol, colza, soja e milho. Entre os vegetais nativos produtores de óleo, que têm a sua cultura ainda em desenvolvimento estão o dendê, o pinhão, a indaia rasteira, o piqui e a macaúba.

As tabelas 2.1 e 2.2 abaixo mostram os vegetais citados e suas respectivas porcentagens de óleo.

TABELA 2.1 - Vegetais com cultivo já desenvolvidos e suas respectivas porcentagens de óleo.

VEGETAL	TEOR DE ÓLEO %
Algodão	9,9
Mamona	50
Amendoim	42
Girassol	30
Colza	40
Soja	18
Milho	4

Fonte: MIC/STI - Produção de combustíveis líquidos a partir de óleos vegetais (1.985).

TABELA 2.2 - Plantas nativas e suas respectivas porcentagens de óleo.

VEGETAL NATIVO	TEOR DE ÓLEO %
Dendê	40
Pinhão	32
Indaia rasteira	12
Piqui	6
Macaúba	21

Fonte: MIC/STI - Produção de combustíveis líquidos a partir de óleos vegetais (1.985).

Os vegetais pertencentes às culturas complementares são: a linhaça, o tremoço, a jojoba, o côco da Bahia, o gergelim, o cártamo, o abacate, a oiticica e a cotieira.

As condições ideais para a produção em larga escala de todos esses vegetais são:

- disponibilidade de água para irrigação;
- temperatura elevada no inverno;
- elevada insolação anual;
- baixa densidade demográfica;
- disponibilidade de grandes áreas;
- terra de baixo custo.

Como se pode notar, o Brasil preenche facilmente todos os pré-requisitos necessários para a produção em larga escala destes vegetais.

2.2.2 Utilização do óleo vegetal em motores do ciclo diesel

O óleo vegetal pode ser utilizado em motores do ciclo diesel na forma *pura*, *misturado com óleo diesel em diferentes porcentagens* e *transesterificado*.

De uma forma geral, os óleos vegetais, quando não submetidos a processos corretivos suplementares apresentam diversas características indesejáveis aos motores do ciclo diesel. HUMKE e BARSIC (1.981) resumiram as principais diferenças destes em relação ao diesel:

- as viscosidades são significativamente altas;
- as densidades são pouco maiores;
- as capacidades energéticas são cerca de 10% inferiores, quando referidas à unidade de massa;
- a presença de oxigênio molecular nos óleos vegetais aumenta a razão estequiométrica combustível-ar;
- as curvas de destilação sugerem que os óleos vegetais podem sujeitar-se ao "cracking" em temperaturas que são atingidas pelo jato de combustível em motores com aspiração normal de ar.

Além destes inconvenientes, existem outros considerados importantes, que são citados em trabalhos de outros pesquisadores como SCHLAUTMAN et alli (1.986), NIEHAUS et alli (1.986), ISHII e TAKEUCHI (1.987) e SCHLICK et alli (1.988):

- facilidade de oxidação;
- formação de resíduos na câmara de combustão;
- necessidade de pré-aquecimentos;
- alto índice de odor;
- ausência de volatilidade;
- As características básicas do óleo variam substancialmente com o tipo de vegetal;
- redução de potência do motor;
- aumento do consumo.

Devido à sua composição química, que implica na alta viscosidade e ausência de volatilidade, os óleos vegetais, ao serem utilizados nos motores dão origem a uma formação muito alta de resíduos de carbono na câmara de combustão, prejudicando assim o funcionamento dos motores.

As partículas do óleo vegetal, pulverizadas pelo injetor, quando sofrem uma queima incompleta durante a combustão, ao atingirem as paredes da câmara, formam uma camada fina onde ocorre o processo de polimerização e oxidação, resultando em resíduos.

Além disso, o odor emitido pela tubulação de escape é desagradável, não sendo aconselhável admiti-lo em uso generalizado.

As características básicas dos óleos vegetais variam de acordo com a espécie da oleaginosa, limitando substancialmente, desta forma, o seu emprego em larga escala. Isto porque seria necessário que as indústrias automobilísticas fabricassem motores específicos para cada tipo de óleo vegetal (OVEG I, 1985).

A tabela 2.3 apresenta propriedades físicas de alguns óleos vegetais comparadas ao óleo diesel.

TABELA 2.3 - Propriedades físicas de óleos vegetais

Características	Dendê (polpa)	Babaçu	Amendoim	Soja	Óleo Diesel
Poder Calorífico (kcal/kg)	8946	9049	9458	9421	10950
Índice de Cetano	38-40	38	39-41	36-39	40
Viscosidade a 37,8° (cSt)	36,8	30,3	41,1	36,8	2,0-4,3
Ponto de Névoa (° C)	31,0	26,0	19,0	13,0	0
Temperatura de destilação em ° C para destilar 90% do volume (° C)	359	349	349	370	338
Resíduo de Carbono Conradson sobre 10% do resíduo (% peso)	0,54	0,28	0,49	0,54	0,35

Fonte: STERN, R.; GUIBET, J. C. e GRAILE, J. (1.983)

Das opções apresentadas quanto ao estado do óleo vegetal, a que parece mais viável tanto no aspecto técnico como no econômico é o transesterificado.

Os óleos vegetais são constituídos principalmente por triglicerídeos, formados da união de uma molécula de glicerina, com três moléculas de ácidos graxos.

O processo de transesterificação do óleo vegetal é obtido através do ataque dos triglicerídeos por etanol ou metanol na presença de catalisadores e temperatura conveniente, produzindo glicerina e ésteres de ácidos graxos. Após a reação, o álcool não consumido é destilado e a mistura de ésteres é lavada em água fria, e separada por centrifugação (MIRACEMA NUODEX).

Segundo CLARK, S. J. et alli (1.984), no caso da molécula do éster de óleo de soja, seu peso é reduzido a 1/3 do peso da molécula do óleo de origem, resultando em uma viscosidade muito menor. As moléculas do éster assemelham-se às do óleo diesel, embora possuam um átomo de oxigênio.

O Brasil é um dos poucos países que reúne vários pré-requisitos para a produção em larga escala de vegetais produtores de óleos, entre os quais pode-se citar:

- grande extensão rural;
- grande potencial agrícola;
- clima quente;
- temperatura elevada no inverno;
- poucas variações da temperatura durante o dia.

Do ponto de vista técnico, o óleo transesterificado possui as seguintes vantagens sobre o óleo diesel:

- o motor não necessita sofrer modificações, podendo assim trabalhar com ésteres, diesel ou mistura;
- emissão de um menor índice de fumaça;
- pode ser usado puro ou misturado com óleo diesel;
- as características básicas são muito semelhantes às do diesel e variam muito pouco em função do vegetal;
- produz como subproduto, a glicerina e o farelo, servindo este último para a alimentação de animais;
- isento de enxofre;
- o equipamento usado na transesterificação tem baixo custo;
- contrabalança o sistema industrial de beneficiamento do óleo.

Quanto à capacidade de produção de óleo, sabe-se que o “gargalo” das indústrias produtoras reside no beneficiamento do mesmo, tendo por conseguinte uma capacidade ociosa na parte do esmagamento e extração.

Por outro lado, para a obtenção do éster, o óleo não necessita passar pelo processo de refino, podendo ser obtido diretamente do próprio óleo bruto.

A tabela 04 apresenta algumas propriedades físico-químicos de óleos vegetais transesterificados.

TABELA 2.4 - Características do óleo vegetal transesterificado (etanolizado)

Características Técnicas	Unidade	Piqui	Milho	Mamona	Soja	Algodão	Diesel
Peso específico a 20 °C	kg/dm ³	0,865	0,876	0,919	0,875	0,875	0,805 - 0,86
Viscosidade Cinemática a 37,8 °C	cSt	5,2	5,4	21,6	4,5	6,9	2,6 - 5,39
Ponto de Fulgor V.A.	° C	186	196	208	184	184	~ 59
Ponto de Fluidez	° C	+ 5,0	- 9,0	- 3,0	----	- 3,0	≤ - 6
Destilação	50 %	336	341	326	----	340	65% = 250
Destilação	90 %	342	343	334	----	342	85% = 350
Corrosão Lâmina de Cobre	----	0	0	0	0	0	0
Cinzas	%	0	0	0	0	0	0,01
Resíduo de Carbono Conradson	%	0,25	1,5	1,25	----	1,9	0,49
Enxofre	%	0	0	0	0	0	≤ 0,8
Cor ASTM		0,5	1,5	2,0	----	1,0	≥ 2,5
Índice Diesel		60	57	39	47	57,5	≥ 53,0
Nº de acidez total	mg/KOH/g	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	2
Água	%	0	traços	0,5	0,039	traços	0,10

Fonte: PENIDO FILHO, P e MARTINS, H.; "Relatório Técnico Interno", FIAT Automóveis/Betim e Centro Tecnológico de Minas Gerais, 1.983.

Tem-se ainda que a substituição do óleo diesel por ésteres de óleos vegetais pode trazer ainda benefícios sociais como:

- aproveitamento de mão de obra não especializada;
- criação de novos empregos na agricultura;
- contribuição para uma maior fixação do homem no campo;
- ampliação das fronteiras agrícolas do país;
- contribuição para uma melhor distribuição de rendas no país;
- permite a aplicação da tecnologia brasileira não sofisticada, assimilável em qualquer região do país;
- redução de importação do petróleo;
- fortalecimento da economia brasileira;
- menor dependência externa;
- produz como subproduto o farelo (rico em proteína) que serve para alimentação do gado.

Embora existam muitas vantagens e benefícios pela substituição do óleo diesel pelos ésteres de óleos vegetais, infelizmente também ocorrem inúmeros inconvenientes. Entre eles pode-se citar:

- menor poder calorífico (em torno de 9.700 kcal/kg);
- maior consumo específico;
- altera as características do óleo lubrificante principalmente nos motores de injeção direta quando eles não são otimizados para esse tipo de combustível;
- o processo de produção é semi-contínuo;
- maior dificuldade de produção;
- não existe precedentes tecnológicos do plantio de grandes áreas;
- distância entre os centros produtores e consumidores.

Com relação ao aspecto econômico, deve-se lembrar que em 1.975, quando o motor a álcool estava sendo desenvolvido, o litro de álcool custava cerca de 4 vezes mais que o de gasolina. Em julho de 1.979, com a produção em escala industrial e

subsídio do governo, o mesmo passou a ser comercializado com seu preço cerca de 20 % inferior ao da gasolina.

Em 1.983, segundo dados do programa OVEG I (MIC/STI - Produção de combustíveis líquidos a partir de óleos vegetais, 1.985), o custo médio do éster em relação ao óleo diesel era de cerca de 1,3 vezes maior.

Hoje, após excessiva redução do preço do barril do petróleo no mercado externo, esta diferença está na casa de 5,8 vezes. Segundo dados da empresa MIRACEMA/NUODEX de Campinas, que fabrica o éster metílico de óleo de soja sob encomenda, o preço do litro do mesmo, com todos os impostos já incluídos, é de R\$ 2,32, enquanto que o preço médio do óleo diesel é de R\$ 0,40.

Como no caso do álcool, deve-se lembrar que o custo de produção em grande escala pode reduzir bastante esse valor, principalmente no caso de óleos vegetais extraídos de culturas nativas como pinhão e outros, pouco exploradas no país.

A grande vantagem da produção dos óleos vegetais é que os seus subprodutos não são poluidores, como o vinhoto produzido pelo álcool. Ao contrário, eles possuem grandes qualidades, como a glicerina, que é um combustível com um PCI de aproximadamente 3.800 kcal/kg e possui inúmeras outras aplicações, hoje não exploradas devido à falta desse produto.

Quanto à alteração das características do óleo lubrificante dos motores quando usando éster, acredita-se que o problema seja devido à formação de resíduos provenientes de reações de polimerização do óleo. Este efeito pode ser causado pela presença de grupos metilênicos, um dos quais duplamente atípico na molécula do éster linoleico que representa, em alguns tipos de óleos mais de 50 % da mistura de ésteres. Este fato favorece e induz reações de polimerização através da formação de radicais livres nas condições de alta temperatura (OVEG I, 1985).

Acredita-se que quando se utiliza ésteres provenientes de óleos vegetais de baixo teor de linoleico, os problemas relativos à diluição do óleo lubrificante e à formação de resíduos sólidos nos bicos injetores e na câmara de combustão do motor são menores do que quando se utiliza um éster com alto teor de ácido linoleico. Outro problema apresentado pelos óleos com alto teor ácido linoleico é que eles podem sofrer polimerização por ação do oxigênio e luz solar (OVEG I, 1985).

A tabela 2.5 apresenta a porcentagem de ácido linoleico de alguns óleos vegetais transesterificados.

TABELA 2.5 - Porcentagem de ácido linoleico na constituição do éster

ÉSTER	% ÁCIDO LINOLEICO
Dendê (amendoa)	2,3 %
Dendê (polpa)	9,3 %
Colza	13,5 %
Amendoim	22 %
Algodão	54 %
Milho	54 %
Soja	54 %
Cártamo	75 %
Mamona	5 %

Fonte: OVEG I - MIC/STI, "*Produção de combustíveis líquidos a partir de óleos vegetais*", Brasília, 1.985.

3. O MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático do sistema de injeção foi desenvolvido a partir dos componentes do sistema mostrado na figura abaixo.

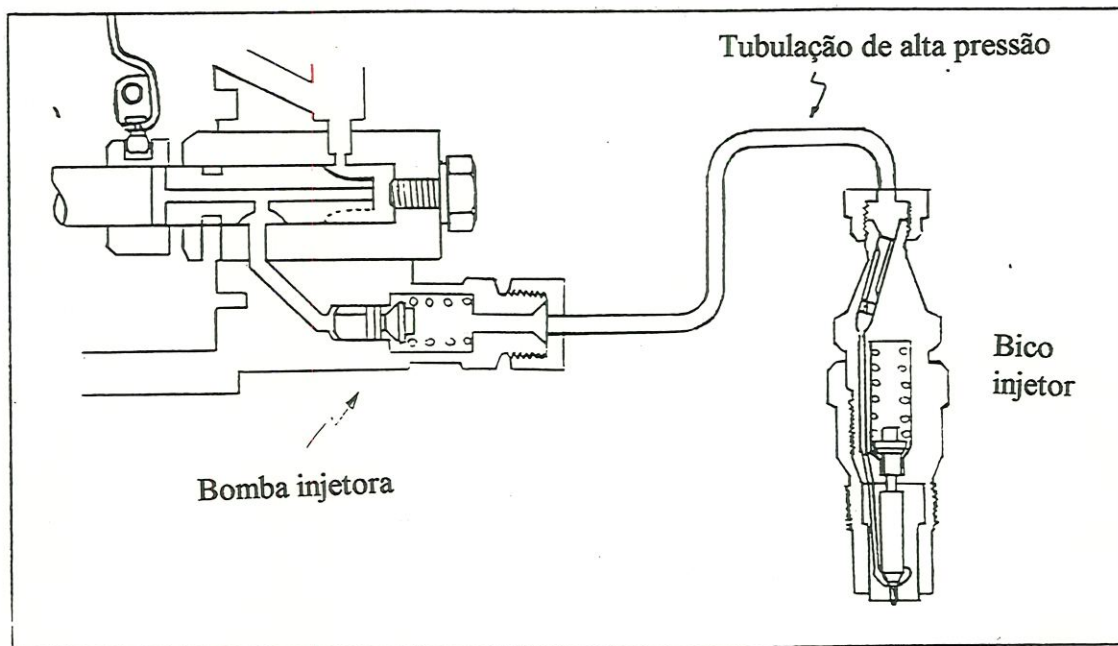


Figura 3.1 - Componentes do sistema.

O modelo foi desenvolvido com seus componentes divididos em três partes: bomba, linha de injeção (tubulação de alta pressão) e bico injetor. Inclui uma descrição precisa das características geométricas e físicas que compõem o sistema de forma a permitir uma simulação em computador do processo físico.

São incluídas as equações diferenciais ordinárias que descrevem a compressibilidade do fluido, movimento da válvula de descarga e agulha do injetor, as quais são resolvidas simultaneamente com as equações diferenciais parciais que descrevem o fenômeno de propagação de ondas na linha.

Nesse modelo, levou-se em conta as seguintes considerações:

- o efeito da compressibilidade do fluido nas várias regiões do escoamento onde se observa valores elevados de pressão e regime não permanente de escoamento;
- o efeito da viscosidade do fluido no escoamento e no movimento dos componentes do sistema;
- a dinâmica do movimento dos componentes móveis, considerando o amortecimento viscoso característico do combustível utilizado;
- a influência da geometria dos componentes, incluindo o perfil da placa came da bomba injetora e sua sincronização de funcionamento com o motor;
- o significado das singularidades existentes no sistema, principalmente orifícios de passagem;
- todas as deformações elásticas das partes sólidas do sistema devido à variações de pressão serão consideradas desprezíveis.

O modelo da linha de injeção (tubulação de alta pressão) foi desenvolvido considerando-se parâmetros distribuídos. Isto significa que todos os parâmetros relativos à inércia fluídica e perdas por atrito viscoso são distribuídos ao longo da tubulação de alta pressão. No caso da bomba e do bico injetor foi utilizado modelo de parâmetros concentrados.

Foi admitido um valor único para a pressão em cada volume concentrado de interesse. Conforme a importância do volume tratado, foi ou não levado em consideração o efeito da compressibilidade do fluido na equação da continuidade correspondente.

A linha de injeção (tubulação de alta pressão) é um conduto forçado de comprimento significativo e submetido a um regime transitório de fluido compressível. As equações que regem este tipo de escoamento são obtidas pela

aplicação das equações básicas do movimento e a equação da continuidade. Desta forma, são obtidas duas equações diferenciais parciais quase lineares de natureza hiperbólica que representam o movimento transitório do escoamento compressível do conduto citado.

Não se conhece uma solução geral destas equações, mas elas podem ser resolvidas pelo método das características (STREETER & WYLIE, 1.980), através de uma solução conveniente por diferenças finitas com um computador.

Num sistema de injeção diesel, a bomba é a principal fonte de perturbação no escoamento do fluido combustível. O pistão dosador comprime o fluido de forma que são geradas ondas de pressão que se propagam em velocidade sônica por toda a linha de injeção (tubulação de alta pressão). Estas, ao atingirem a entrada do bico injetor, são refletidas total ou parcialmente, superpondo-se a outras produzidas subsequenteamente. Esse conjunto de ondas refletidas nas diversas partes que constituem o sistema atrapalham o equilíbrio hidrodinâmico, constituindo-se em fontes secundárias de perturbações.

No equacionamento do conjunto, além da continuidade e compressibilidade do fluido em questão, faz-se também uso da segunda lei de Newton para o equacionamento das partes móveis da bomba e do bico injetor. Como resultado, obtém-se um conjunto de equações computacionalmente compatíveis com o método das características utilizado na solução da linha de injeção (tubulação de alta pressão). A solução simultânea dessas equações fornece as condições de entrada na linha de injeção.

A segunda lei de Newton do movimento também é utilizada no equacionamento das partes móveis do conjunto do bico injetor. Desta forma, as equações do modelo da bomba e do bico injetor são da mesma natureza.

Um outro dado muito importante de entrada no modelo matemático do sistema de injeção é a pressão na câmara de combustão do motor, pois esta tem muita influência sobre as condições de contorno da extremidade final da linha de injeção (tubulação de alta pressão). Neste trabalho, tomou-se o cuidado de obter os dados da pressão da câmara de combustão do motor em função do ângulo do virabrequim diretamente dos ensaios dinamométricos.

Portanto, a análise do sistema de injeção como um todo é resultado da solução simultânea do conjunto de equações que descrevem o movimento das partes móveis da bomba e do bico injetor que servem de condições de contorno para a solução das equações diferenciais parciais que descrevem o fenômeno de propagação de ondas ao longo da tubulação de alta pressão.

3.1. Linha de injeção (tubulação de alta pressão)

A linha de injeção (tubulação de alta pressão) é um conduto forçado que liga a bomba ao bico injetor. É considerado um tubo de parede grossa de comprimento significativo submetido a um regime transitório de fluido compressível. Segundo STREETER et alli (1.971), o erro no cálculo da velocidade de propagação da onda de pressão resultante da consideração das deformações desprezíveis na tubulação de alta pressão é menor que 0,5% para a máxima variação de pressão. No caso estudado, demonstrou-se no apêndice 2 que a diminuição na velocidade da onda de pressão é inferior a 1%.

Um equacionamento apropriado da dinâmica transitória do fluido dentro da linha é essencial para o sucesso do modelo do sistema, pois é dentro deste elemento que as ondas de pressão interagem e podem, portanto, ser ampliadas ou atenuadas.

Duas equações básicas da mecânica são aplicadas para a obtenção das equações diferenciais do movimento transitório: a equação da continuidade e a segunda lei do movimento de Newton. As variáveis dependentes são a pressão p e a velocidade média V numa seção transversal. As variáveis independentes são a distância x medida ao longo da linha de alta pressão desde a extremidade de montante e o tempo t ; portanto, $p = p(x, t)$, $V = V(x, t)$.

3.1.1. Equação da continuidade

Dentro da linha, o fluxo é assumido unidimensional, e as equações que o regem podem ser desenvolvidas a partir da análise do volume de controle infinitesimal dV em conduto indeformável mostrado na figura abaixo.

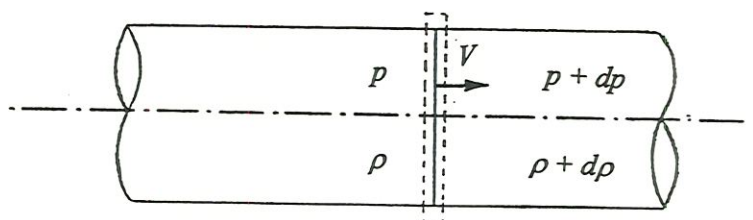


Figura 3.2 - Volume de controle elementar.

A equação da continuidade para regime variável aplicada ao volume de controle acima pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V) = 0 \quad (3.1.1)$$

ou,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (3.1.2)$$

onde:

ρ = massa específica do combustível.

V = velocidade média do fluxo de massa (normal às secções de entrada e saída do volume de controle).

As ondas de pressão responsáveis pela condição de regime não permanente são geradas inicialmente no movimento alternativo do pistão dosador da bomba injetora. Essas ondas de pressão são, posteriormente parcialmente refletidas no bico injetor, válvula de descarga, orifícios de passagem e outros componentes do sistema de injeção, que são considerados fontes secundárias de perturbação, também

responsáveis pela condição de regime não permanente do escoamento do combustível dentro da linha de alta pressão.

Essas ondas de pressão se propagam com uma velocidade c no meio fluido. Como as variações de pressão e temperatura devido à passagem de uma onda sonora são extremamente pequenas, o processo é quase reversível. Além disso, a relativa rapidez com que se processa a passagem da onda, juntamente com as pequenas variações de temperatura, tornam o processo praticamente adiabático. No limite, o processo pode ser considerado isoentrópico (STREETER & WYLIE, 1.980). Deste modo, as variações das propriedades termodinâmicas podem ser relacionadas da seguinte forma:

$$c = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}} \quad (3.1.3)$$

Em função das variáveis independentes x e t , a equação acima pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.1.4)$$

e,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3.1.5)$$

Esta equação pode ser vista sob várias formas úteis. Introduzindo-se o módulo de elasticidade volumétrica K , que é definido como:

$K = -\frac{dp}{dV/V}$, pode-se escrever c como:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (3.1.6)$$

Em um experimento montado por MATSUOKA et alli (1.976), mostrou-se que para uma dada condição experimental, a velocidade do som no óleo diesel era da

ordem de 1.370 m/s e o módulo de elasticidade volumétrica do mesmo era de $1,61 \times 10^8 \text{ kgf/m}^2$. Com a presença de vapor dissolvido na linha, esse valor reduz-se a cerca de 70% desse valor.

Verificou-se ainda, nesse mesmo experimento, que os valores de V característicos deste escoamento, são da ordem de 2% do valor de c para o mesmo escoamento ($V \ll c$).

A variação de K com a pressão está prevista no modelo, de acordo com WRIGHT (1.967).

Portanto, da observação anterior, tem-se que:

$$V \frac{\partial \rho}{\partial x} \ll \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3.1.7)$$

$$V \frac{\partial \rho}{\partial x} \ll \rho \frac{\partial V}{\partial x} \quad (3.1.8)$$

desprezando-se os termos acima na equação (3.1.2), obtém-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (3.1.9)$$

A variação da massa específica ρ do escoamento, tanto no caso do óleo diesel, como o do éster metílico de soja, é desprezível dentro da faixa de pressão de interesse. A variação de temperatura também é muito pequena nesse escoamento. Deste modo, a massa específica é considerada constante em todo o modelo matemático desenvolvido para a simulação do sistema.

Concluindo o desenvolvimento, para o escoamento estudado, a equação da continuidade toma, após a substituição da equação (3.1.5) em (3.1.9), a seguinte forma:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (3.1.10)$$

3.1.2. Equação do movimento

A segunda lei do movimento de Newton, aplicada ao volume de controle infinitesimal fornece a segunda relação entre as grandezas pressão e velocidade do escoamento de interesse que ocorre na tubulação de alta pressão. Para a sua aplicação, adota-se como sistema isolado o elemento de fluido situado entre dois planos paralelos afastados entre si de δx e normais ao eixo da tubulação, conforme mostra a figura abaixo.

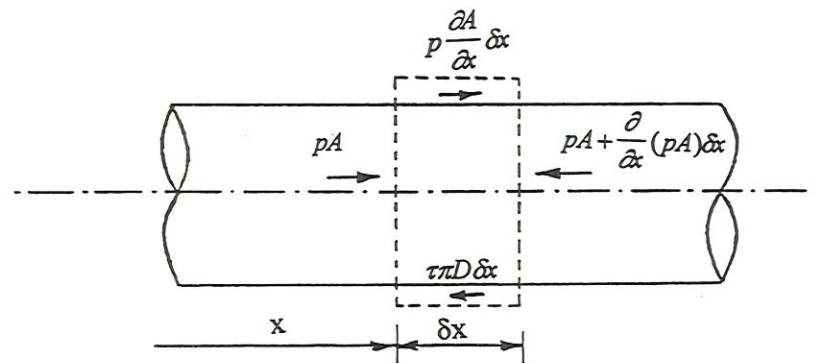


Figura 3.3 - Elemento de volume infinitesimal utilizado para a dedução da equação do movimento.

De acordo com a figura, tem-se:

$$pA - \left[pA + \frac{\partial}{\partial x}(pA)\delta x \right] - \tau S \delta x = \rho A \delta x \frac{dV}{dt} \quad (3.1.11)$$

onde:

A = área da secção transversal do tubo de alta pressão (constante)

ρ = massa específica do combustível (constante)

S = comprimento da secção transversal do tubo de alta pressão.

V = velocidade do escoamento.

p = pressão.

τ = tensão de cisalhamento de origem viscosa presente no escoamento.

Desenvolvendo a expressão acima e substituindo-se $S = \pi D$:

$$-A\delta x \frac{\partial p}{\partial x} - \tau \pi D \delta x = \rho A \delta x \frac{dV}{dt} \quad (3.1.12)$$

Dividindo-se ambos os membros por $\rho A \delta x$:

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\tau \pi D}{\rho A} = 0 \quad (3.1.13)$$

Supondo que o perfil de velocidades não se modifique substancialmente no comprimento infinitesimal do volume de controle considerado, pode-se utilizar as equações já conhecidas para escoamentos plenamente desenvolvidos para a avaliação das perdas de carga.

Nos escoamentos turbulentos em regime permanente,

$$\tau = \rho \cdot f \cdot \frac{V^2}{8}, \quad (3.1.14)$$

onde f é o coeficiente de perda de carga distribuída de Darcy-Weisbach. Como o comprimento da linha de injeção (tubulação de alta pressão) e o tempo envolvido no processo de injeção são insuficientes para a formação de uma camada limite que sirva de referência para cálculos de perda de energia em condutos forçados, serão utilizados, neste caso, coeficientes de perda de carga distribuída (f) provenientes de expressões colhidas na literatura (Hagen-Poiseuille e Blasius, respectivamente para regimes laminar e turbulento liso), calculados em cada subdivisão da tubulação como funções do número de Reynolds (R).

A equação de Hagen-Poiseuille para o escoamento laminar, válida até $R=2000$, é dada pela equação

$$f = \frac{64}{R}$$

A equação de Blasius para escoamento turbulento liso, válida até $R=100.000$ é dada pela expressão

$$f = \frac{0,316}{R^{0,25}}$$

Fazendo-se a hipótese de que o atrito viscoso para escoamento em regime transitório seja idêntico ao do regime permanente (STREETER & WYLIE, 1.993), e lembrando que $A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ tem-se que:

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{f \cdot V^2}{2D} = 0 \quad (3.1.15)$$

Como o atrito se opõe ao movimento, é conveniente que V^2 seja expresso como $V \cdot |V|$ para a introdução do sinal adequado.

Expandindo-se o termo da aceleração:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t} \Rightarrow \frac{dV}{dt} = V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \quad (3.1.16)$$

O termo $V \frac{\partial V}{\partial x} \ll \frac{\partial V}{\partial t}$, podendo desta forma ser omitido.

Portanto, a equação, em sua forma definitiva, fica reduzida à

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{f \cdot V|V|}{2D} = 0 \quad (3.1.17)$$

As equações (3.1.10) e (3.1.17) são resolvidas simultaneamente utilizando-se o método das características.

3.2. Bomba injetora

As equações do modelo matemático descrevem a ação da bomba injetora mostrada na figura 3.4.

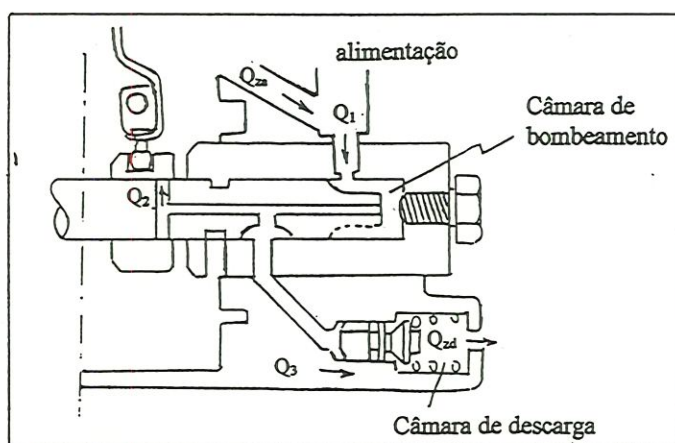


Figura 3.4 - Vista em corte da bomba injetora modelada.

No equacionamento são considerados:

- A compressibilidade do fluido através do seu módulo de elasticidade volumétrica.
- A continuidade do fluido em cada um dos volumes de controle de interesse (câmara de bombeamento, câmara de descarga...).

- A dinâmica do movimento da válvula de descarga e sua mola no ambiente viscoso em que se encontram.
- As vazões nas singularidades representadas pelas áreas de passagem fixas e variáveis.

A equação diferencial que governa a pressão dentro da câmara de bombeamento pode ser derivada da definição do módulo de elasticidade volumétrica, ou seja:

$$K = -\frac{dp}{dV/V} \quad (3.2.1)$$

Deste modo, tem-se que:

$$dp = -\frac{KdV}{V} \Rightarrow \frac{dp}{dt} = -\frac{K}{V} \frac{dV}{dt}$$

$$\text{onde } V = (V_o - A_p S_p + A_v S_v)$$

$$\text{e} \quad \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{dm}{dt}$$

$$\text{com} \quad \frac{dm}{dt} = \frac{\partial m}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial m}{\partial t}$$

$$\text{onde} \quad \frac{\partial m}{\partial t} = \rho \frac{\partial V}{\partial t} = \rho(-A_p v_p + A_v v_v)$$

$$\frac{\partial m}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \rho(Q_2 + Q_3 - Q_1)$$

$$\therefore \frac{dV}{dt} = -(A_p v_p - A_v v_v + Q_1 - Q_2 - Q_3)$$

Portanto

$$\frac{dp_b}{dt} = \frac{K}{V_b + A_v S_v - A_p S_p} [A_p v_p - A_v v_v + Q_1 - Q_2 - Q_3] \quad (3.2.2)$$

onde:

K = módulo de elasticidade volumétrica

p_b = pressão na câmara de bombeamento

V_b = volume máximo da câmara de bombeamento

A_v = área da válvula de descarga

S_v = deslocamento da válvula de descarga

A_p = área do pistão

S_p = deslocamento do pistão

v_p = velocidade do pistão

v_v = velocidade da válvula de descarga

Q_1 = vazão volumétrica de combustível que entra na câmara de alimentação pela janela de alimentação.

Q_2 = vazão volumétrica de combustível que sai da câmara de bombeamento pela janela de descarga.

Q_3 = vazão volumétrica de combustível que escoar através da válvula de descarga.

Analogamente ao desenvolvimento feito na dedução da equação [3.2.2.]

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{K}{V_d - A_v S_v} [A_v v_v + Q_3 - Q_{zd}] \quad (3.2.3)$$

onde

p_d = pressão na câmara de descarga

V_d = volume da câmara de descarga

Q_{zd} = vazão volumétrica de combustível definida pela ação da bomba injetora na entrada da tubulação de alta pressão.

Esta equação é utilizada somente a partir do início do movimento da válvula de descarga. Antes disto a pressão na câmara de descarga é a pressão residual na linha de alta pressão resultante do ciclo de alta pressão anterior.

Da aplicação da segunda lei de Newton à válvula de descarga vem:

$$\frac{dv_v}{dt} = \frac{1}{m_v} \left[A_v(p_b - p_d) - F_{pci} - k_v S_v - f_v v_v \right] \quad (3.2.4)$$

$$\text{com} \quad v_v = \frac{dS_v}{dt} \quad (3.2.5)$$

onde:

m_v = massa da válvula.

F_{pci} = pré-carga da mola da válvula de descarga.

k_v = coeficiente de mola.

f_v = coeficiente viscoso.

A partir da avaliação das condições de movimento relativo existentes entre o corpo da válvula e seu cilindro-guia, o amortecimento foi considerado de natureza exclusivamente viscosa.

Em função do movimento oscilatório característico desta válvula torna-se razoável admitir um amortecimento sub-crítico.

As equações das vazões que representam o escoamento através de orifícios de passagem são da seguinte forma:

$$Q_1 = C_{d1} \cdot A_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_a - p_b)}{\rho}} \quad (3.2.6)$$

onde

p_a = pressão de alimentação

$$Q_2 = C_{d2} \cdot A_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_b - p_a)}{\rho}} \quad (3.2.7)$$

$$Q_3 = C_{d3} \cdot A_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_d - p_b)}{\rho}} \quad (3.2.8)$$

Os coeficientes de descarga C_d , apesar de serem dependentes de um fator de forma, do número de Reynolds e do sentido do escoamento, foram, por conveniência, mantidos constantes.

As áreas A_1 e A_2 são geometricamente determinadas em função da posição S_p do pistão dosador e a área A_3 em função da posição da válvula de descarga (discutidos no capítulo 6)

3.3 Bico injetor

As equações que representam o escoamento no conjunto do porta-injetor são obtidas a partir de considerações semelhantes as utilizadas no equacionamento da bomba injetora.

A figura abaixo mostra a vista em corte do conjunto do porta injetor modelado (porta injetor Bosh 908 KCA 30s 44 e injetor Bosch 942 DN0 SD 293).

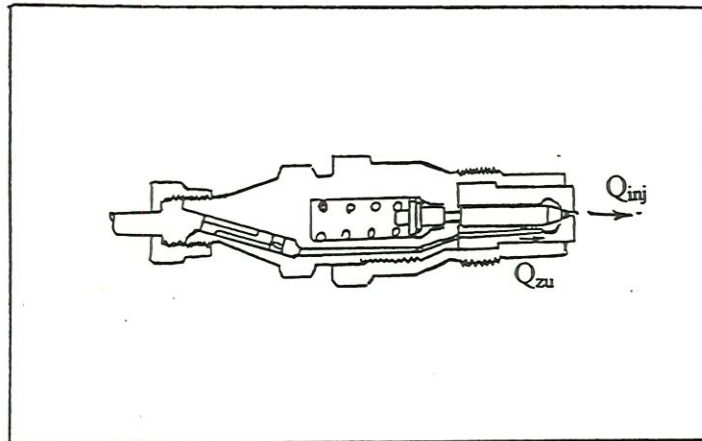


Figura 3.5 - Bico injetor modelado.

$$\frac{dp_{inj}}{dt} = \frac{K}{V_c + A_{ag} S_{ag}} [Q_{zu} - Q_{inj} - A_{ag} v_{ag}] \quad (3.3.1)$$

onde:

p_{inj} = pressão de injeção.

V_c = volume da câmara do injetor.

A_{ag} = área da agulha.

S_{ag} = deslocamento da agulha.

Q_{zu} = vazão de entrada no bico.

Q_{inj} = vazão injetada.

v_{ag} = velocidade da agulha.

Da aplicação da segunda lei de Newton à válvula de agulha do injetor vem:

$$\frac{dv_{ag}}{dt} = \frac{1}{m_{ag}} \left[A_{ag} p_{inj} - F_{pc2} - k_{ag} S_{ag} - f_{ag} v_{ag} \right] \quad (3.3.2)$$

onde:

F_{pc2} = pré-carga da mola do bico injetor

S_{ag} = deslocamento da agulha.

m_{ag} = massa da agulha.

com

$$\frac{dS_{ag}}{dt} = v_{ag} \quad (3.3.3)$$

A equação que expressa as vazões que representam o escoamento através do orifício de passagem entre o bico injetor e a câmara de combustão é da seguinte forma:

$$Q_{inj} = C_{d4} \cdot A_4 \cdot \sqrt{\frac{2(p_{cinj} - p_c)}{\rho}} \quad (3.3.4)$$

onde:

Q_{inj} = vazão injetada.

p_{cinj} = pressão na câmara do injetor.

p_c = pressão na câmara de combustão.

A área A_4 é determinada em função do levantamento S_{ag} da válvula de agulha do injetor (discutido no capítulo 6).

Quanto aos valores dos coeficientes de descarga dos orifícios do bico injetor, têm-se as mesmas hipóteses feitas anteriormente no equacionamento da bomba injetora.

A pressão na câmara de combustão, que exerce uma influência significativa no fenômeno da injeção, foi tirada de ensaios dinamométricos no motor em que o sistema de injeção modelado estava acoplado.

3.4. Características geométricas do sistema simulado

Neste item são apresentados os dados da geometria do sistema simulado, de acordo com os dados medidos em laboratório. Estas medidas são utilizadas como dados da simulação.

3.4.1. Válvula de descarga

O desenho esquemático da válvula de descarga está apresentado na figura 3.6

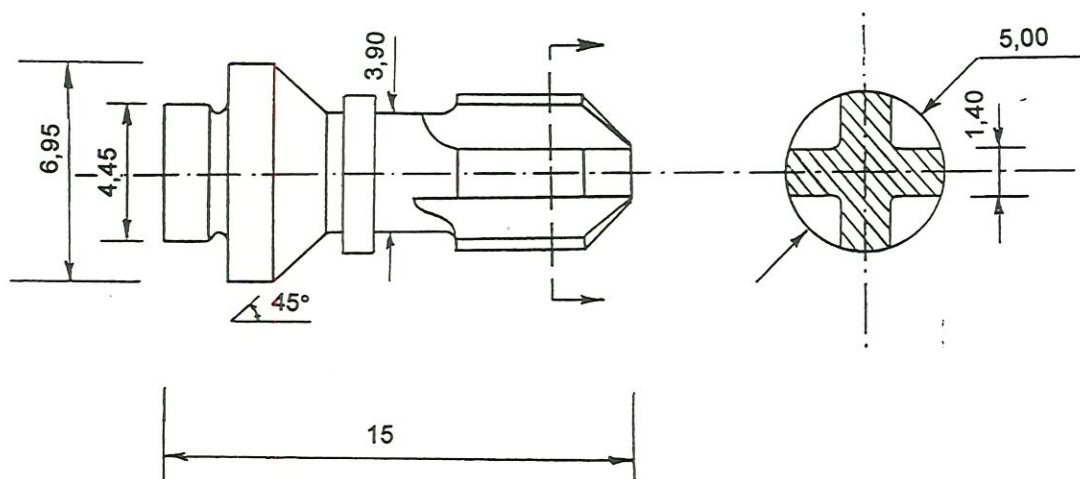


Figura 3.6 - Válvula de descarga da bomba injetora.

Foram medidas as massas associadas à válvula de descarga e a sua mola. Os valores encontrados foram $1,87g$ e $1,44g$ respectivamente.

A inércia associada à válvula de descarga utilizada na simulação foi calculada a partir da expressão

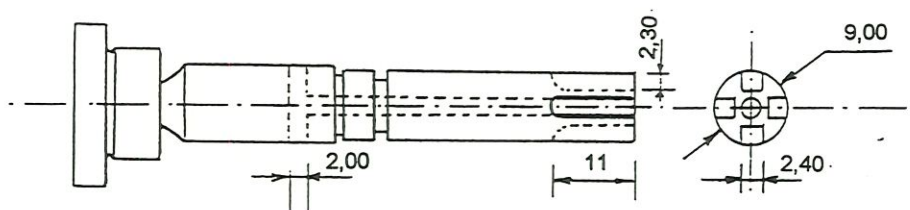
$$m_v = m_{vdesc} + \frac{m_{molavdesc}}{3} \quad (3.4.1.1)$$

Portanto, o valor utilizado na simulação para a inércia associada foi 2,35g.

O valor encontrado em laboratório para a constante de mola da válvula de descarga foi de $4,12 \times 10^3$ N/m, enquanto que a pré-carga da mesma, avaliada através da deformação sofrida na montagem do conjunto, resultou em 13,84 N.

3.4.2. Elemento dosador da bomba injetora (pistão ranhurado)

As dimensões do elemento dosador estão esquematizadas na figura 3.7.



- Diâmetro externo do pistão = 9,00 mm
- Profundidade da ranhura = 2,30 mm
- Diâmetro do canal interno do pistão = 2,50 mm

Figura 3.7 - O elemento dosador e suas dimensões.

3.4.3. Perfil da placa de came de acionamento da bomba injetora

O perfil da placa de came de acionamento do pistão dosador, foi medido de 5 em 5 graus com um medidor angular de precisão e um relógio comparador para medir o levantamento do pistão. A curva correspondente pode ser visualizada na figura 3.8.

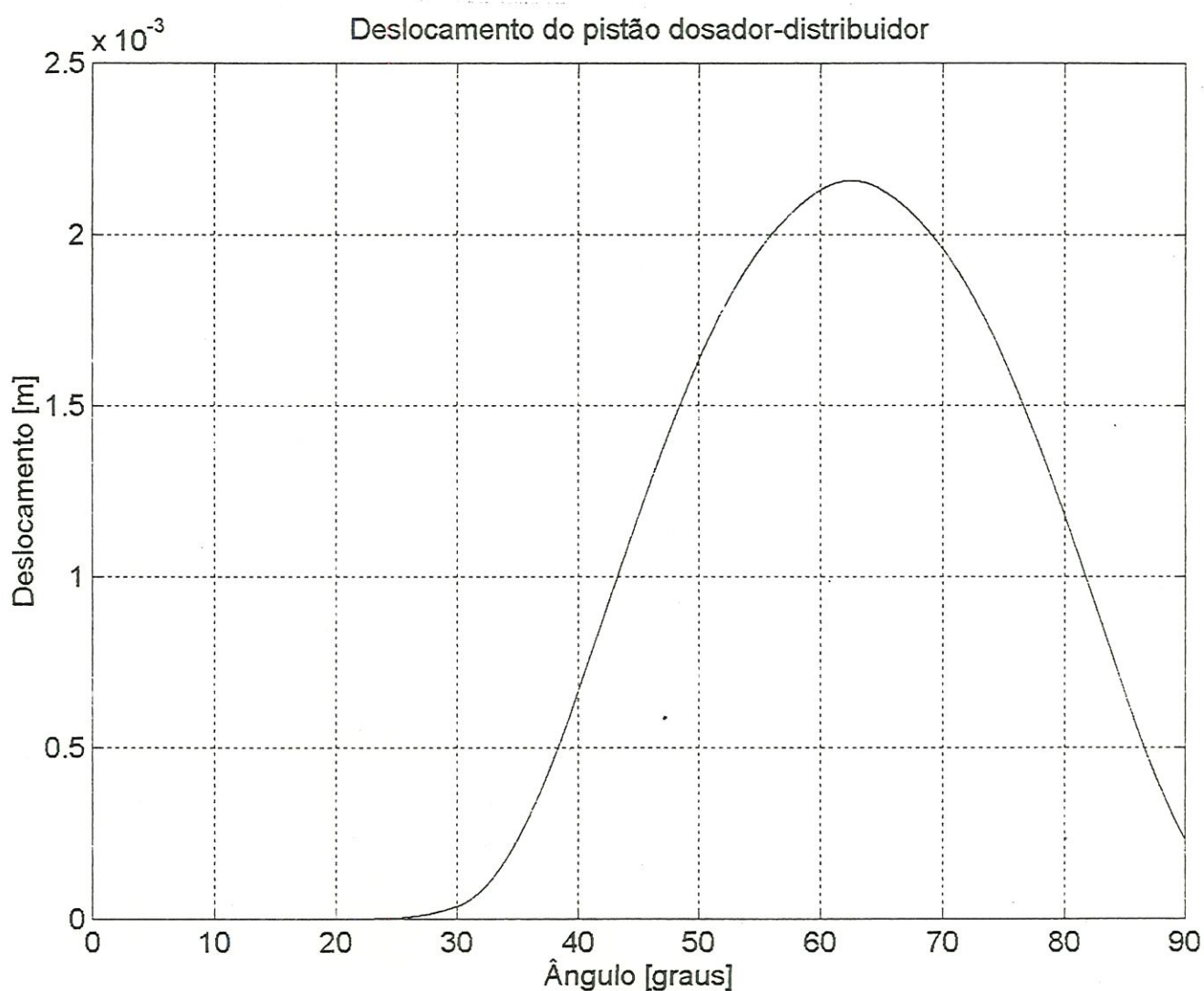


Figura 3.8 - Levantamento do pistão em função do giro do eixo de acionamento da bomba.

3.4.4. Tubulação de alta pressão

Os tubos de alta pressão que ligam a bomba injetora aos porta-injetores são dispostos sem dobras acentuadas. Segundo recomendação da BOSCH, o raio de dobramento não deve ser inferior a 50 mm e os tubos devem ser construídos em aço sem costura.

O comprimento da tubulação de alta pressão do sistema simulado é de 345mm, enquanto que os diâmetros externo e interno são respectivamente 8mm e 1,7mm. Tomou-se o cuidado para que os raios de curvatura obedeam às recomendações do fabricante para que no modelo possam ser desprezados efeitos de singularidades.

De acordo com o fabricante, a rugosidade relativa é compatível com a característica de escoamento em tubo liso, considerando a faixa de valores dos demais adimensionais associados.

3.4.5. Conjunto injetor

No conjunto injetor foram realizadas medições na válvula de agulha, na mola que comanda a abertura da válvula de agulha e no corpo do injetor.

As principais dimensões de interesse da válvula de agulha podem ser vistas na figura 3.9.

O valor da constante de mola do bico injetor é de $291 \times 10^3 \text{ N/m}$, de acordo com ensaios, enquanto que sua massa medida foi de 13,30g.

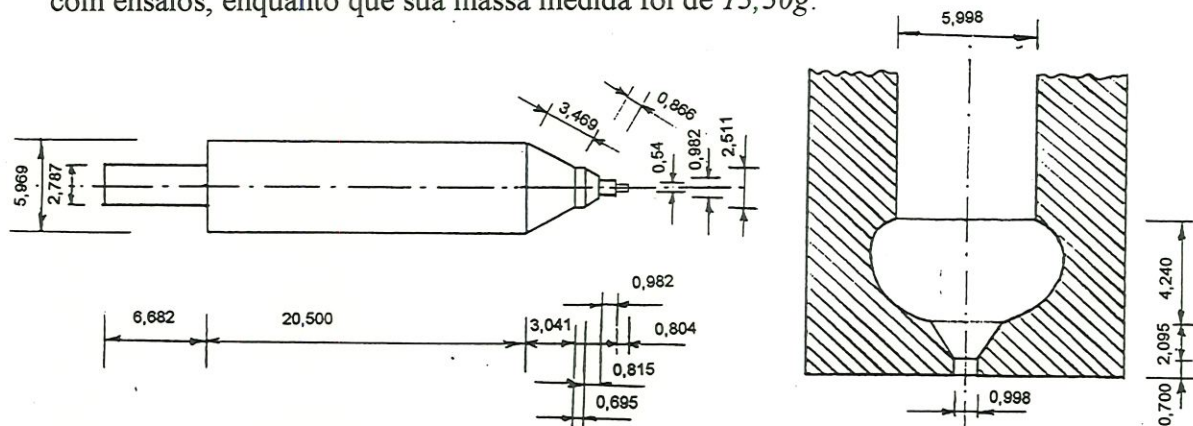


Figura 3.9 - Válvula de agulha do bico injetor.

A massa da agulha medida tem o valor de 5,43g. Deste modo, a inércia associada, calculada da mesma forma que para a válvula de descarga, é de 9,86g.

O diâmetro do furo de injeção medido é de 1mm.

4. A SOLUÇÃO NUMÉRICA

O modelo desenvolvido para o sistema de injeção é composto de várias equações diferenciais que devem ser integradas numericamente.

Da forma como foi proposto no início do capítulo 03, estas equações são divididas em:

- Equações diferenciais parciais relativas à linha de injeção.
- Equações diferenciais ordinárias relativas à bomba injetora.
- Equações diferenciais ordinárias relativas ao bico injetor.

As equações relativas à linha de injeção só podem ser integradas conhecendo-se as condições de contorno nas extremidades da tubulação de alta pressão. Essas condições são obtidas da solução simultânea das equações relativas à bomba e bico injetor.

As equações diferenciais ordinárias que descrevem o comportamento dinâmico dos componentes mecânicos da bomba e bico injetor são integradas através do método Runge-Kutta, utilizando-se o mesmo passo de integração das equações diferenciais parciais. As condições de contorno são fornecidas pelas curvas da placa came na bomba injetora e pela pressão da câmara de combustão medida em ensaios dinamométricos.

O par de equações diferenciais parciais quase-lineares de natureza hiperbólica foi desenvolvido através da análise das equações do movimento (3.1.17) e da continuidade (3.1.10) em termos das variáveis dependentes velocidade e pressão, e duas variáveis independentes, distância ao longo da tubulação de alta pressão e tempo, que descrevem o fenômeno de propagação de ondas de pressão na linha de injeção.

Essas equações são convertidas em quatro equações diferenciais ordinárias pelo método das características.

Para o caso estudado, o método das características corresponde ao seguinte procedimento.

A equação da continuidade

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial \phi}{\partial t} + \rho \frac{\partial \mathcal{V}}{\partial x} = 0 \quad (3.1.10)$$

e a equação do movimento

$$\frac{\partial \mathcal{V}}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \phi}{\partial x} + f \frac{V|V|}{2D} = 0 \quad (3.1.17)$$

podem ser transformadas, lembrando-se que a parede da tubulação é considerada rígida. Escrevendo a velocidade em função da vazão Q e a área da secção transversal A da tubulação obtêm-se, respectivamente:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \frac{\partial \phi}{\partial x} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \quad (4.1)$$

$$A \frac{\partial \phi}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (4.2)$$

As equações acima podem ser identificadas, respectivamente, como L_1 e L_2 .

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \frac{\partial \phi}{\partial x} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \quad (4.3)$$

$$L_2 = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\rho c^2}{A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (4.4)$$

Pode-se combinar linearmente estas equações utilizando-se um multiplicador λ desconhecido:

$$L = L_1 + \lambda L_2 = \left[\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f \frac{Q|Q|}{2DA} \right] + \lambda \left[A \frac{\partial p}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \right]$$

$$L = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f \frac{Q|Q|}{2DA} + \lambda A \frac{\partial p}{\partial t} + \lambda \rho c^2 \frac{\partial Q}{\partial x}$$

$$L = \frac{A}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \lambda A \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda \rho c^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + f \frac{Q|Q|}{2DA}$$

Portanto, pode-se escrever a equação acima na seguinte forma

$$L = \lambda A \left[\frac{1}{\rho \lambda} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} \right] + \left[\lambda \rho c^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial Q}{\partial t} \right] + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \quad (4.5)$$

O método das características envolve a seleção de dois valores particulares de λ que resultam na conversão das equações (3.1.10) e (3.1.17) em um par de equações diferenciais ordinárias.

Do cálculo, tem-se que as equações diferenciais totais $\frac{dp}{dt}$ e $\frac{dQ}{dt}$ podem ser desenvolvidas em:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (4.6)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (4.7)$$

Examinando-se a equação (4.5), nota-se que:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{\rho \lambda} = \lambda \rho c^2 \quad (4.8)$$

A equação (4.5) torna-se a equação diferencial ordinária:

$$\lambda A \frac{dp}{dt} + \frac{dQ}{dt} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \quad (4.9)$$

Deste modo, a solução da equação (4.8) produz dois valores particulares de λ que simplificam as equações originais:

$$\lambda = \pm \frac{1}{\rho c} \quad (4.10)$$

Substituindo-se o valor de λ na equação (4.8),

$$\frac{dx}{dt} = \pm c \quad (4.11)$$

que representa a condição imposta sobre a equação (4.9) quando dois valores de λ são substituídos.

Combinando-se a equação (4.10) com a equação (4.9) e agrupando-se o resultado com (4.11), obtêm-se dois pares de equações que podem ser identificados como c^+ e c^- :

$$c^+ \begin{cases} \frac{A}{\rho c} \frac{dp}{dt} + \frac{dQ}{dt} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 & (4.12) \\ \frac{dx}{dt} = +c & (4.13) \end{cases}$$

$$c^- \begin{cases} -\frac{A}{\rho c} \frac{dp}{dt} + \frac{dQ}{dt} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 & (4.14) \\ \frac{dx}{dt} = -c & (4.15) \end{cases}$$

As primeiras equações de c^+ e c^- são válidas somente quando a segunda equação de cada grupo é satisfeita.

A solução pode ser visualizada num plano xt de variáveis independentes mostrado na figura 4.1.

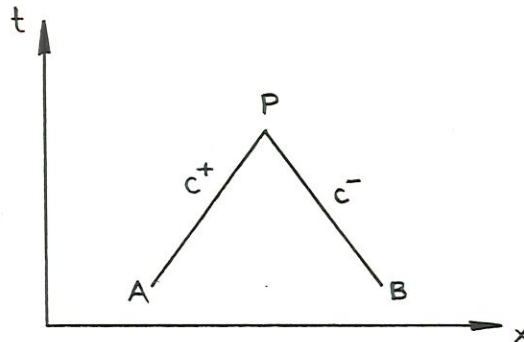


Figura 4.1 - Linhas características sobre o plano xt .

As equações (4.13) e (4.15) correspondem, respectivamente, às linhas retas c^+ e c^- da figura 4.1. Estas são chamadas "linhas características", ao longo das quais as equações (4.12) e (4.14) são válidas. Portanto, as equações c^+ corresponde à característica c^+ e as equações c^- à característica c^- .

Pode-se resolver as equações características utilizando-se a técnica das diferenças finitas numa aproximação de primeira ordem.

As equações provenientes desta técnica, correspondentes ao plano xt da figura 4.2, são mostradas abaixo:

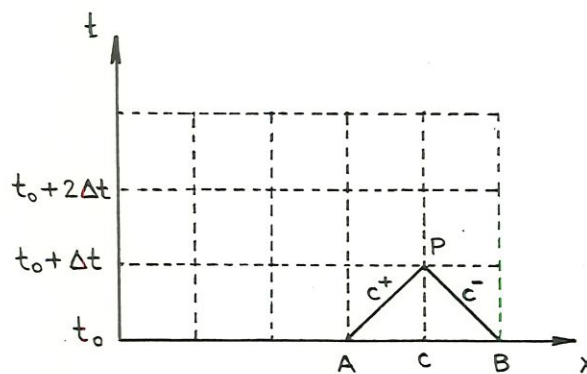


Figura 4.2 - Plano xt .

$$Q_P - Q_A + \frac{A}{\rho c}(p_P - p_A) + \frac{f}{2DA} Q_A |Q_A| \cdot (t_P - t_A) = 0 \quad (4.16)$$

$$(x_P - x_A) = c(t_P - t_A) \quad (4.17)$$

$$Q_P - Q_B - \frac{A}{\rho c}(p_P - p_B) + \frac{f}{2DA} Q_B |Q_B| \cdot (t_P - t_B) = 0 \quad (4.18)$$

$$(x_P - x_B) = -c(t_P - t_B) \quad (4.19)$$

Os índices são usados para definir a localização da quantidade conhecida ou desconhecida. Estas quatro equações determinam as quatro incógnitas t_p , x_p , Q_p e p_p e, portanto, determinam a solução, caso os pontos A e B estejam bem selecionados, de tal modo que as equações representem adequadamente as equações diferenciais ordinárias.

A análise do escoamento em uma tubulação deve começar numa condição em que só valores das variáveis dependentes sejam conhecidos. Os valores calculados posteriormente a partir da condição inicial são calculados, preferencialmente, em secções pré-estabelecidas e igualmente espaçadas.

Entretanto, no problema estudado, nem sempre as equações (4.16) e (4.18) têm solução nas etapas intermediárias de cálculo, quando se mantém o espaçamento constante. Isto por haver variações na velocidade de propagação das ondas de pressão devido às variações nas propriedades do fluido em escoamento. Como consequência, novos valores dos coeficientes angulares das curvas características devem ser utilizados.

Para o caso de simulação do sistema de injeção de motores do ciclo Diesel, as altíssimas pressões envolvidas tornam necessário levar em consideração a variação do módulo de elasticidade volumétrica do combustível em questão para que seja, conseqüentemente, levado em conta a variação da velocidade da onda de pressão.

Em cálculos de transitórios hidráulicos, é necessário que o incremento de tempo Δt seja o mesmo para todo o sistema (STREETER, V.L.; 1.967; 1.972).

Para contornar o problema de se trabalhar com intervalo de tempo e espaçamento geométrico pré-estabelecido, o método das características sugere o uso de uma interpolação linear para o cálculo das grandezas p e Q .

As curvas c^+ e c^- podem agora ser visualizadas pela figura 4.3.

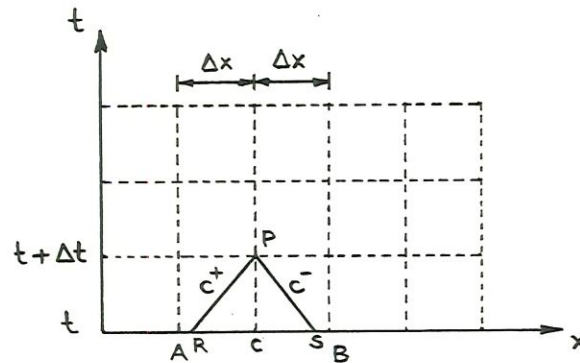


Figura 4.3 - Método de especificar o intervalo de tempo.

As equações na forma das diferenças finitas tornam-se agora:

$$Q_P - Q_R + \frac{A}{\rho c} (p_P - p_R) + \frac{f}{2DA} Q_R |Q_R| (t_P - t_R) = 0 \quad (4.20)$$

$$(x_P - x_R) = c(t_P - t_R) \quad (4.21)$$

$$Q_P - Q_S - \frac{A}{\rho c} (p_P - p_S) + \frac{f}{2DA} Q_S |Q_S| (t_P - t_S) = 0 \quad (4.22)$$

$$(x_P - x_S) = -c(t_P - t_S) \quad (4.23)$$

Da figura 4.3, tem-se que

$$\frac{x_C - x_R}{x_C - x_A} = \frac{Q_C - Q_R}{Q_C - Q_A} \quad (4.24)$$

Pelas equações (4.21) e (4.24) e verificando-se que $x_p = x_c$ e

$x_c - x_A = \Delta x$ e fazendo-se $\theta = \frac{\Delta t}{\Delta x}$, vem: \mathcal{K}

$$x_p - x_R = \frac{Q_C - Q_R}{Q_C - Q_A} \cdot \Delta x$$

$$\therefore c\Delta t = \frac{Q_C - Q_R}{Q_C - Q_A} \cdot \Delta x \quad \Rightarrow \quad c\theta = \frac{Q_C - Q_R}{Q_C - Q_A}$$

$$\therefore Q_R = Q_C - c\theta(Q_C - Q_A) \quad (4.25)$$

Procedendo-se do mesmo modo, pode-se obter as seguintes equações para Q_S , p_R e p_S .

$$Q_S = Q_C - c\theta(Q_C - Q_B) \quad (4.26)$$

$$p_R = p_C - c\theta(p_C - p_A) \quad (4.27)$$

$$p_S = p_C - c\theta(p_C - p_B) \quad (4.28)$$

Por razões de estabilidade, é necessário que o espaçamento da grade, Δx , seja maior ou igual ao produto da velocidade da onda c por Δt . A velocidade c máxima é obtida do máximo valor assumido pelo módulo de elasticidade volumétrica do combustível na faixa de pressões a que fica submetido a linha de injeção.

Observa-se, deste modo, que $\epsilon c \leq 1$. Portanto, com a escolha de um ϵc conveniente, é possível utilizar espaçamentos constantes que satisfaçam os seguintes requisitos necessários para a adoção de um incremento de tempo Δt pré-especificado, tornando-se menos importante saber o valor exato de c .

Deve-se tomar o cuidado de variar o número de trechos analisados da tubulação de alta pressão ao variar a rotação do motor, de forma a manter constante e próximo da unidade.

As quatro últimas equações desenvolvidas fornecem os valores para as incógnitas Q_R , Q_S , p_R e p_S . Falta apenas achar os valores de Q_P e p_P para completar as incógnitas do problema em questão.

A combinação de (4.20) e (4.22) fornece as equações que faltavam.

Então,

$$Q_P = 0,5 \left[Q_R + Q_S + \frac{A}{\rho c} (p_R - p_S) - \frac{f \Delta t}{2DA} (Q_R |Q_R| + Q_S |Q_S|) \right] \quad (4.29)$$

$$p_P = 0,5 \left[p_R + p_S + \frac{\rho c}{A} (Q_R - Q_S) - \frac{f \rho c \Delta t}{2DA^2} (Q_R |Q_R| + Q_S |Q_S|) \right] \quad (4.30)$$

As condições de contorno, em termos de p e Q , que satisfazem a solução numérica do problema será descrita a seguir. Isto é necessário, já que a não adoção das condições de contorno apropriadas impossibilita o modelo de representar os transitórios hidráulicos que ocorrem na tubulação de alta pressão como consequência direta das ondas de pressão geradas pelo elemento dosador da bomba que, após atravessarem a linha, são refletidas total ou parcialmente na entrada do bico injetor, de volta à bomba.

Na extremidade à montante da tubulação de alta pressão (próximo à bomba), adota-se a pressão na câmara de descarga da bomba (p_d) como variável conhecida para a determinação da vazão através do método das características.

Da equação 4.22, vem:

$$Q_P = Q_S + \frac{A}{\rho c} (p_P - p_S) - \frac{f}{2DA} Q_S |Q_S| \Delta t \quad (4.31)$$

Na extremidade à jusante da tubulação, próximo ao bico injetor, a variável considerada conhecida é a variável Q .

A equação (4.20) fornece:

$$p_P = p_R - \frac{\rho c}{A}(Q_P - Q_R) - \frac{f\rho c}{2DA^2} Q_R |Q_R| \Delta t \quad (4.31)$$

Para que seja obtida a solução numérica definitiva do conjunto de equações do modelo, falta agora estabelecer a pressão residual da tubulação de alta pressão, que é a condição inicial de referência.

Parte-se de um valor pré-estabelecido comum a todas as condições de funcionamento. Essa pressão é substituída no final de cada uma das varreduras consideradas no processo.

5. MATERIAIS E MÉTODOS

5.1. Banco de ensaios

Na realização da parte experimental deste trabalho, utilizou-se uma bomba injetora do tipo distribuidora Bosch VE acoplada a um motor Volkswagen Diesel de injeção indireta e aspiração natural (utilizado na antiga Kombi diesel) montado em um dinamômetro Schenck de corrente de Foucault. As características técnicas do motor ensaiado são as seguintes:

- a) Número de cilindros: 04, em linha.
- b) Tipo de injeção: indireta.
- c) Cilindrada: 1.608 cm³.
- d) Diâmetro do cilindro: 76,98 mm.
- e) Curso do pistão: 86,4 mm.
- f) Taxa de compressão: 23:1.
- g) Bomba injetora: Bosch distribuidora tipo VE (rotativa).

A figura 5.1 mostra o desenho em corte do motor utilizado neste trabalho.

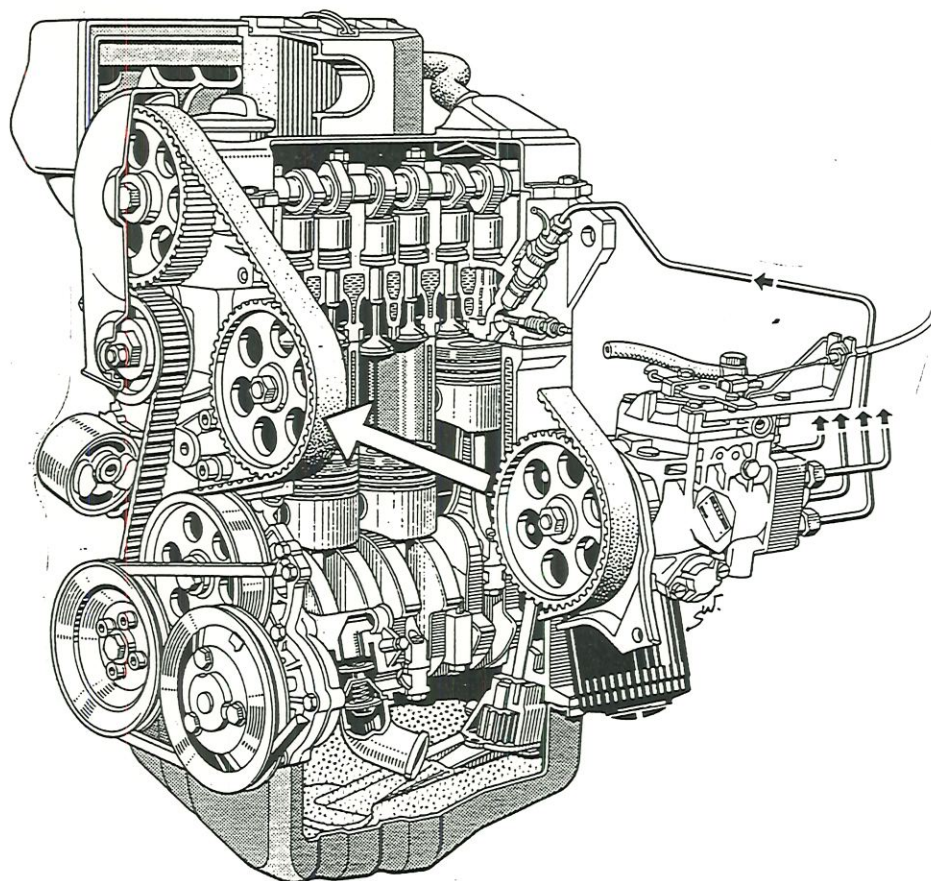


Figura 5.1 - Desenho em corte do motor Volkswagen diesel utilizado (FERGUSON, 1986).

O dinamômetro utilizado na realização da parte experimental possui as seguintes características:

- a) Marca: Schenck
- b) Tipo: Corrente de Foucault.
- c) Modelo: 260 W.
- d) Capacidade de absorção: 260 cv a 7.000 rpm.

Medidor de momento de força:

- a) Marca: Schenck.
- b) Tipo: Balança.
- c) Capacidade: até 25 kg na escala 1, até 100 kg na escala 2.

Medidor de velocidade angular:

- a) Marca: Schenck.

b) Capacidade: 7.500 rpm.

A simulação por computador a partir do modelo matemático proposto no capítulo 03, exigiu que fosse feita a aquisição da evolução da pressão no interior da câmara de combustão.

Desta forma, foi utilizado um transdutor piezelétrico de pressão *AVL* modelo *8QP 500 ca*, refrigerado à água, instalado na antecâmara do motor.

Para que não fosse feito um furo no cabeçote de modo que o danificasse e ao mesmo tempo alterasse a taxa de compressão do motor, introduziu-se uma peça de adaptação para fixar o transdutor no lugar da vela de aquecimento do óleo combustível na antecâmara. Este fato não modifica as características originais de funcionamento do motor pois a vela de aquecimento é utilizada somente na partida a frio.

A figura 5.2 mostra a instalação do transdutor.

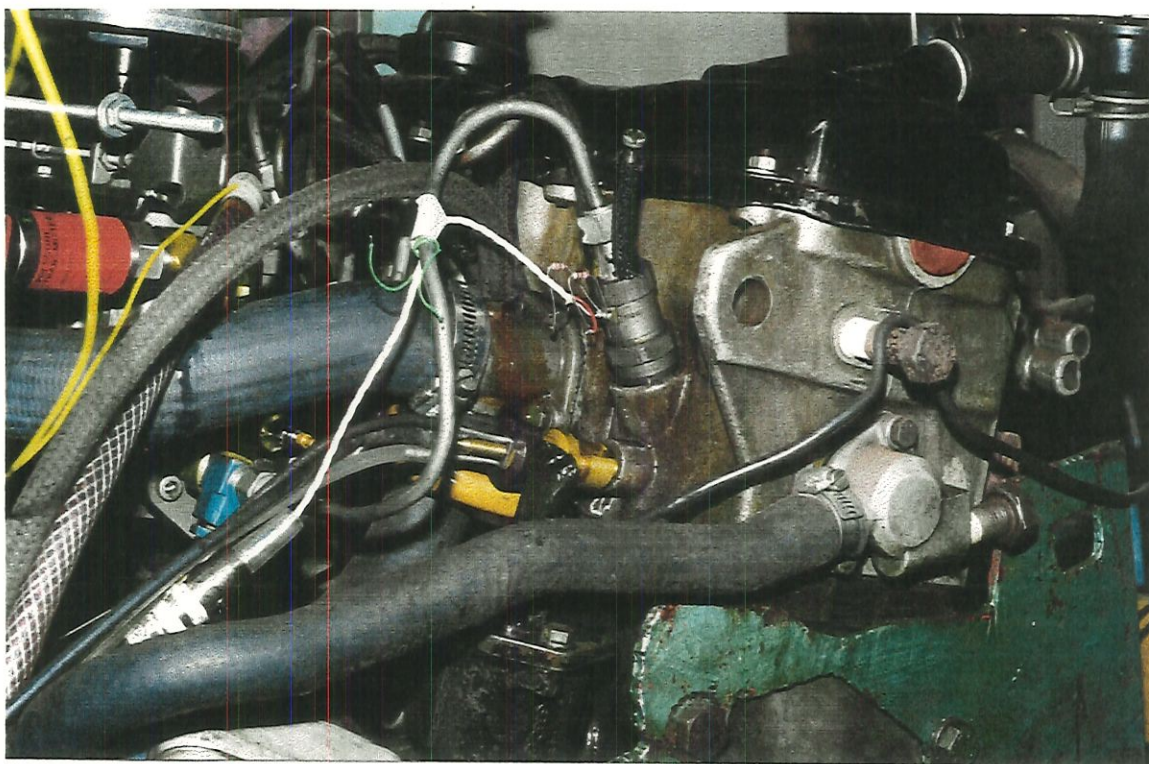


Figura 5.2 - Instalação do sensor na câmara de combustão.

A comparação da pressão de descarga (simulada) na tubulação de alta pressão, foi realizada através de um de um transdutor piezelétrico de pressão *AVL* modelo *7QP2500a* com capacidade para pressões de até 500 bar, colocado entre a câmara de descarga e a tubulação de alta pressão.

A pressão dentro da câmara de bombeamento na bomba Bosch rotativa foi medida por outro transdutor piezelétrico modelo *5QP2002* com capacidade para medida de pressões de até 600 bar. Foi construído um adaptador para a colocação deste sensor no lugar do parafuso de sangramento da bomba injetora.

A figura 5.3 mostra os detalhes da instalação dos dois sensores instalados.

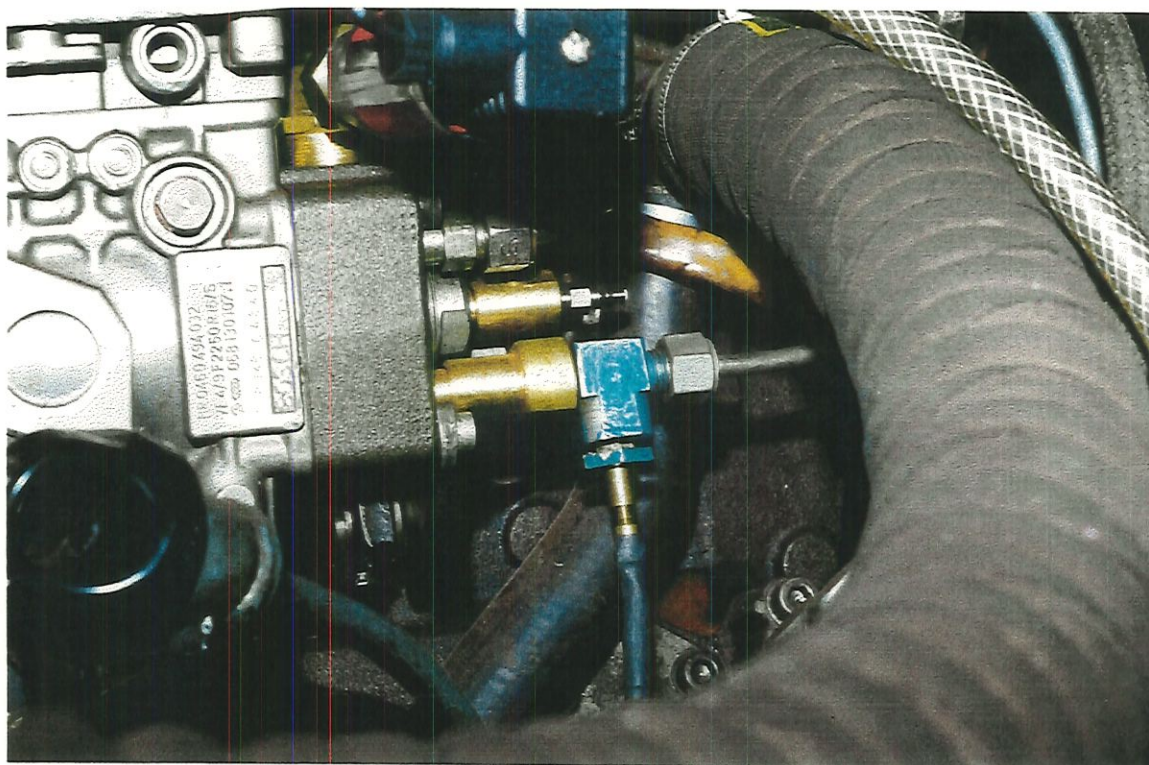


Figura 5.3 - Instalação dos sensores para medida das pressões nas câmaras de bombeamento e de descarga.

O deslocamento da válvula de agulha do bico injetor foi medido através de um conjunto injetor (porta injetor *Bosch 908 KCA 30s 44* e injetor *Bosch 942 DN0 SD*

293) devidamente instrumentado para esta finalidade pela *Robert Bosch do Brasil* de Campinas (SP), e conectado a um amplificador AVL. O bico injetor instrumentado instalado no motor está mostrado na figura 5.2 junto ao sensor de pressão da câmara de combustão.

A pressão interna da bomba (circuito de baixa pressão), na entrada da câmara de bombeamento, foi medida através da colocação de um sensor da marca *DANFOSS* modelo *ADAP KOOL AKS 33*, com capacidade para medir pressões de -1 a 12 bar. Este transdutor de pressão foi instalado através de uma peça adaptada no lugar da eletroválvula de corte de combustível na entrada da câmara de bombeamento no cabeçote da bomba injetora.

A temperatura do óleo combustível foi captada através de um termopar instalado na tubulação de retorno da bomba. As temperaturas da água de refrigeração e óleo lubrificante para controle do motor na bancada de ensaios também foram coletadas através de termopares.

Todos os termopares utilizados são do tipo T - cobre(+) / Constantan (-), com faixa de utilização entre -270°C a 400°C e faixa útil de -184°C a 371°C, com erro de 0,75%.

Os dados das temperaturas citadas acima e a pressão da entrada da câmara de bombeamento foram coletadas por uma placa de aquisição "*Strawberry Tree Data Acquisition Systems*" em um microcomputador.

A montagem do transdutor *DANFOSS* é mostrada na figura 5.4.

Infelizmente, a falta de uma placa de aquisição de dados com velocidade suficiente para a coleta dos valores provenientes dos transdutores de pressão da câmaras de combustão, bombeamento e descarga, além da válvula de agulha do bico injetor, fizeram com que os mesmos fossem mostrados apenas em uma tela de osciloscópio. O osciloscópio utilizado foi um *HP* modelo *54601A* de quatro canais.

Para que fossem realizadas as leituras dos sinais captados na tela do osciloscópio foi utilizado os seguintes equipamentos do fabricante *AVL*:

- Carrier amplifier 3075 - A02.
- HICF - Amplifier 3059.
- Charge calibrator 3054 - A01.

- HICF - Amplifier 3059.
- Cranck degree mark unit 3010 - A01.1.

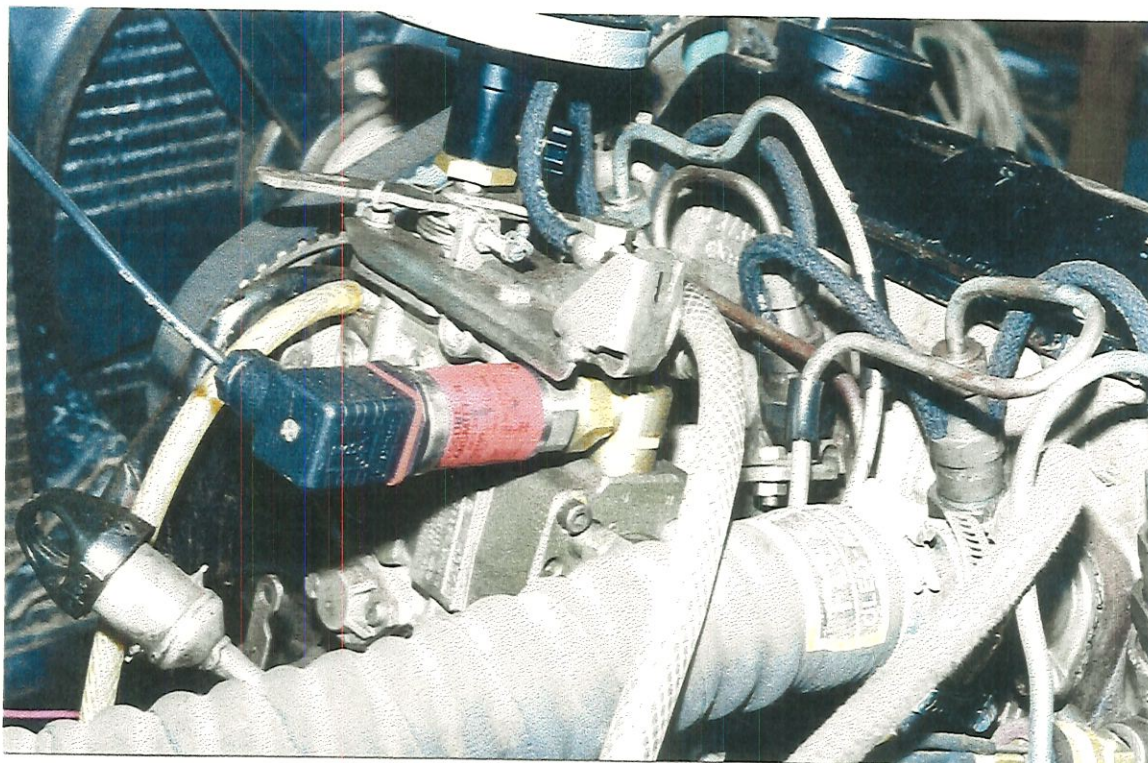


Figura 5.4 - Montagem do sensor na entrada da câmara de bombeamento.

Foi utilizado também um amplificador da marca *Brüel & Kjær* tipo 2626.

A figura 5.5 mostra uma visão geral da bancada de ensaios.

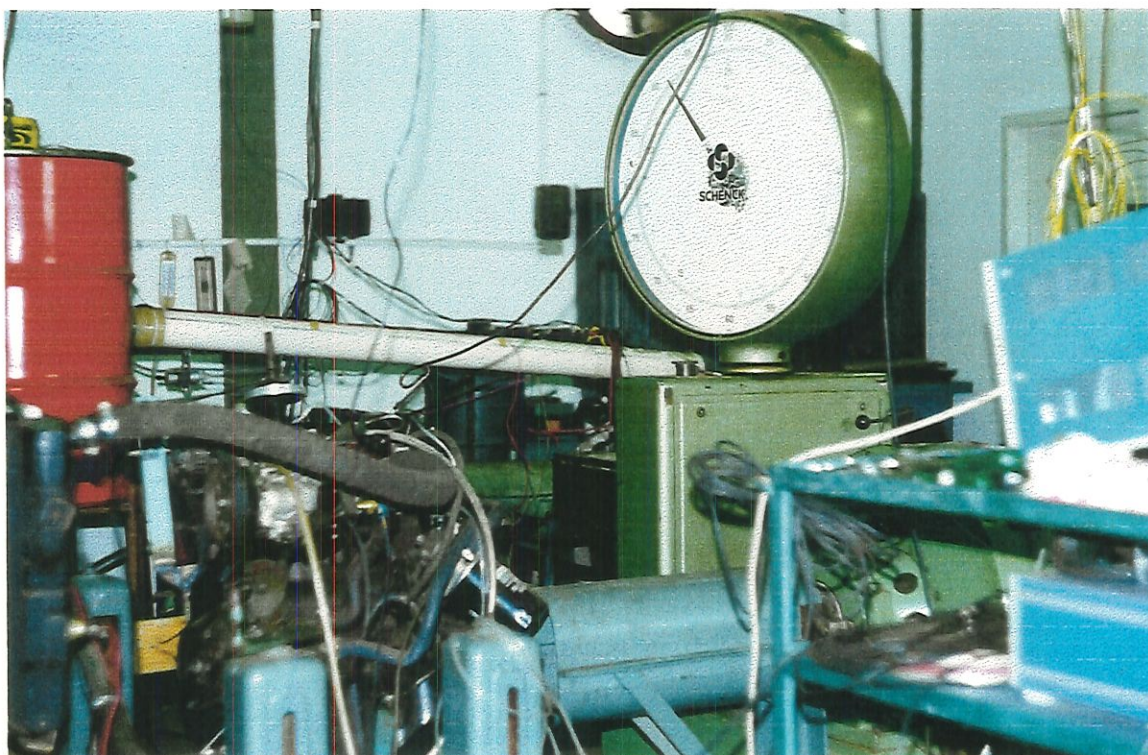


Figura 5.5 - Vista geral da bancada de ensaios.

5.2. Ensaio de bancada

Os ensaios de bancada foram realizados nas seguintes faixas de rotação do motor: 1500, 2000 e 2500 rpm dando, respectivamente, as rotações de 750, 1000 e 1250 rpm no eixo da bomba injetora.

Rotações mais altas foram evitadas em virtude do sistema de arrefecimento disponível não ter sido suficiente e o motor haver superaquecido a 3000 rpm.

Foi adaptado um medidor angular sobre a alavanca do acelerador para que a simulação pudesse ser realizada em uma situação conhecida da posição da bucha de retorno que controla o débito da bomba injetora.

Os ensaios realizados abrangeram os seguintes campos de rotações e posições da alavanca do acelerador:

- 1 - 1500 rpm (750 rpm na bomba injetora).
- 2 - 2000 rpm (1000 rpm na bomba injetora).
- 3 - 2500 rpm (1250 rpm na bomba injetora).
- A - Alavanca do acelerador toda aberta (35° 25').
- B - Alavanca do acelerador aberta 26° 35'.
- C - Alavanca do acelerador aberta 17° 40'.
- D - Alavanca do acelerador aberta 8° 50'.

As combinações *Posição do acelerador* × *Rotação do motor/bomba* foram feitas para dois combustíveis: *Óleo Diesel Padrão*, gentilmente doado pela **COMPANHIA BRASILEIRA DE PETRÓLEO IPIRANGA** e *Éster Metílico de Óleo de Soja*, fornecido pela **MIRACEMA NUODEX - Indústria Química Ltda.**

Os dados referentes ao Óleo Diesel Padrão e ao Éster Metílico de Óleo de Soja encontram-se respectivamente nas tabelas 5.1 e 5.2.

TABELA 5.1 - Propriedades do Óleo Diesel Padrão (para ensaios de consumo e emissões veiculares)

Características	Unidades	Especificações a partir de Jan/93	Métodos
Destilação			
P.I.E.		160-190	
10 % evaporado	°C	190-220	NBR 9619
50 % evaporado		245-280	(MB 45)
90 % evaporado		330-360	
P.F.E.		máx. 390	
Índice de Cetano	-	48 - 54	ASTM D 976
Viscosidade a 37,8°	cSt	2,5 a 3,5	MB 293
Resíduo de Carbono dos 10% dos 10% finais da destilação	% massa	máx. 0,25	MB 290
Enxofre	% massa	0,2 - 0,5	MB 106
Ponto de fulgor	°C	mín. 55	MB 48
Cinzas	% massa	máx. 0,02	NBR 9842 (MB 47)
Corrosividade ao cobre 3h a 50°C	-	máx. 2	MB 287
Água e sedimentos	% volume	máx. 0,05	MB 38
Cor ASTM	-	máx. 3,0	MB 351
Carbono aromático	% volume	15 - 20	ASTM D 3238
C.F.P.P	°C	máx. -5	EN 116 ou IP 309
Densidade a 20/4°C	-	0,835 - 0,845	NBR 7148 (MB 104)
Aspecto	-	Límpido e isento de material em suspensão	Visual

Fonte: Companhia Brasileira de Petróleo Ipiranga S.A.

TABELA 5.2 - Propriedades do Éster Metílico de Óleo de Soja

Características	Unidades	Especificações	Métodos
Índice de Cetano		45	ASTM D 976
Viscosidade a 37,8°	cSt	4,5	MB 293
Resíduo de Carbono dos 10% dos 10% finais da destilação	% massa	0,08	MB 290
Ponto de fulgor	°C	170	MB 48
Enxofre	% massa	0,01	MB 106
Cinzas	% massa	0,01	NBR 9842 (MB 47)
Água e sedimentos	% volume	máx. 0,1	MB 77 ABNT
Densidade a 20/4°C	-	0,885	NBR 7148 (MB 104)
Cor Gardner		máx. 10	AOCS Td 1a-64
Índice de acidez		máx. 1	AOCS Cd 3a-63
Índice de saponificação		188 - 195	AOCS Cd 3-25
Índice de iodo WIJS		128 - 132	AOCS Cd 1-25
Insaponificáveis	%	máx. 1	AOCS Ca 6a-40
Ponto de névoa	°C	6 - 25	AOCS Cc 6 -25
Ponto de fluidez	°C	-9	AOCS Cc 11-53
Composição cromatográfica	%		AOCS Ce 1-62
Ácido palmítico C16.0		10 - 14	
Ácido esteárico C18.0		2 - 6	
Ácido oléico C18.1		20 - 28	
Ácido linoleico C18.2		48 - 52	
Ácido linolênico C18.3		5 - 10	
Aspecto	-	Límpido e isento de material em suspensão	Visual

Os resultados obtidos serão mostrados no capítulo 7, onde são comparados com os resultados simulados.

6. A IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático proposto no capítulo 3 e a solução numérica proposta no 4 foram implementados no software MATLAB/SIMULINK. As justificativas para esta escolha são as seguintes:

- facilidade e rapidez nas alterações do projeto do simulador;
- excelente interface com o usuário (trabalha sobre a plataforma do WINDOWS);
- ótima interface gráfica para visualização dos resultados;
- maior facilidade de programação.

O simulador foi implementado de forma a ter 3 módulos principais intitulados de BOMBA, TUBO E BICO.

A figura 6.1 mostra uma visão geral dos módulos que compõem o sistema.

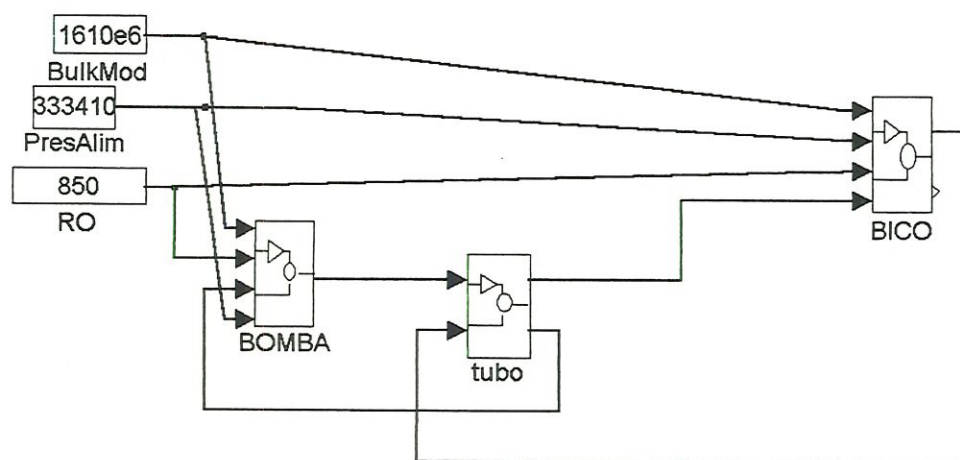


Figura 6.1 - Visão geral do sistema.

Cada um destes módulos é composto de sub-módulos, nos quais estão implementadas as equações propostas no capítulo referente ao modelo matemático e solução numérica e as características geométricas inerentes ao sistema de injeção simulado.

As entradas que alimentam o módulo BOMBA são o BulkMod (módulo de elasticidade volumétrica do combustível correspondente ao parâmetro K das equações), RO (densidade específica correspondente ao parâmetro ρ), PresAlim (pressão com que é alimentada a câmara de bombeamento) e Q_{zd} , que é uma vazão gerada no módulo TUBO que realimenta o módulo BOMBA. A saída do mesmo corresponde à pressão de descarga na entrada da tubulação de alta pressão.

O módulo BICO tem como entradas o BulkMod, Pchamb (pressão na câmara de combustão), RO e Pentrbico (pressão na entrada do bico gerada no módulo TUBO).

As saídas deste módulo são Q_{zu} (que realimenta o TUBO) e Q_{inj} (vazão de combustível injetada dentro da câmara de combustão do motor).

No módulo TUBO, foi implementado o método das características, responsável pela simulação do fenômeno de propagação e reflexão de ondas de pressão gerada pelo pistão dosador-distribuidor da bomba injetora através da tubulação de alta pressão em direção ao bico injetor..

A seguir , será detalhado cada módulo e sub-módulo que compõe o sistema implementado.

6.1. O módulo BOMBA

Na figura 6.2 é apresentada a implementação do módulo BOMBA que, por sua vez, é composto dos módulos: Pistão, Válvula, Q_1 , Q_2 e Q_3 , calculados em função da velocidade angular do eixo da bomba e do perfil da placa came..

No módulo Pistão são efetuados os cálculos da velocidade, deslocamento e ângulo de giro do pistão, cujos detalhes de funcionamento podem ser vistos na figura 6.3.

O sub-módulo AngCame gera o ângulo da placa de cames a partir de um gerador de sinal (figura 6.4) em forma de “dente de serra” que varia de 0° a 45° , já que o pistão dosador desenvolve um ciclo completo a cada 45° de giro da placa de cames. Este sinal é somado aos valores de uma tabela contida na função “Came” (figura 6.3) que contém vetores que correspondem a ângulos que variam de 5 em 5

graus e seus correspondentes valores $\Delta S/\Delta\theta$. Estes valores são multiplicados por uma constante correspondente ao valor $\Delta\theta/\Delta t$ que, por sua vez, permite gerar o valor da velocidade do pistão, que é interpolado linearmente entre cada intervalo de ângulo. A integração deste vetor resulta na posição do pistão.

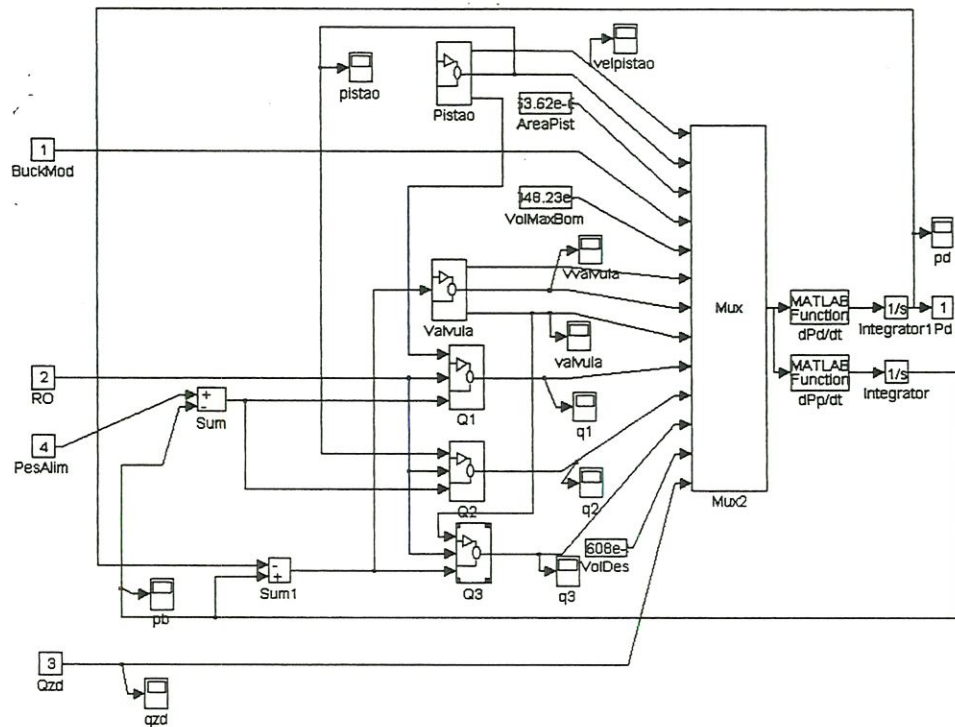


Figura 6.2 - Módulo BOMBA.

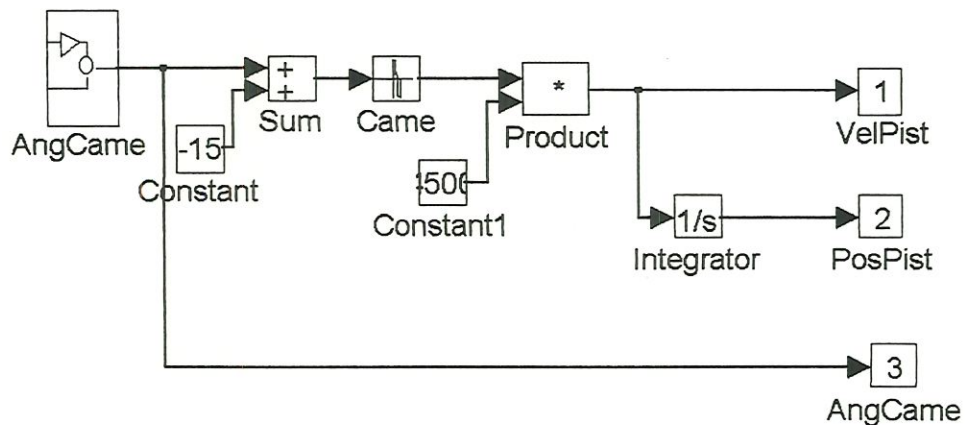


Figura 6.3 - Módulo Pistão.

O perfil da placa-came e a velocidade do pistão podem ser visualizados nas figuras 7.11 e 7.12, respectivamente.

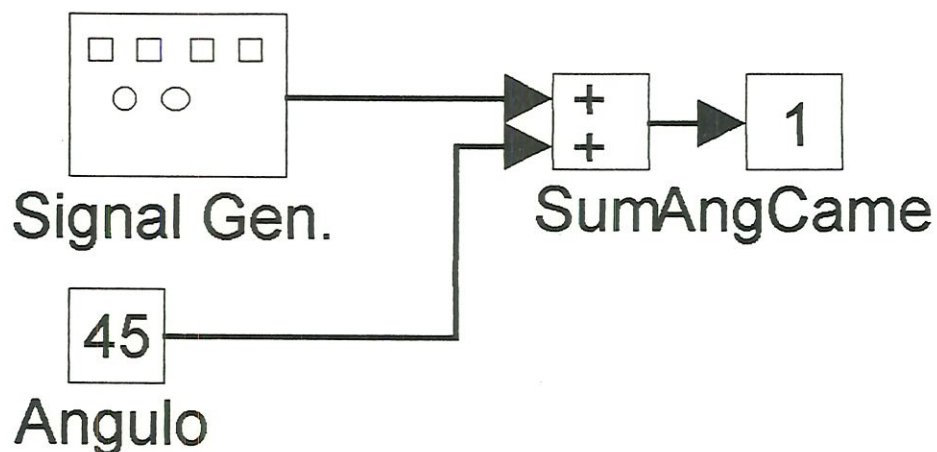


Figura 6.4 - Sub-módulo AngCame.

No módulo “Válvula” (figura 6.5) são calculados a velocidade, deslocamento e área inferior da válvula de descarga.. A partir de considerações da geometria da válvula de descarga e de seu assento, calcula-se a área de abertura entre a câmara de bombeamento e a de descarga.

Neste módulo também são inseridos parâmetros relativos à mola (massa, constante de mola e pré-carga), variação de pressão entre a câmara de bombeamento e de descarga e coeficiente viscoso, que são utilizados na implementação da equação 3.2.4 para o cálculo de $\frac{dv_v}{dt}$. A integração desta equação resulta na velocidade da válvula de descarga que, por sua vez integrada, novamente dá o deslocamento da válvula de descarga.

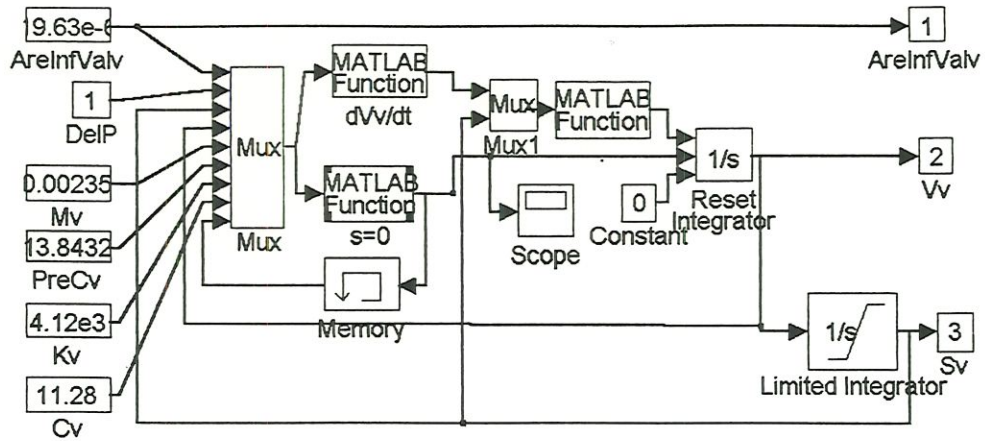


Figura 6.5 - Módulo Válvula.

Nos módulos Q1, Q2 e Q3 da figura 6.2 são calculadas as vazões de mesmo nome e implementadas a partir das equações 3.2.6, 3.2.7 e 3.2.8. Os valores resultantes destes módulos mais os provenientes do módulo Pistão e as constantes externas que dão entrada no módulo BOMBA já mencionados, são utilizados na implementação das equações 3.2.2 e 3.2.3 que são respectivamente $\frac{dp_b}{dt}$ e $\frac{dp_d}{dt}$. As integrações destas duas últimas dão, respectivamente, a pressão de bombeamento e a de descarga (figura 6.2).

O detalhamento do módulo Q1 está mostrado na figura 6.6.

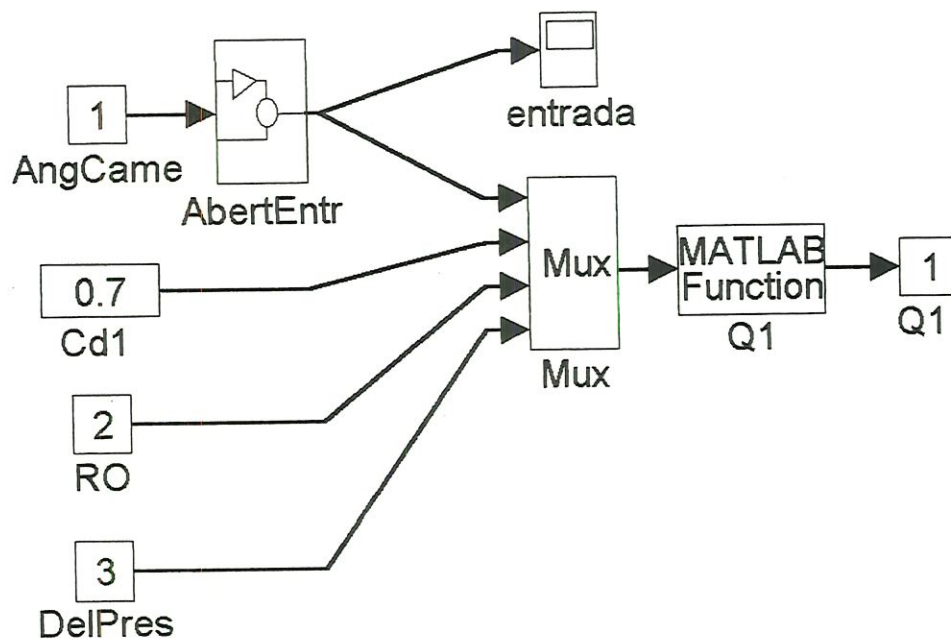


Figura 6.6 - Detalhamento do módulo Q1.

O módulo Q1 consiste da implementação da equação 3.2.6 tendo como entradas o coeficiente de descarga ($Cd1$), a densidade específica (RO) e a diferença entre as pressões de alimentação pela janela de entrada de combustível e a pressão gerada pelo deslocamento do pistão dosador na câmara de bombeamento ($DelPres$).

O movimento relativo entre a janela de entrada do combustível e a ranhura do pistão dosador, que gira ao mesmo tempo em que se desloca (vide apêndice), é simulado em um sub-módulo denominado de *AbertEntr*, detalhado na figura 6.7.

Este sub-módulo tem como entrada o ângulo da placa de cames e como saída a área variável de entrada de combustível, calculada através de dois vetores que dão, respectivamente, a posição angular da placa de cames e a variação da área devido ao movimento relativo entre o pistão ranhurado e a janela de entrada. O gráfico gerado é plotado dentro deste módulo e pode ser observado durante o processo de simulação, como será mostrado nos resultados apresentados no capítulo 7 (figura 7.10).

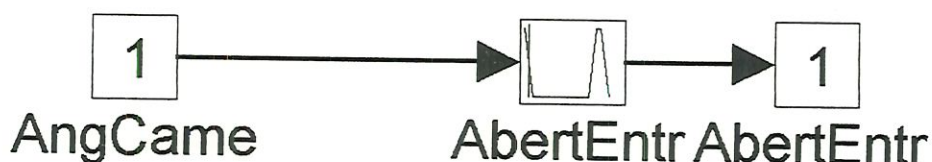


Figura 6.7 - Detalhamento do sub-módulo "AbertEntr".

O módulo Q2 foi implementado de forma semelhante ao Q1, como pode ser visualizado na figura 6.8.

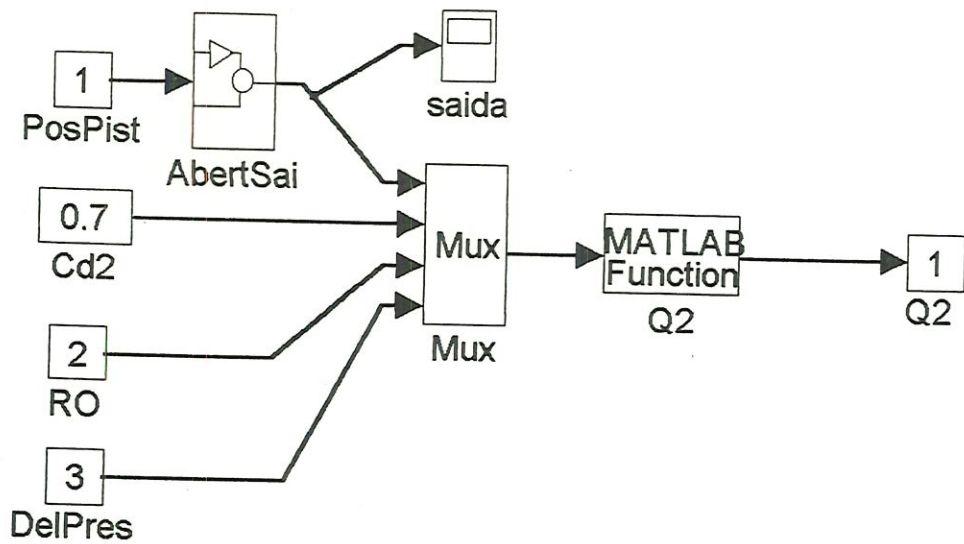


Figura 6.8 - O módulo Q2.

Os dados de entrada são o coeficiente de descarga ($Cd2$), a densidade específica do óleo combustível (RO) e a variação entre as pressões de bombeamento e de alimentação ($DelPres$).

A área de dimensão variável oriunda do movimento relativo do pistão dosador e a bucha de retorno (vide apêndice 1) é calculada em um sub-módulo denominado *AbertSai*, detalhado na figura 6.9.

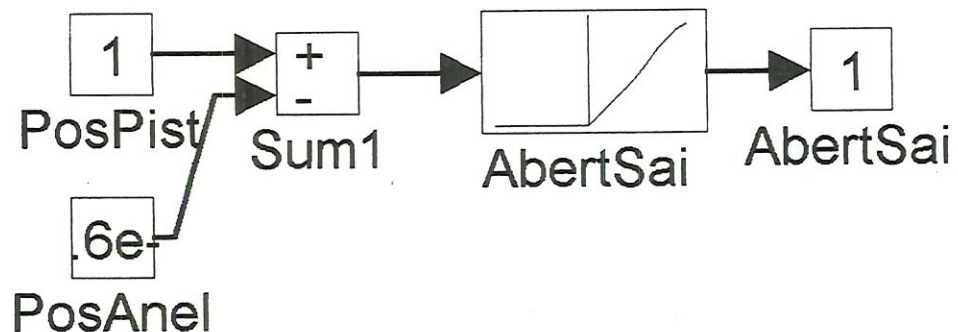


Figura 6.9 - Detalhe do sub-módulo *AbertSai*.

Este sub-módulo tem como entrada a posição do pistão dosador, gerado pelo módulo Pistão e a posição da bucha de retorno ($PosAnel$), que são somadas a uma função que calcula a área da geometria complexa do orifício de saída (em formato de “fechadura”) em função da posição do pistão e da bucha de retorno. O resultado é a área variável da saída de retorno.

A posição da bucha de retorno é controlada através de uma constante que muda de acordo com a posição da alavanca do acelerador (figura 6.9).

Voltando ao módulo Q2 tem-se então que, com os dados já mencionados (coeficiente de descarga, densidade específica, variação de pressão), aliados à área variável da abertura do orifício de retorno, pode-se implementar a equação 3.2.7, que é a saída desejada do módulo Q2 (vazão Q_2 do modelo matemático já apresentado no capítulo 3).

A implementação da vazão Q_3 relativa à equação 3.2.8, calculada no módulo Q3 (figura 6.10) foi realizada de maneira semelhante às outras já descritas Q_1 e Q_2 . Para isto, têm-se como dados de entrada o coeficiente de descarga ($Cd2$), a densidade específica (RO) e a diferença de pressão entre as câmaras de descarga e bombeamento ($DelPres$).

A área variável de passagem do combustível entre a válvula de descarga e o seu assento é calculada no sub-módulo AbertValv, detalhado na figura 6.11.

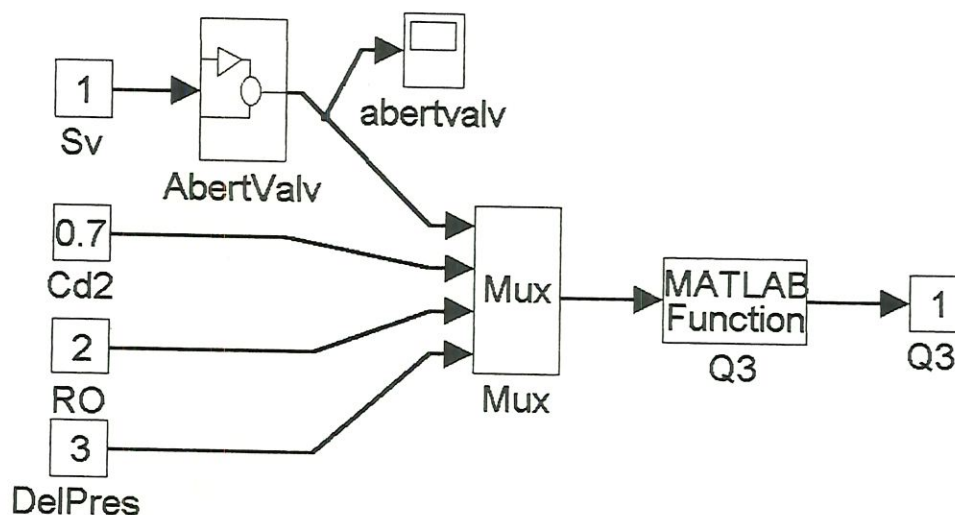


Figura 6.10 - Detalhe do módulo “Q3”.

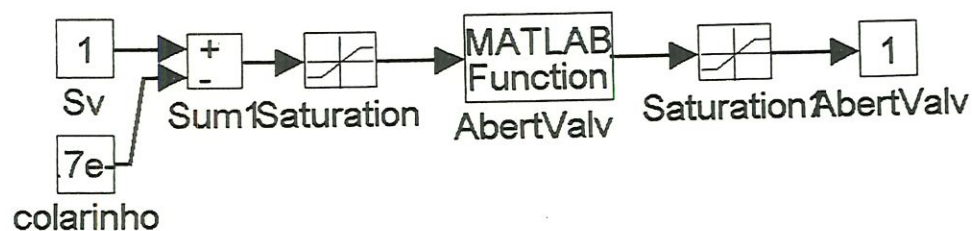


Figura 6.11 - Detalhe do sub-módulo AbertValv.

A área variável da válvula de descarga é calculada do modo descrito no parágrafo seguinte.

Enquanto o colarinho da válvula não sai totalmente de sua sede, a área de saída permanece com o valor *zero*. A partir desse momento, a área é interpolada linearmente até a máxima área de passagem (área entre as estrias e a guia da válvula) mostrada na figura.

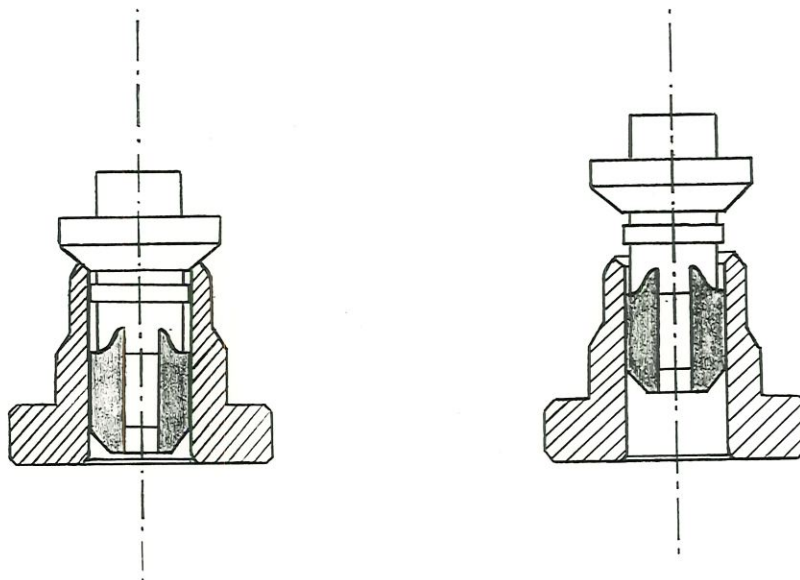


Figura 6.12 - Área variável entre a válvula de descarga e o seu assento.

6.2. O módulo BICO

A visão geral do módulo BICO está mostrada na figura 6.13.

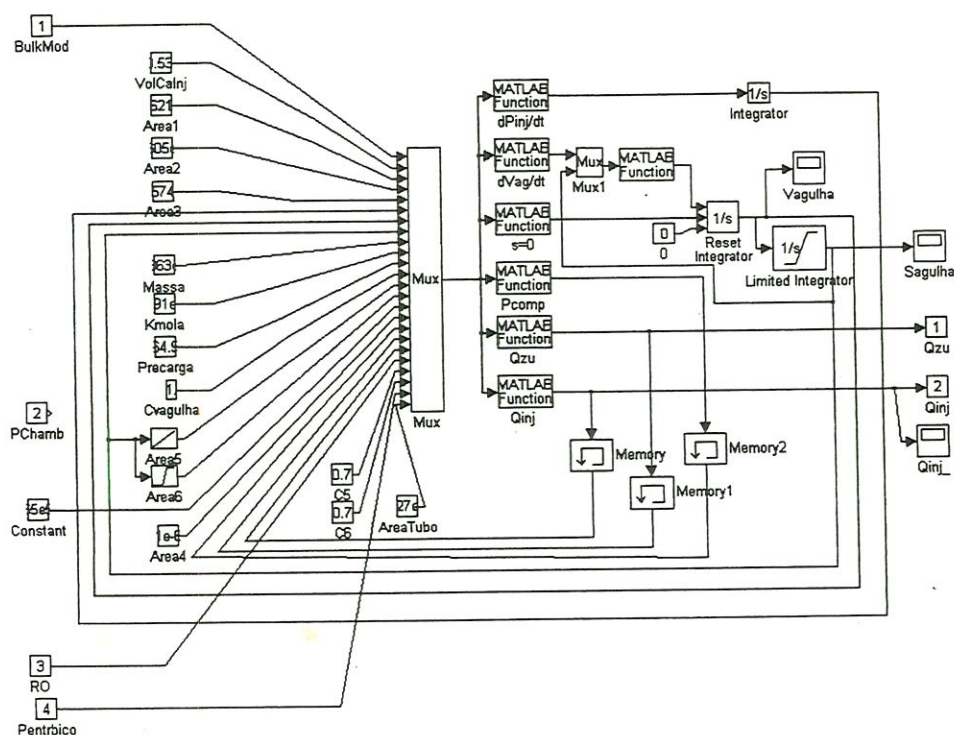


Figura 6.13 - Visão geral do módulo BICO.

As entradas do módulo BICO são o módulo de elasticidade volumétrica (BulkMod), a pressão na câmara de combustão, a densidade específica do óleo combustível (RO) e a pressão na entrada do bico, gerada pelo módulo TUBO (Pentrbico).

São colocadas também, as entradas necessárias para que sejam implementadas as equações de números 3.3.1 a 3.3.4 já descritas no capítulo 3. Estas entradas são:

- VolCainj = volume calculado da câmara do injetor.
- Área1 = área projetada do cone superior da agulha.
- Área 3 = área do pino inferior em contato com a câmara de combustão.
- Massa = massa combinada da agulha e da mola conforme já explicado no capítulo 3.
- Kmola = constante da mola do bico injetor (medida em laboratório).
- Precarga = pré-carga medida da mola do bico injetor.

- $C_{v\text{agulha}}$ = coeficiente viscoso entre a agulha do injetor e a guia.
- Área_4 = área projetada do cone inferior da agulha.
- Área_6 = área variável entre o cone inferior e o assento da válvula de agulha.
- C_5 = coeficiente de descarga.
- C_6 = coeficiente de descarga.
- $\text{Área}_{\text{Tubo}}$ = área calculada da secção transversal interna da tubulação de alta pressão.

As áreas de número 2 e 5 são resquícios de uma proposta de implementação anterior e, portanto, não são utilizadas nesta simulação.

A figura 6.14 mostra a localização das áreas citadas acima.

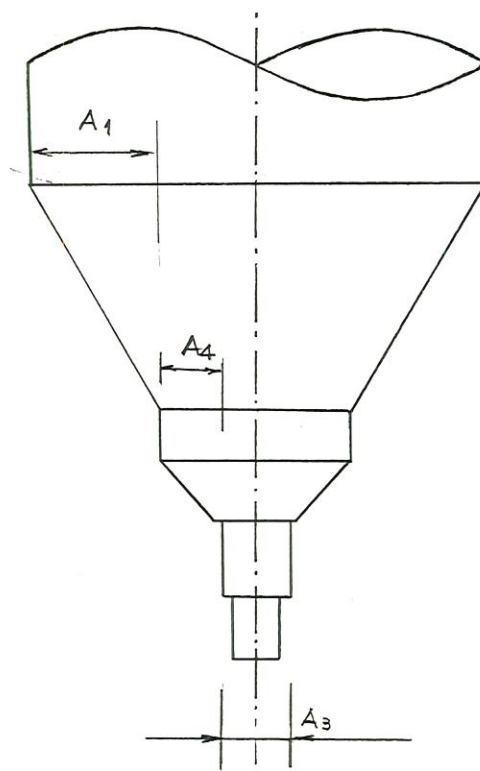


Figura 6.14 - Localização das áreas utilizadas no simulador no bico injetor.

Embora a evolução da pressão na câmara de combustão tenha sido medida em ensaios, nesta etapa do simulador foi adotado um valor constante equivalente à sua magnitude, lida no osciloscópio no momento da injeção.

Com os dados de entrada, foram implementadas as equações 3.3.1, 3.3.2, 3.3.3 e 3.3.4 correspondentes, respectivamente, à $\frac{dp_{inj}}{dt}$, $\frac{dv_{ag}}{dt}$, $\frac{dS_{ag}}{dt}$ e Q_{inj} .

Deste modo, como se pode ver na figura 6.13, a pressão de injeção é conseguida a partir da integração da equação de $\frac{dp_{inj}}{dt}$, assim como a velocidade da agulha é obtida a partir da integração da equação de $\frac{dv_{ag}}{dt}$.

Para que não houvesse problemas de incoerência física entre a velocidade da agulha e o seu deslocamento (como por exemplo agulha sobre o assento com $S = 0$ e velocidade não nula), foi utilizado um integrador com “reset”. Então, toda vez que o deslocamento fosse nulo, o mesmo tornava a velocidade também nula.

Q_{zu} da figura 6.13 é a vazão gerada na entrada da câmara do injetor, calculada a partir da expressão:

$$Q_{zu} = A_{tubo} \cdot C_d \sqrt{\frac{|P_{entrbico} - P_{inj}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_{entrbico} - P_{inj})$$

Neste caso, o coeficiente de descarga foi considerado menor devido a existência do filtro bastão dentro do porta injetor entre a entrada e a câmara de injeção.

6.3. O módulo TUBO

O módulo tubo foi implementado segundo a figura 6.15 abaixo.

As entradas são a pressão da câmara de descarga (P_d) e Q_{zu} . As saídas são a pressão na entrada do bico ($P_{entrbico}$) e a vazão na entrada (Q_{zd}).

Na “S-function” tubo está implementado as equações do método das características adaptado ao problema e discutido em detalhes no capítulo 4.

A pressão de descarga e a vazão na entrada do bico são as condições conhecidas exigidas pelo método das características.

O conteúdo da “S-function” TUBO pode ser visto na figura 6.16.

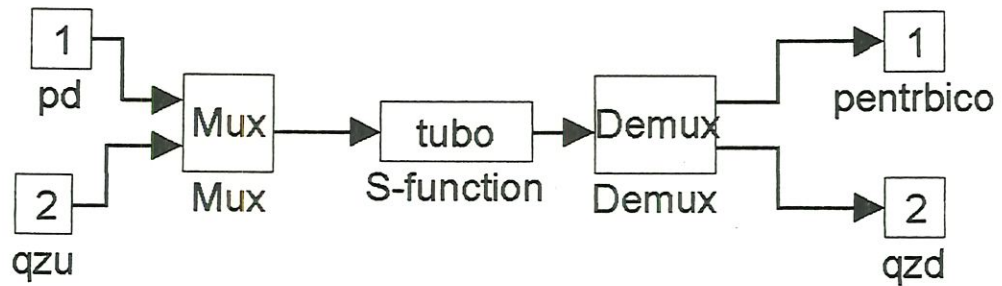


Figura 6.15 - Implementação do módulo TUBO.

```
function [sys,x0] = nome(t,x,u,flag)
pa=1; qa=2; pp=3; qp=4; pb=5; qb=6;
if abs(flag)==2
    sys(pa)=u(1);
    sys(qa)=x(qp)+1.858511e-12*(x(pa)-x(pp))-
    1.619732781*x(qp)*abs(x(qp));
    while qb<=1000
        sys(qp)=0.5*(x(qa)+x(qb)+1.858511e-12*(x(pa)-x(pb))-
        1.619732781*(x(qa)*abs(x(qa))+x(qb)*abs(x(qb))));
        sys(pp)=0.5*(x(pa)+x(pb)+5.380648e11*(x(qa)-x(qb))-
        8.715213e+11*(x(qa)*abs(x(qa))+x(qb)*abs(x(qb))));
        pa=pa+2; qa=qa+2; pp=pp+2; qp=qp+2; pb=pb+2; qb=qb+2;
    end
    sys(pp)=x(pa)-5.380648e11*(x(qp)-x(qa))-
    8.715213e+11*x(qa)*abs(x(qa));
    sys(qp)=u(2);
elseif abs(flag)==3
    sys(1)=x(999);
    sys(2)=x(2);
elseif abs(flag)==0
    while qa<=1000
        x0(pa)=2000000;
        x0(qa)=0;
        pa=pa+2; qa=qa+2;
    end
    sys=[0,1000,2,2,0,0];
else
    sys=[];
end
```

Figura 6.16 - Implementação do método das características no módulo TUBO.

Como o MATLAB/SIMULINK é muito lento em aplicações deste tipo, a fim de se fazer um teste do modelo implementou-se o mesmo da seguinte forma:

O comprimento do tubo (0,345 m) foi dividido em 500 partes considerando-se o passo de integração em 5×10^{-7} s e a velocidade da onda igual a 1380 m/s constante. Neste caso, o fator de atrito de Darcy-Weisbach, apesar de variar com o número de Reynolds, também foi tomado como constante e igual a 0,025.

Portanto, a condição de estabilidade, neste caso, foi tomada como $\theta c = 1$, respeitando-se, desta forma, o modelo proposto no capítulo 4.

O resultado disto foi uma instabilidade numérica muito grande na pressão de descarga, que se reflete nos demais parâmetros do sistema simulado.

Fazendo-se a simulação em passos de integração menores, nota-se que o problema tende a convergir.

Nota-se também que, apesar da grande instabilidade, são observadas as oscilações de pressão de descarga com a mesma tendência observada no osciloscópio (figura 7.2).

Conclui-se, desta forma, que com passos cada vez menores obter-se-ia um resultado coerente.

O grande problema disso tudo é que o tempo de simulação torna-se extremamente elevado quanto menor o passo de integração, tornando o MATLAB/SIMULINK inviável neste caso.

Pelo fato da modelagem do tubo influenciar pouco no formato das curvas de pressão propriamente dito (a influência maior é no final da pressão de descarga após o fechamento da agulha do bico injetor), optou-se por mostrar no capítulo 7 os resultados da simulação sem o tubo.

As principais alterações observadas sem o modelo do tubo nos resultados são:

- Alterações do formato de pressão de descarga na parte posterior ao fechamento da válvula de agulha (a evolução da pressão propriamente dita altera muito pouco).
- Menor atraso do levantamento da agulha do injetor.

Um próximo passo deste trabalho seria passar todo o programa para uma das seguintes linguagens: FORTRAN, PASCAL ou C.

Isto faria com que a simulação fosse muito mais rápida e menos susceptível a instabilidades.

7. COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Para que se possa validar um modelo matemático implementado em linguagem computacional, deve-se fazer uma comparação numérica com resultados experimentais colhidos em ensaios de bancada.

Neste trabalho, para que pudesse ser realizada a comparação foram colocados sensores para captar o movimento da agulha do bico injetor e as pressões na câmara de bombeamento e de descarga, conforme descrito no capítulo 5.

Por dificuldades técnicas, o movimento da válvula de descarga não pôde ser colhido de ensaios experimentais.

Uma vez desenvolvido toda a instrumentação e a metodologia de ensaio, basta fazer a aquisição desses dados e a comparação com o resultado simulado.

No caso deste trabalho, desenvolveu-se toda a parte experimental e ensaios, porém infelizmente não foi conseguida uma placa de aquisição com velocidade suficiente.

Deste modo, a única alternativa foi fotografar as imagens do osciloscópio e compará-las aos resultados provenientes das simulações.

Portanto, neste trabalho, até o presente momento, foi possível fazer a comparação dos resultados de forma *qualitativa*.

Mais à frente, serão apresentadas as fotos obtidas de ensaios e suas correspondentes figuras conseguidas de simulações.

Apesar dos ensaios terem sido realizados em diversas condições da posição do acelerador (capítulo 5), optou-se por mostrar somente o fenômeno com máxima aceleração nas três rotações (1500 rpm, 2000 rpm e 2500 rpm) pelo fato de caracterizar melhor os movimentos das válvulas de agulha do injetor e de descarga.

Foram realizados ensaios com diesel comum, padrão e éster metílico de óleo de soja.

Embora os dois combustíveis tenham características físicas um pouco diferentes, observou-se em laboratório que o éster é um excelente substituto do óleo diesel.

Este fato já foi amplamente estudado no programa OVEG (1.985), quando foram feitos ensaios de potência, consumo específico, torque e efeitos de carbonização de partes mecânicas do motor a longo prazo.

As figuras 7.1 e 7.2 mostram que em termos de hidráulica da injeção, essas características não influenciam de forma significativa no funcionamento do motor.

A figura 7.1 foi obtida em laboratório com um motor a 1500 rpm (750 rpm no eixo da bomba) e alavanca do acelerador toda aberta. O combustível é o diesel padrão.

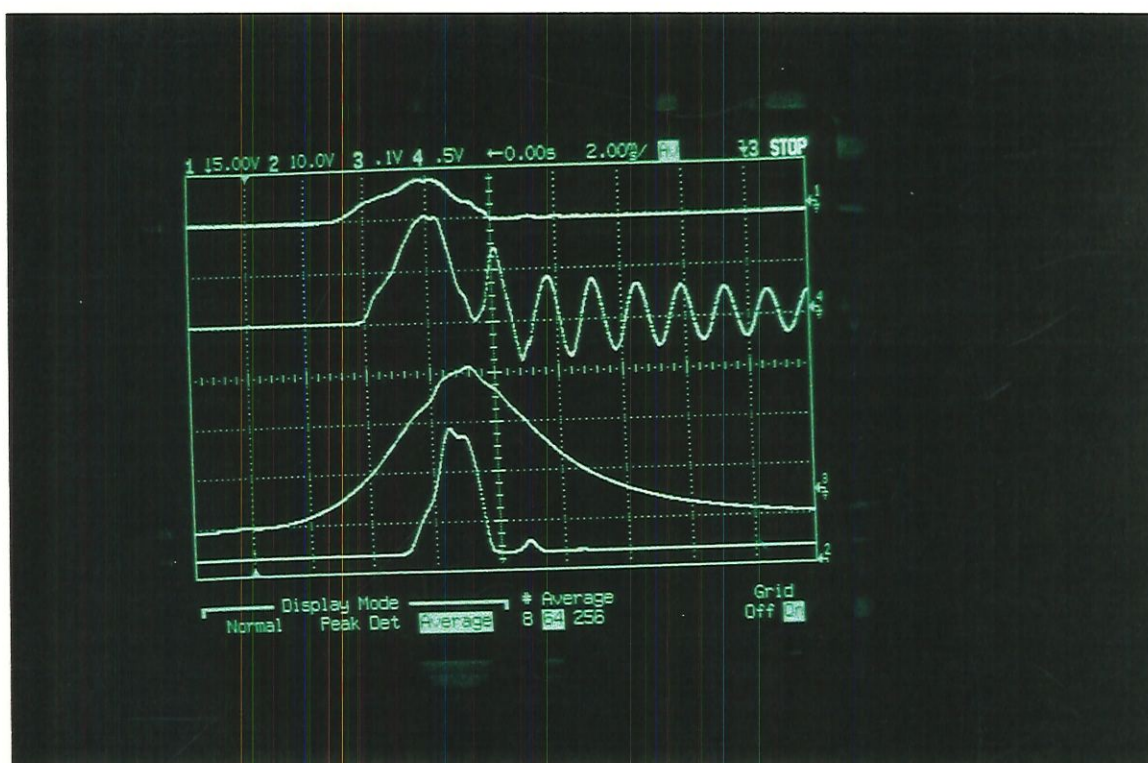


Figura 7.1 - Motor a 1500 rpm, 100% de curso da alavanca do acelerador, movido a diesel padrão (média de 64ciclos).

A figura 7.2 foi obtida com o motor funcionando com éster metílico de óleo de soja (EMOS) em iguais condições de rotação, aceleração e carga dinamométrica.

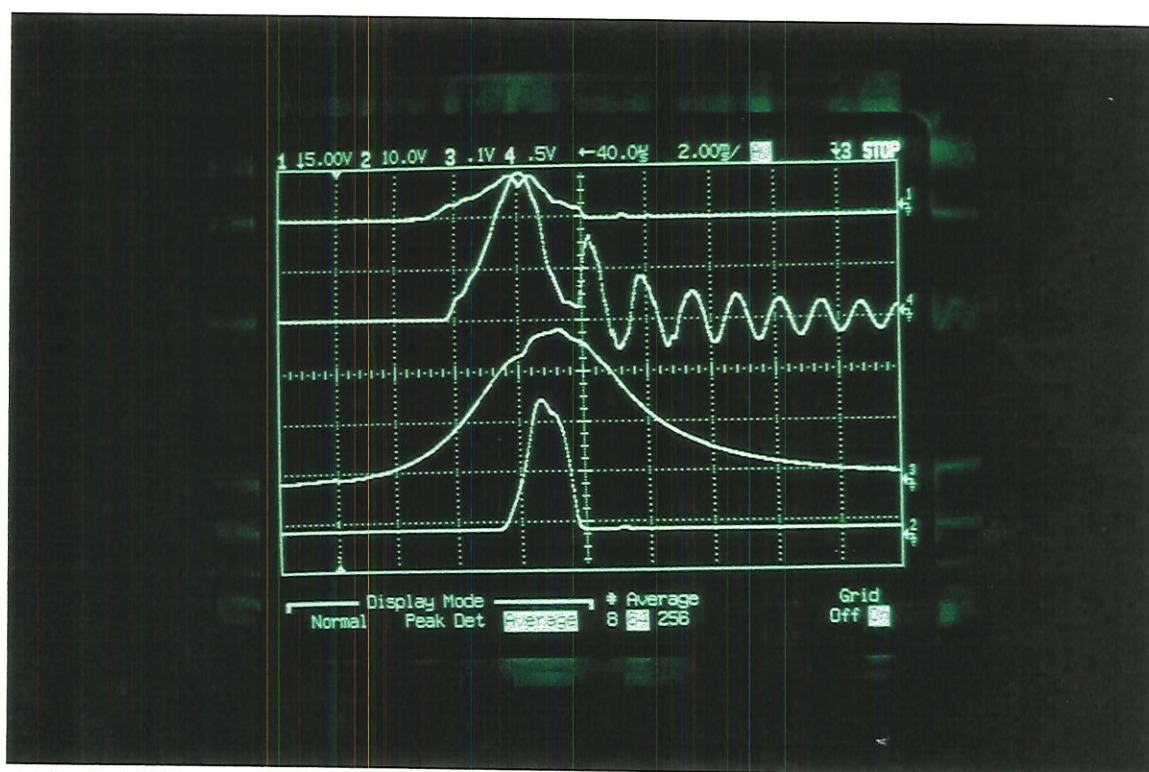


Figura 7.2 - Motor a 1500 rpm, 100% de curso da alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja - EMOS - (média de 64ciclos).

O canal 1 do osciloscópio mostra a pressão na câmara de bombeamento. Os canais de número 2, 3 e 4 mostram, respectivamente, o deslocamento da agulha do injetor, pressão na câmara de combustão e a pressão na linha de descarga.

À primeira vista, notam-se as seguintes diferenças:

- As pressões nas câmaras de bombeamento e de descarga são maiores nos ensaios com EMOS do que no diesel padrão. Isto é devido ao fato de seu maior módulo de elasticidade volumétrica em relação ao diesel padrão ($1,61 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ no EMOS contra $1,29 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ na mesma faixa de pressão utilizada) e sua maior densidade específica.

- A reflexão de ondas é mais atenuada no EMOS em relação ao diesel padrão devido a sua maior viscosidade. Isto o torna menos susceptível a injeções secundárias em relação ao diesel (pode-se verificar nas fotos).
- Abertura da válvula de agulha ligeiramente maior no EMOS (maiores pressões na câmara de descarga).
- Tempo de abertura de agulha ligeiramente menor no EMOS (maior viscosidade).
- Pressão na câmara de combustão ligeiramente menor devido ao seu menor poder calorífico, o que acarreta maior consumo específico e menor torque do motor.

Essa mesma tendência pode ser notada nas figuras 7.3 e 7.4 com o motor a 2000 rpm e 7.5 e 7.6 com o motor a 2500 rpm comparando-se diesel padrão e EMOS.

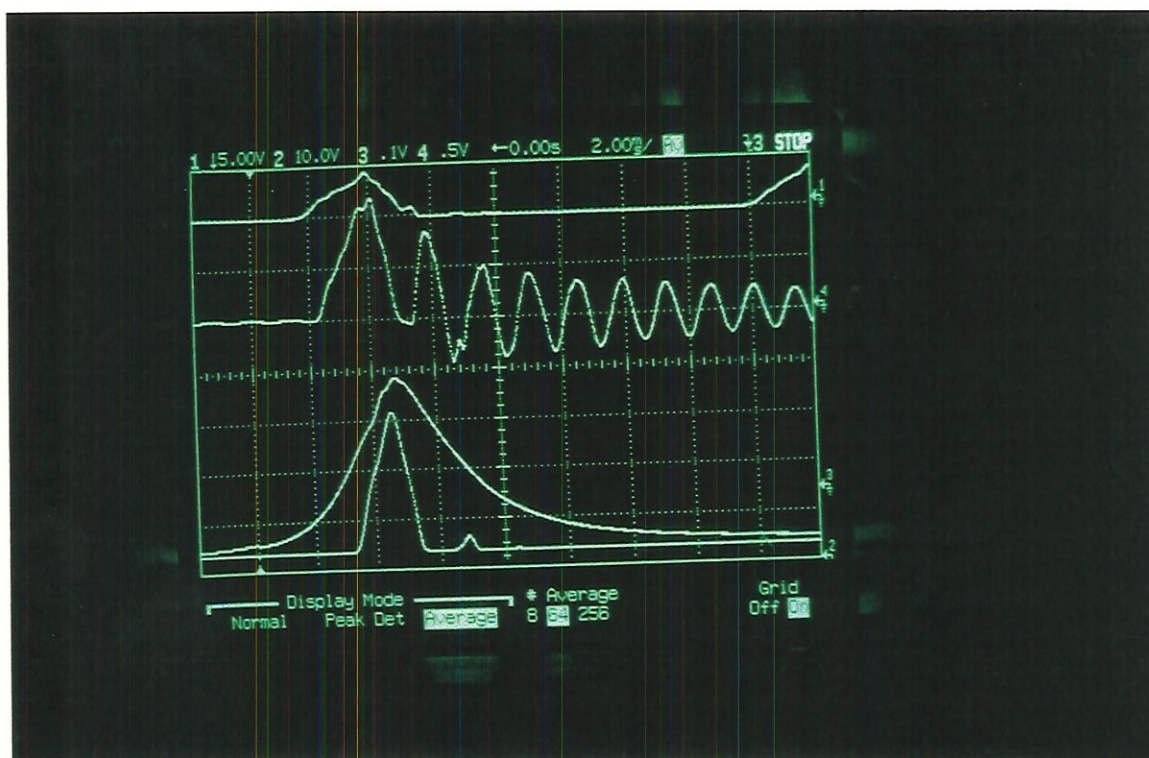


Figura 7.3 - Motor a 2000 rpm, 100% de curso da alavanca do acelerador, movido a diesel padrão (média de 64ciclos).

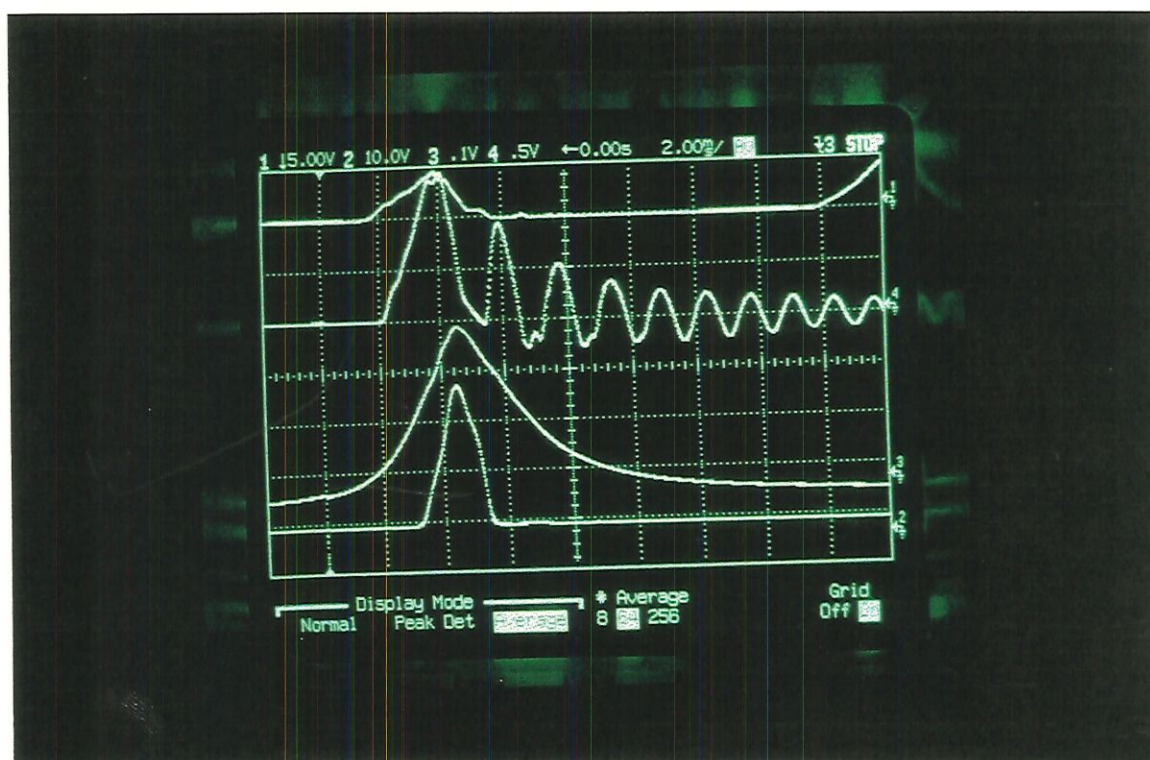


Figura 7.4 - Motor a 2000 rpm, 100% de curso da alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja - EMOS (média de 64ciclos).

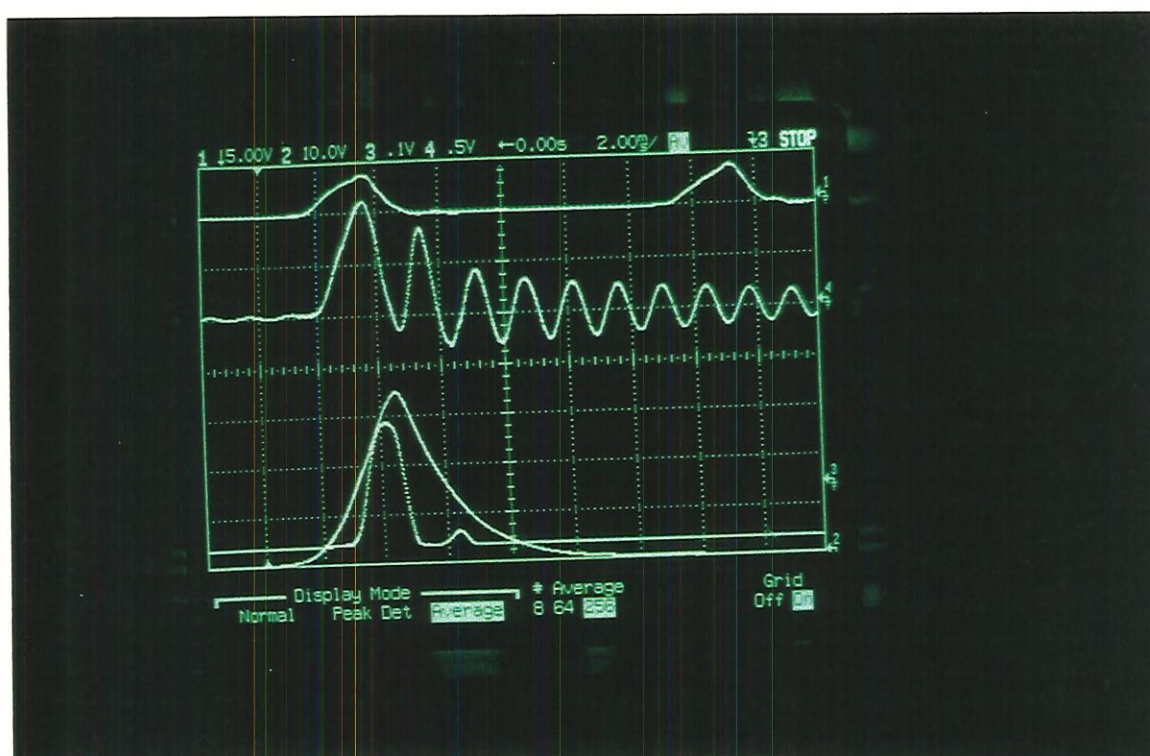


Figura 7.5 - Motor a 2500 rpm, 100% de curso da alavanca do acelerador, movido a diesel padrão (média de 64 ciclos).

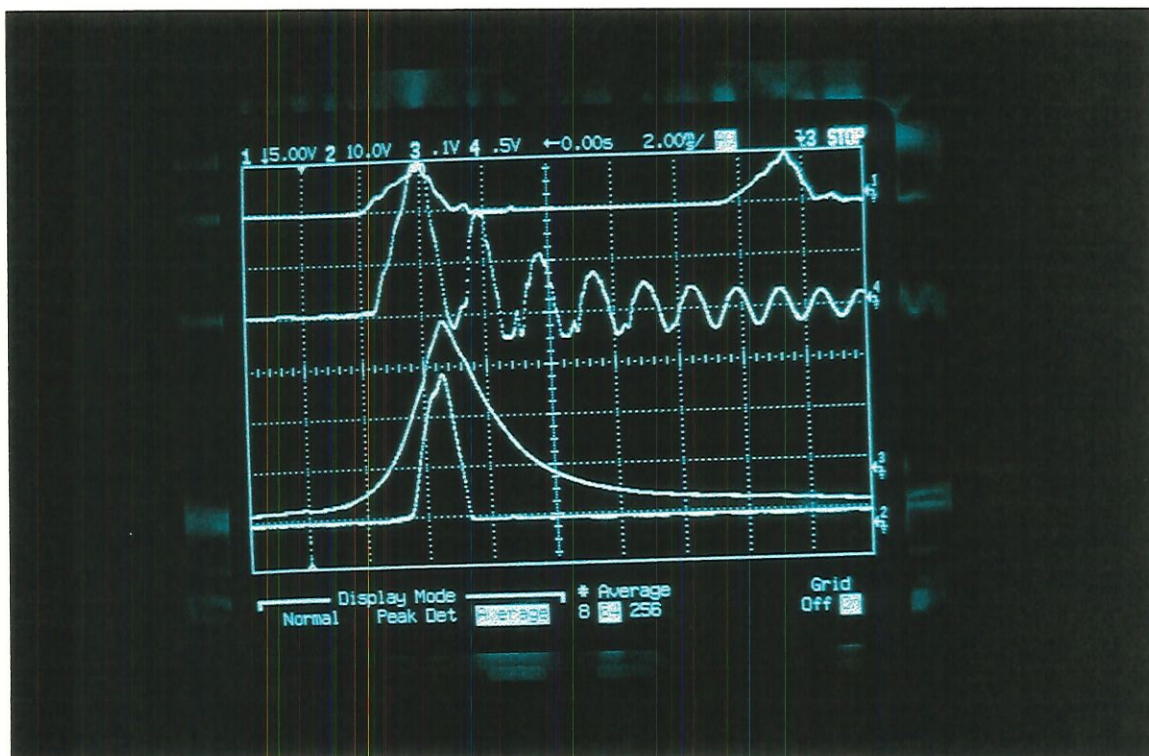


Figura 7.6 - Motor a 2500 rpm, 100% de curso da alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja - EMOS - (média de 64 ciclos).

Devido a essa semelhança de funcionamento, optou-se pela simulação utilizando-se o EMOS, já pensando neste como um futuro combustível alternativo ao diesel, e renovável.

As figuras 7.7, 7.8 e 7.9 mostram ensaios realizados com EMOS com o motor respectivamente nas rotações de 1500 rpm, 2000 rpm e 2500 rpm.

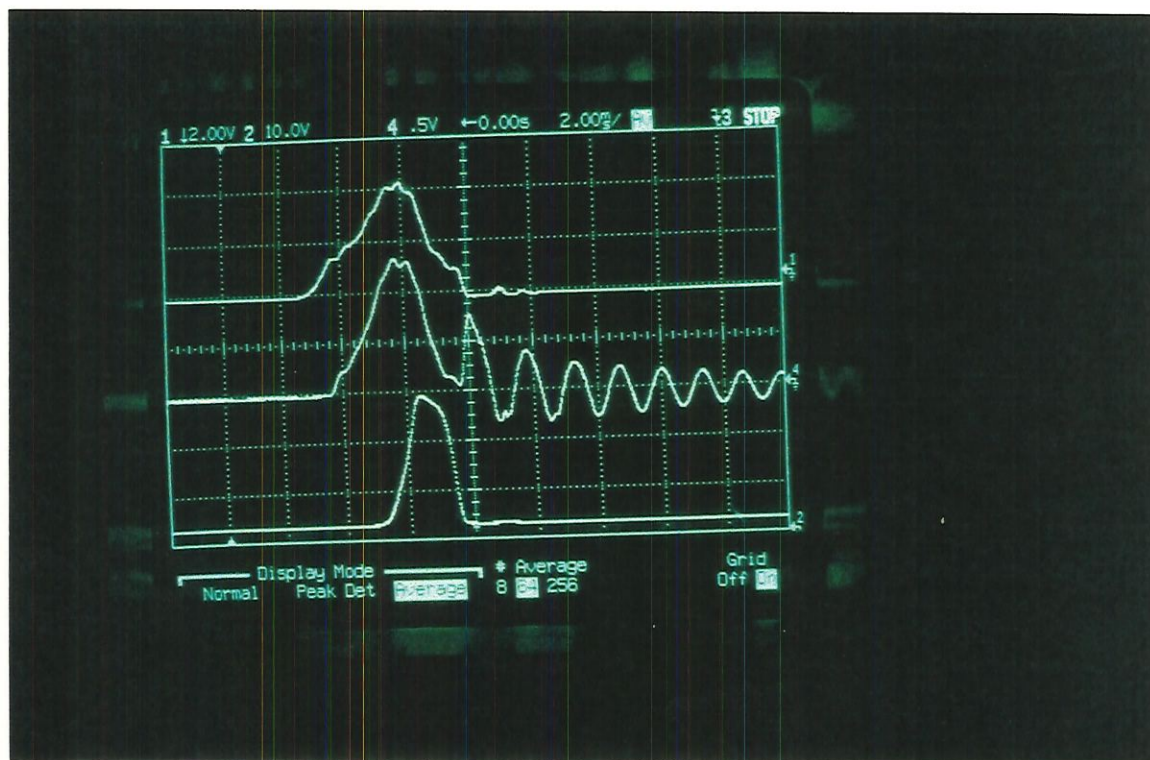


Figura 7.7 - Motor a 1500 rpm, 100% de curso da alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja - EMOS (média de 64 ciclos).



Figura 7.8 - Motor a 2000 rpm, 100% de curso da alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja - EMOS (média de 64 ciclos).

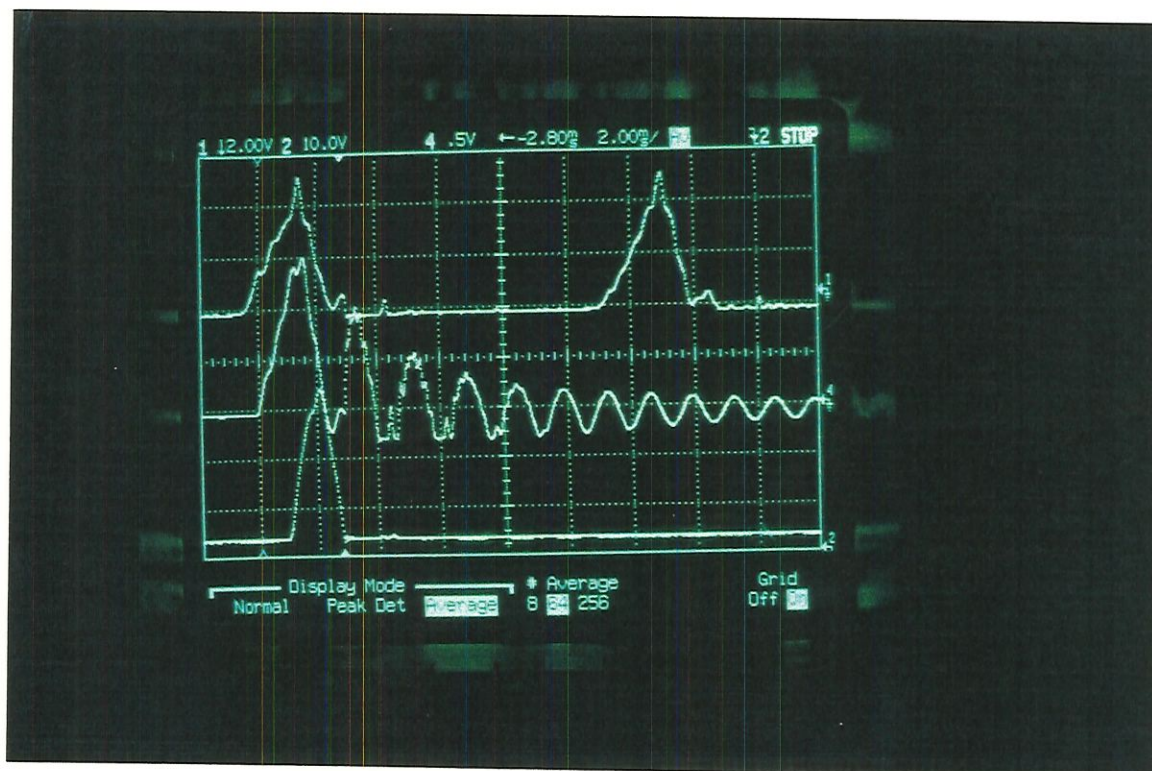


Figura 7.9 - Motor a 2500 rpm, 100% de curso da alavanca do acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja - EMOS (média de 64 ciclos).

Observando-se as figuras pode-se notar:

- Tendência de aumento das pressões nas câmaras de bombeamento e descarga (canais 1 e 4 do osciloscópio) com aumento da rotação.
- Como consequência, tem-se um aumento da elevação da agulha do injetor com as maiores rotações.
- O tempo de abertura da válvula de agulha diminui com o aumento da rotação.

As figuras numeradas de 7.10 a 7.65 a seguir mostram resultados das simulações correspondentes aos ensaios mostrados nas figuras 7.7, 7.8 e 7.9.

O ensaio com motor a 1500 rpm corresponde às figuras 7.10 a 7.24. De 7.25 a 7.39 são as correspondentes a 2000 rpm e de 7.40 a 7.54 são referentes a 2500 rpm.

À primeira vista, pode-se observar:

- As pressões de bombeamento (7.13, 7.28 e 7.43, respectivamente 1500 rpm, 2000 rpm e 2500 rpm) aumentam com a rotação, assim como as pressões na câmara de descarga (7.14, 7.29 e 7.44).

Além disso, o formato das curvas assim como valores das pressões também concordam de forma razoável com dados experimentais.

Convém lembrar que a representação da evolução das pressões na câmara de descarga ficou prejudicada devido aos problemas já discutidos no capítulo 6 (instabilidade numérica do programa rodando com o tubo de alta pressão).

- Aumento da elevação da válvula de agulha do bico injetor com o aumento da rotação (7.18, 7.33 e 7.47), como consequência do aumento das pressões de bombeamento e descarga.
- Diminuição do tempo de abertura da agulha do injetor com aumento de rotação (4ms a 1500 rpm, 3,2 ms a 2000 rpm e 2,4 ms a 2500 rpm).

- Formato das curvas de levantamento da agulha concordam bem com o experimental mostrado nas figuras 7.7, 7.8 e 7.9.

Observa-se ainda que:

- A taxa de injeção máxima aumenta com a rotação ($4,7 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ a 1500 rpm, $6,4 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ a 2000 rpm e $7,6 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ a 2500 rpm) mostrado nas figuras 7.24, 7.39 e 7.54.
- O início de enchimento da câmara de bombeamento coincide com o início de abertura da janela de entrada de óleo combustível (figuras 7.10 e 7.20; 7.25 e 7.35; 7.40 e 7.50).
- A queda de pressão nas câmaras de bombeamento e descarga tem início na abertura do orifício de retorno (figuras 7.13, 7.14 e 7.21; 7.28, 7.29 e 7.36; 7.43, 7.44 e 7.51).
- A vazão na saída do orifício de retorno (Q2 no modelo proposto) começa com a abertura do mesmo (figuras 7.21 e 7.22, 7.36 e 7.37, 7.51 e 7.52).
- A vazão injetada para dentro da câmara de combustão só tem início após a válvula de agulha ter se levantado 0,7 mm (figuras 7.18 e 7.24, 7.33 e 7.39, 7.48 e 7.54).
- O início do levantamento da válvula de descarga é anterior ao da agulha (figuras 7.15 e 7.18; 7.30 e 7.33; 7.45 e 7.48).

A figura 7.55 apresenta um resultado experimental com o motor funcionando à rotação de 2500 rpm, porém com $\frac{1}{4}$ de curso da alavanca do acelerador.

Notam-se, em relação à aceleração total da figura 7.9, as seguintes diferenças.

- Menores pressões nas câmaras de bombeamento e de descarga.

- Menor levantamento da agulha do injetor.
- Queda no tempo de injeção devido ao fato da bucha de retorno descobrir o orifício pouco tempo depois que o pistão começar a subir.

Essas mesmas características podem ser sentidas nos resultados simulados mostrados nas figuras 7.56, 7.57, 7.58 e 7.59.

Tem-se ainda, pela figura 7.60, em relação a figura 7.54, uma queda na taxa máxima de injeção para dentro da câmara de combustão, mostrando a coerência do modelo.

A fim de se poder avaliar a sensibilidade do modelo frente à alteração de um importante parâmetro do sistema, fez-se uma simulação mudando-se a constante de mola do bico injetor e sua pré-carga supondo que a mola ficasse deformada do mesmo valor. Deste modo, altera-se a pressão de abertura do bico.

Os valores originais 291.000 N/m da constante de mola e 264,91 N da pré-carga foram trocados por 350.000 N/m e 318,62 N, respectivamente.

As figuras 7.61 a 7.65 correspondem a nova configuração de abertura do bico, com aceleração total e 1500 rpm do motor.

Em relação às figuras 7.13, 7.14, 7.15, 7.18 e 7.24, pode-se notar:

- Aumento das pressões de bombeamento e de descarga com o novo bico.
- Aumento da pressão residual.
- Atraso no início de abertura da válvula de agulha.
- Menor tempo de injeção.
- Menor levantamento de agulha.
- Queda no valor da taxa máxima de injeção (7.65 e 7.24).
- Menor quantidade injetada (figuras 7.65 e 7.24).

No apêndice 3 encontram-se as figuras do ensaio a 1500 rpm, com aceleração total, correspondentes às figuras 7.10 a 7.24 plotadas em função do ângulo de rotação do eixo da bomba injetora.

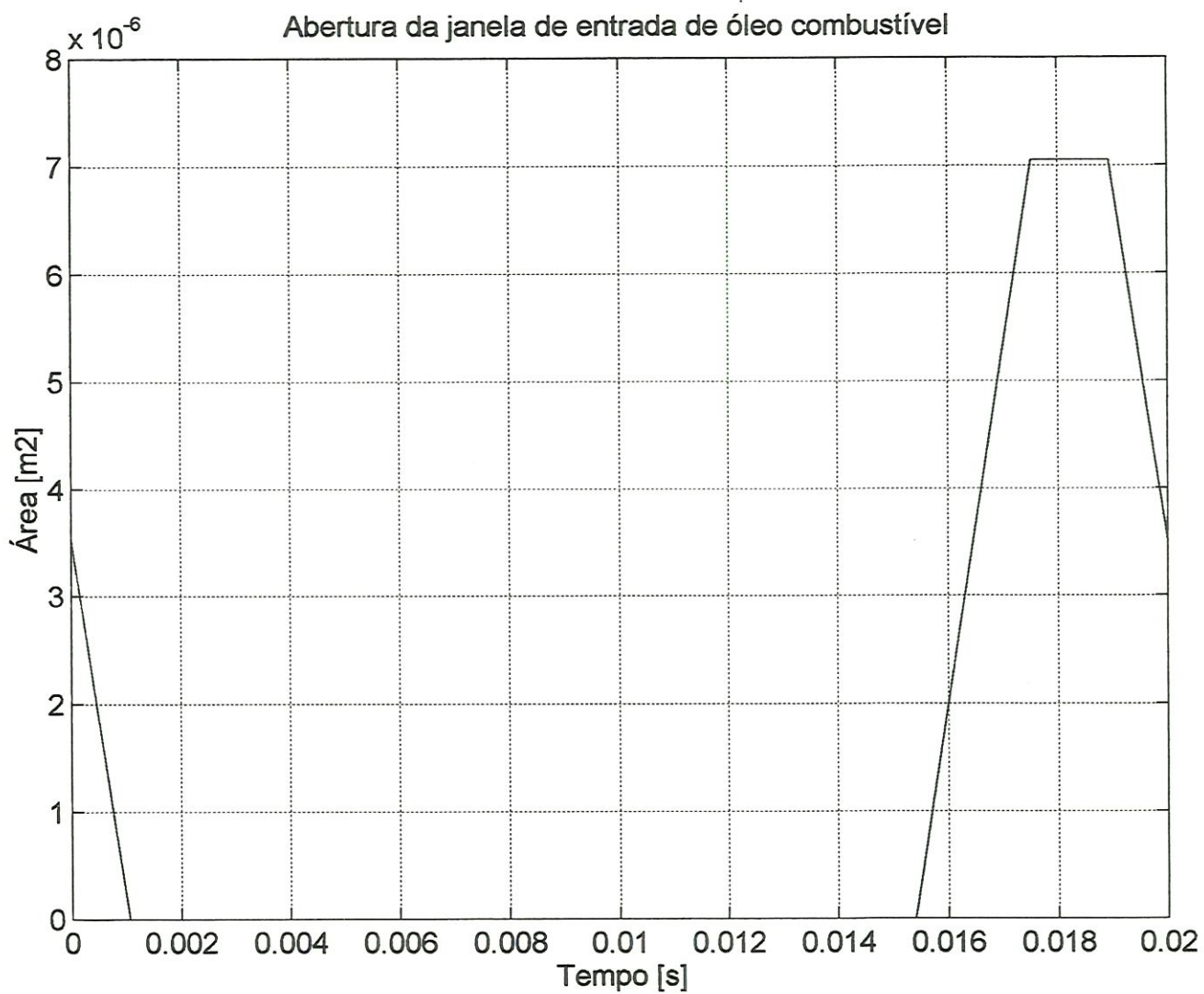


Figura 7.10 - Abertura da janela de entrada de óleo combustível (EMOS 1500 rpm).

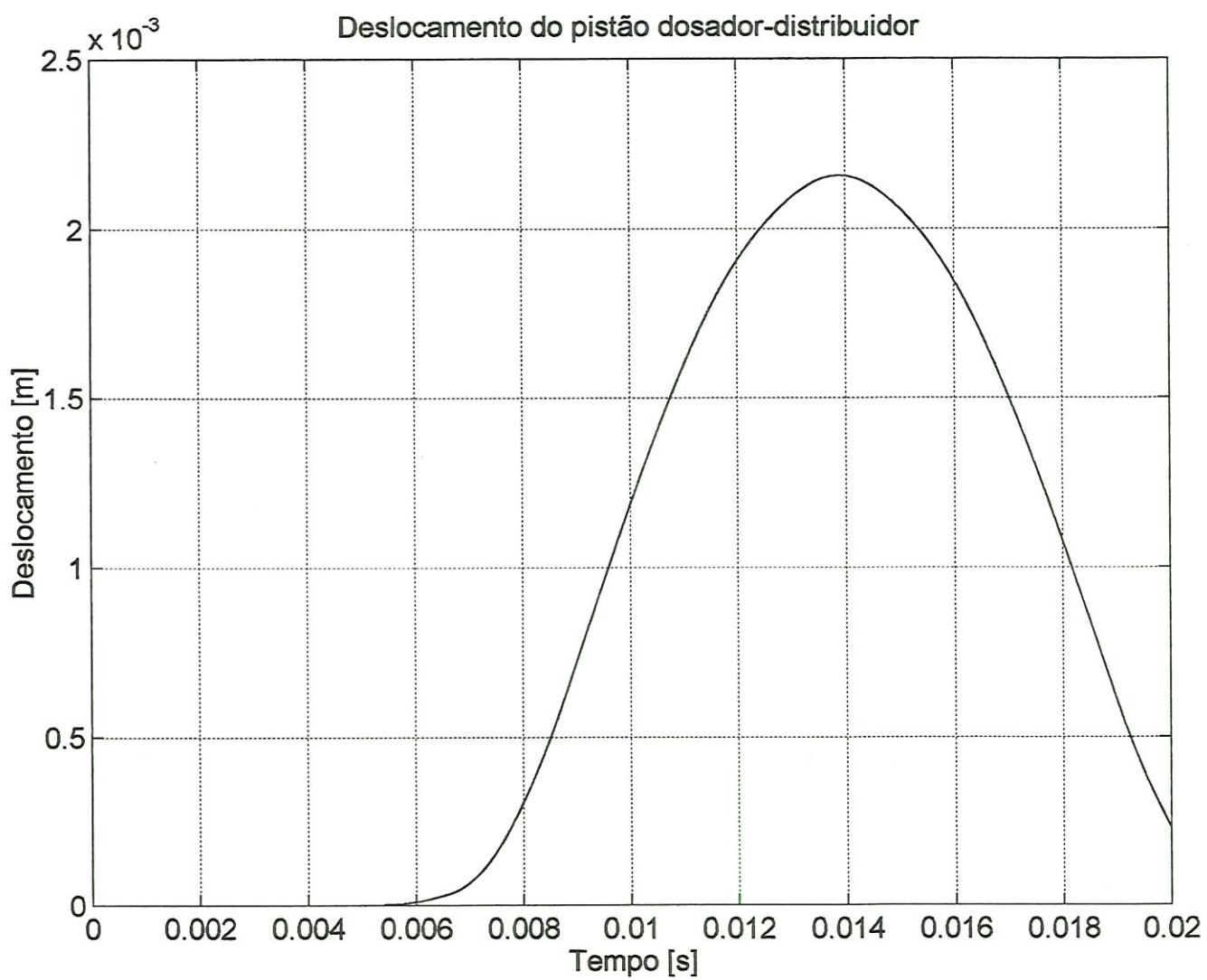


Figura 7.11 - Deslocamento do pistão dosador-distribuidor (EMOS 1500 rpm).

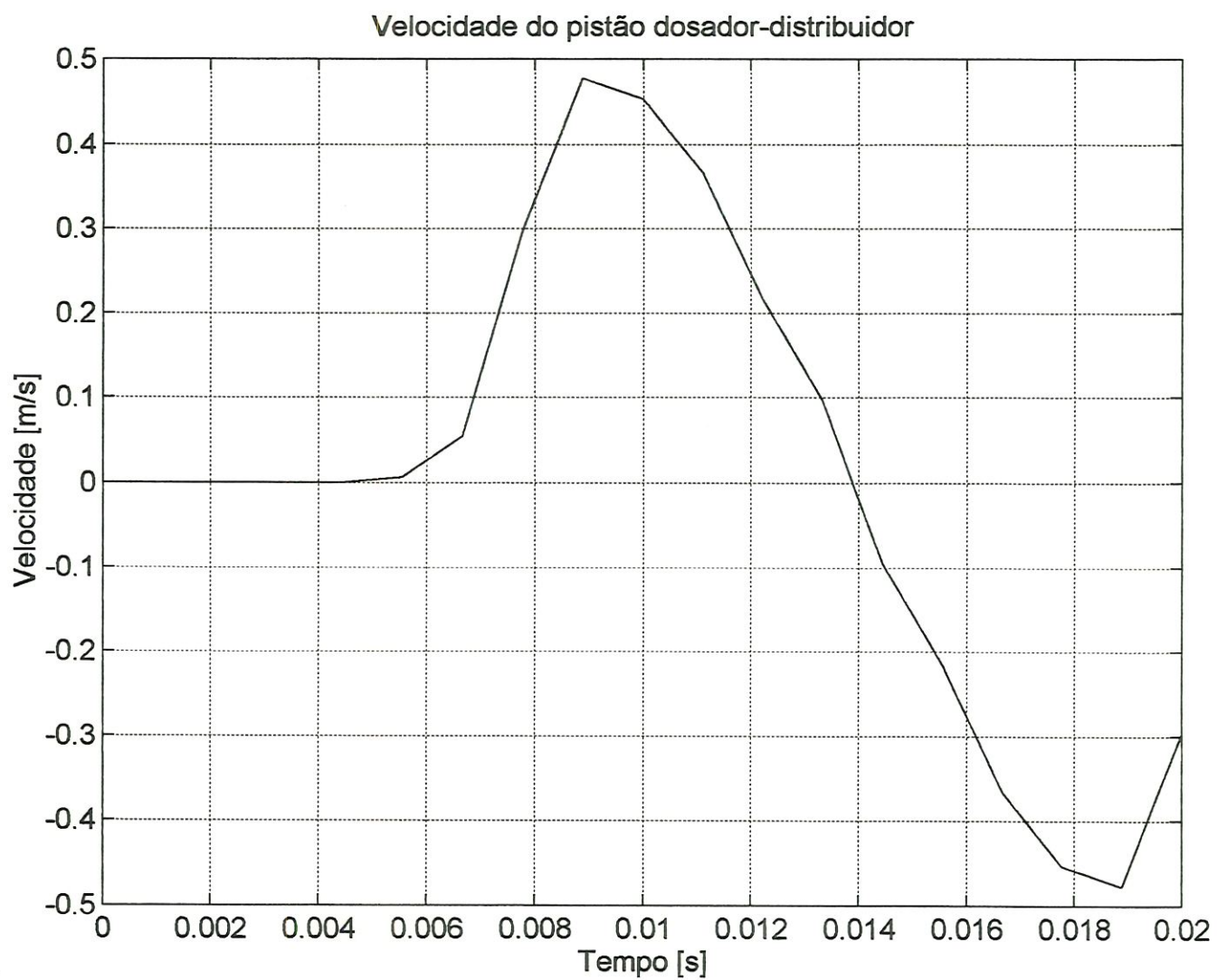


Figura 7.12 - Velocidade do pistão dosador-distribuidor (EMOS 1500 rpm).

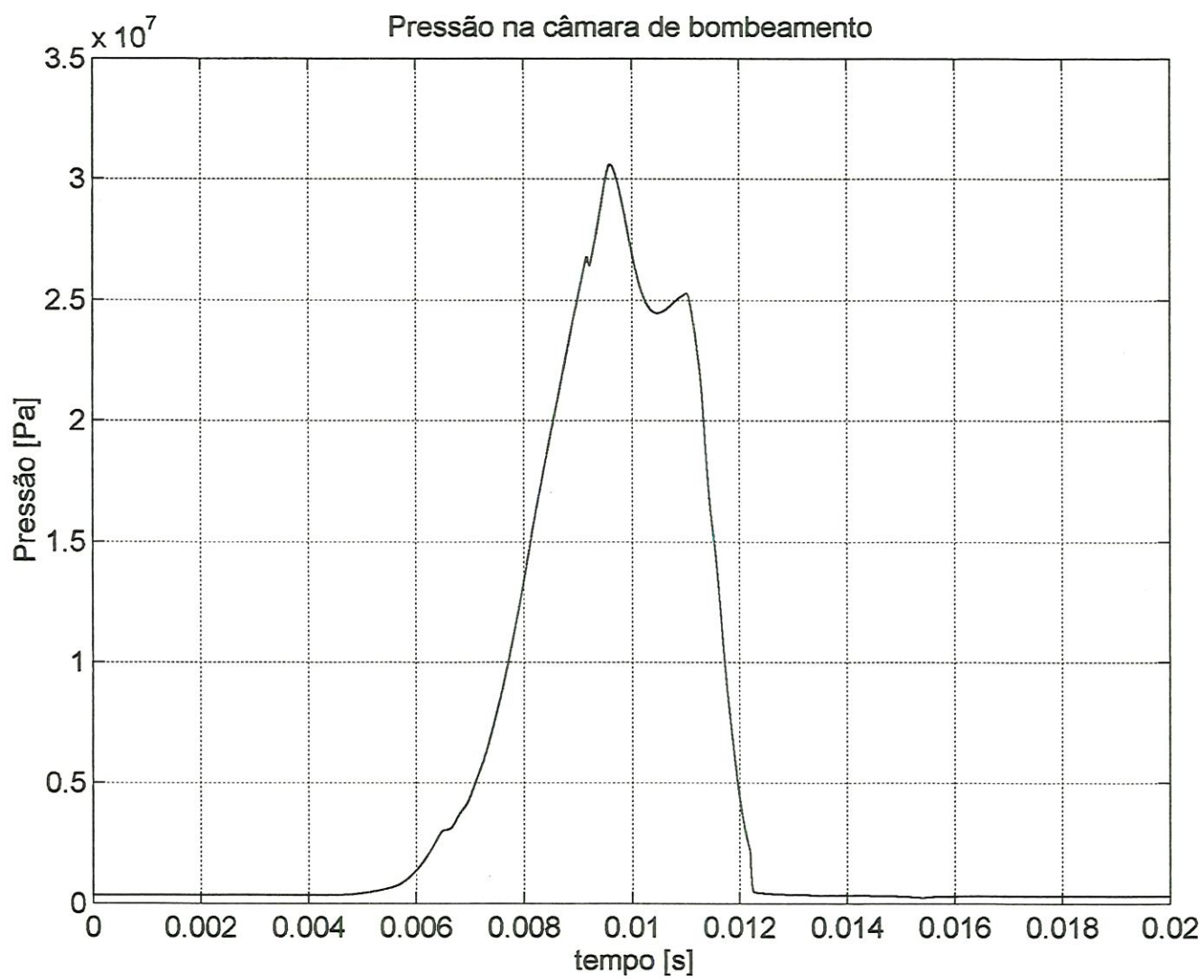


Figura 7.13 - Pressão na câmara de bombeamento (EMOS 1500 rpm).

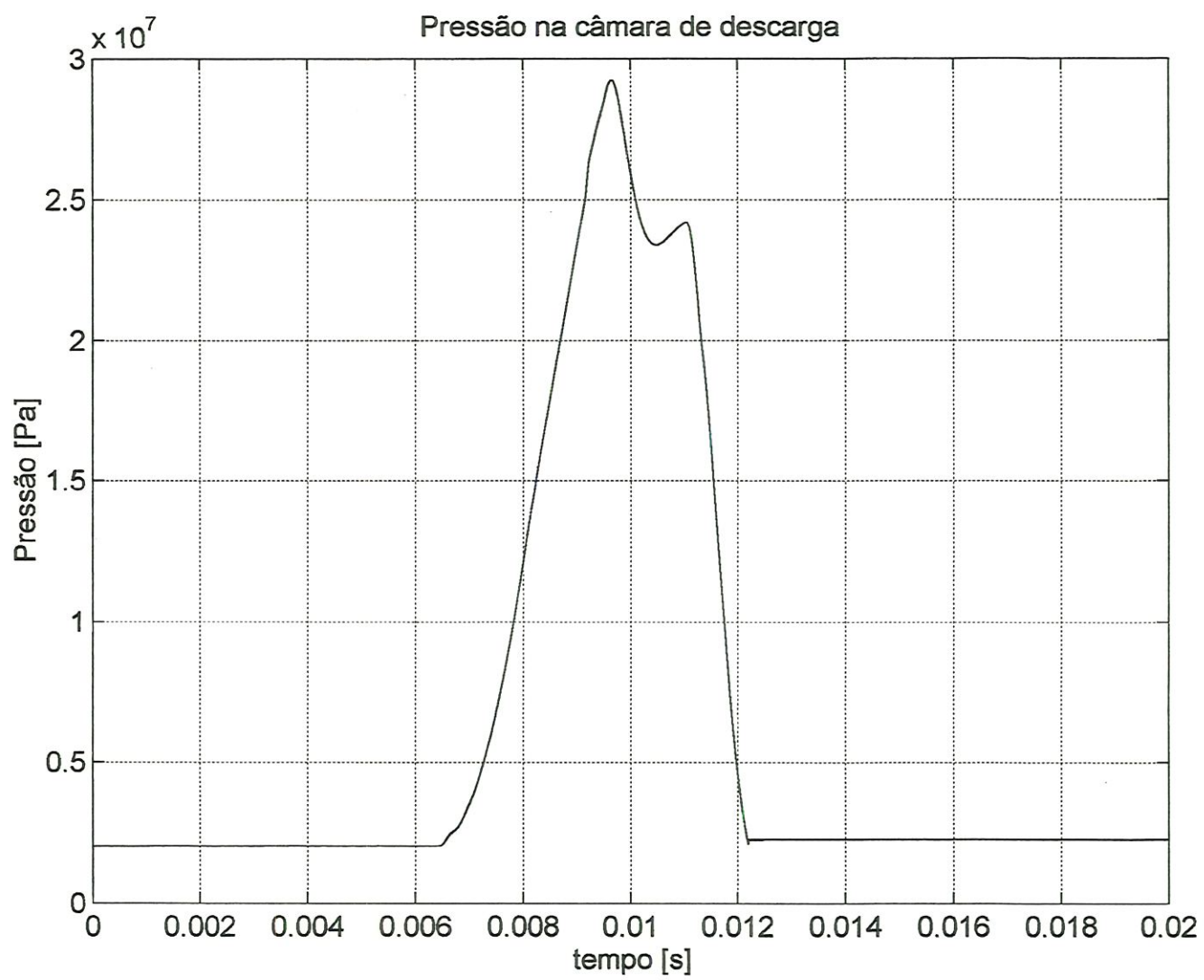


Figura 7.14 - Pressão na câmara de descarga (EMOS 1500 rpm).

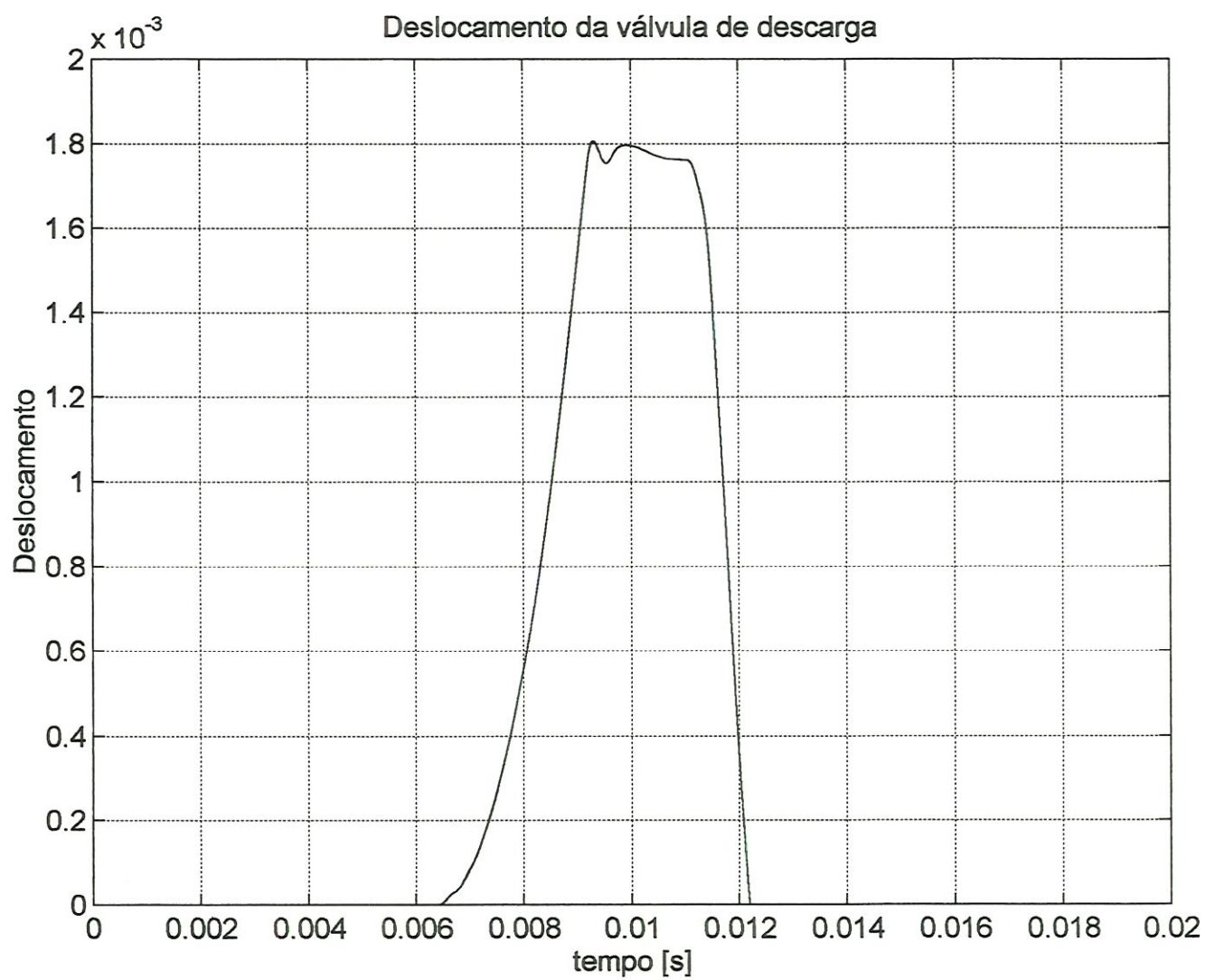


Figura 7.15 - Deslocamento da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).

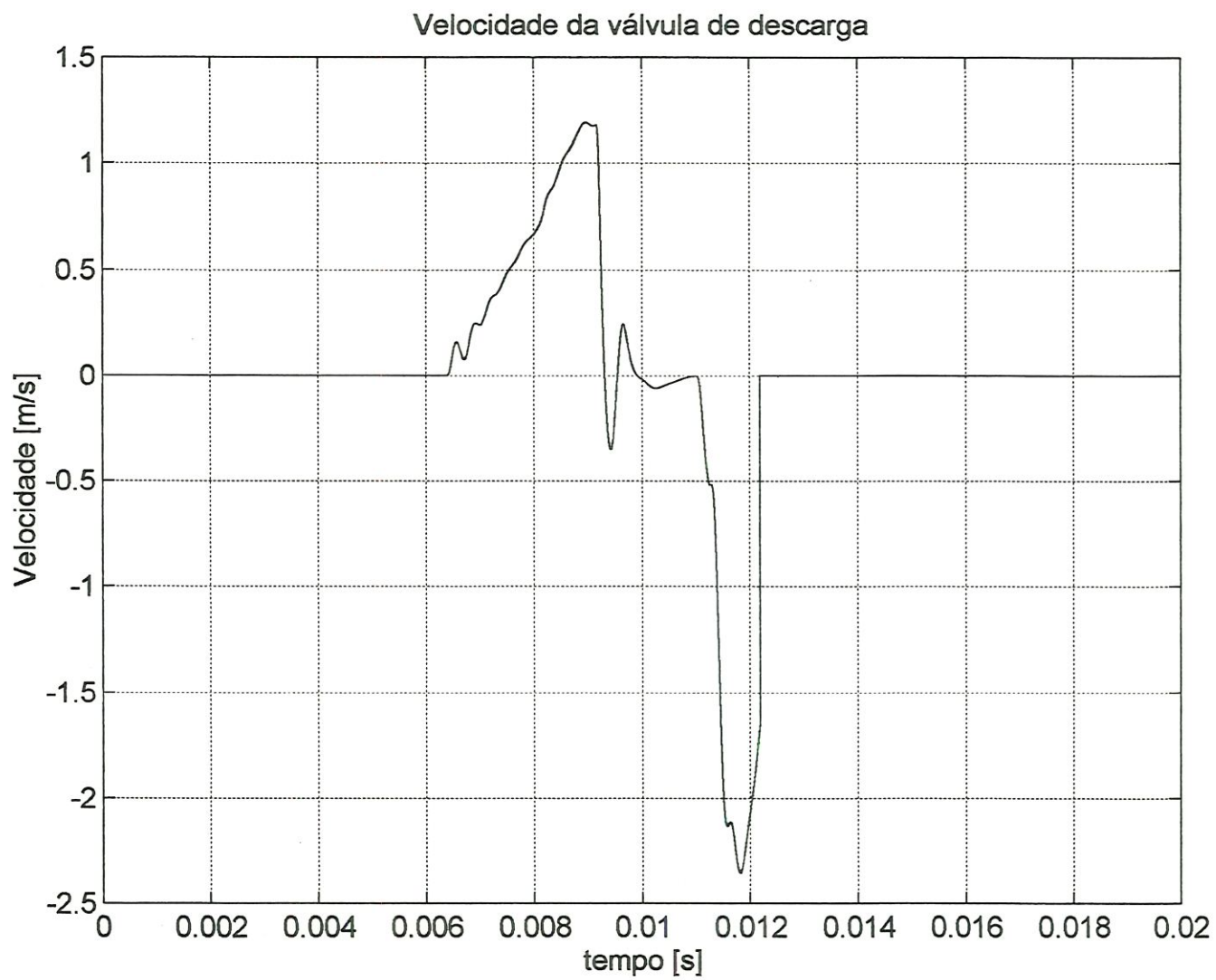


Figura 7.16 - Velocidade da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).

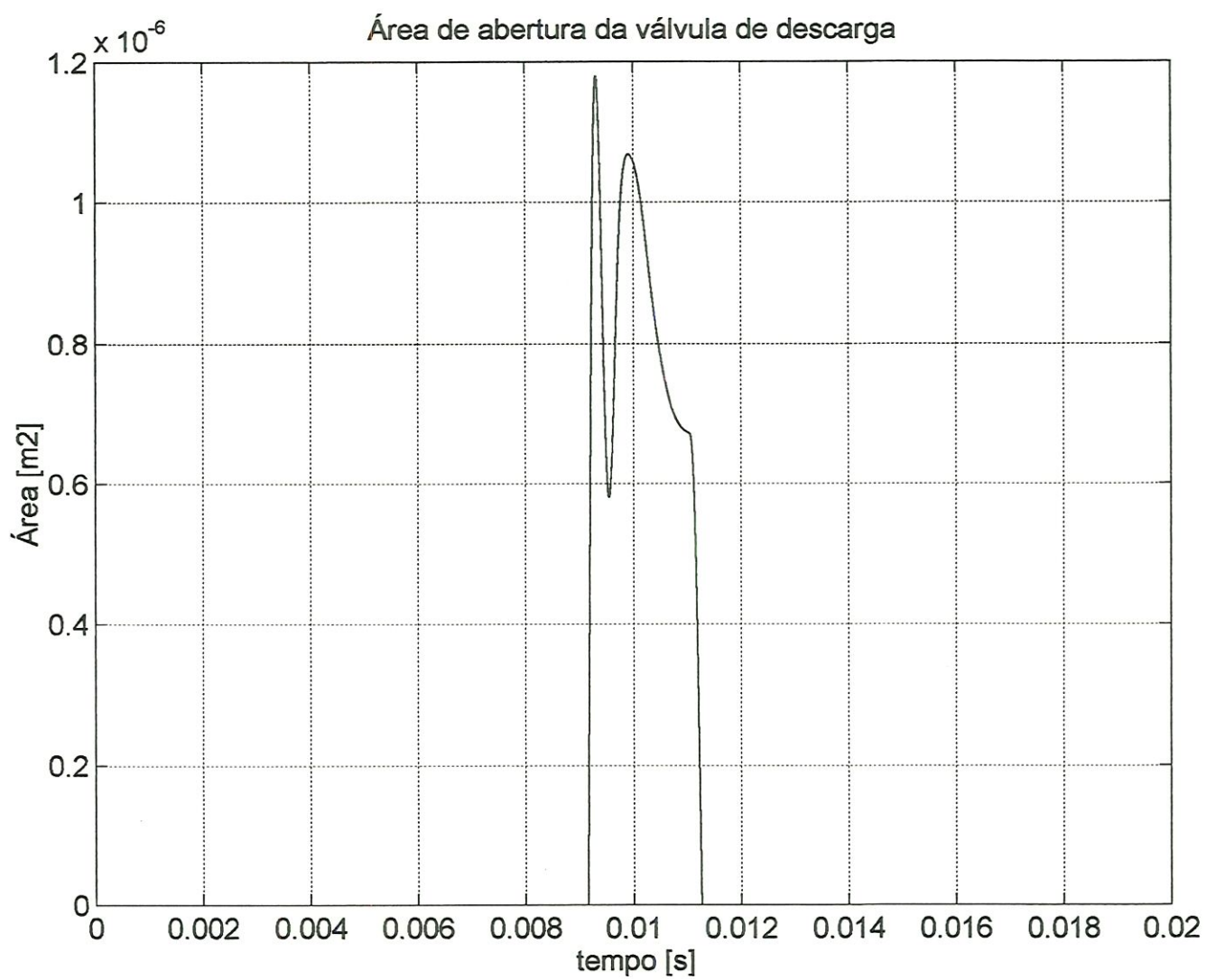


Figura 7.17 - Área de abertura da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).

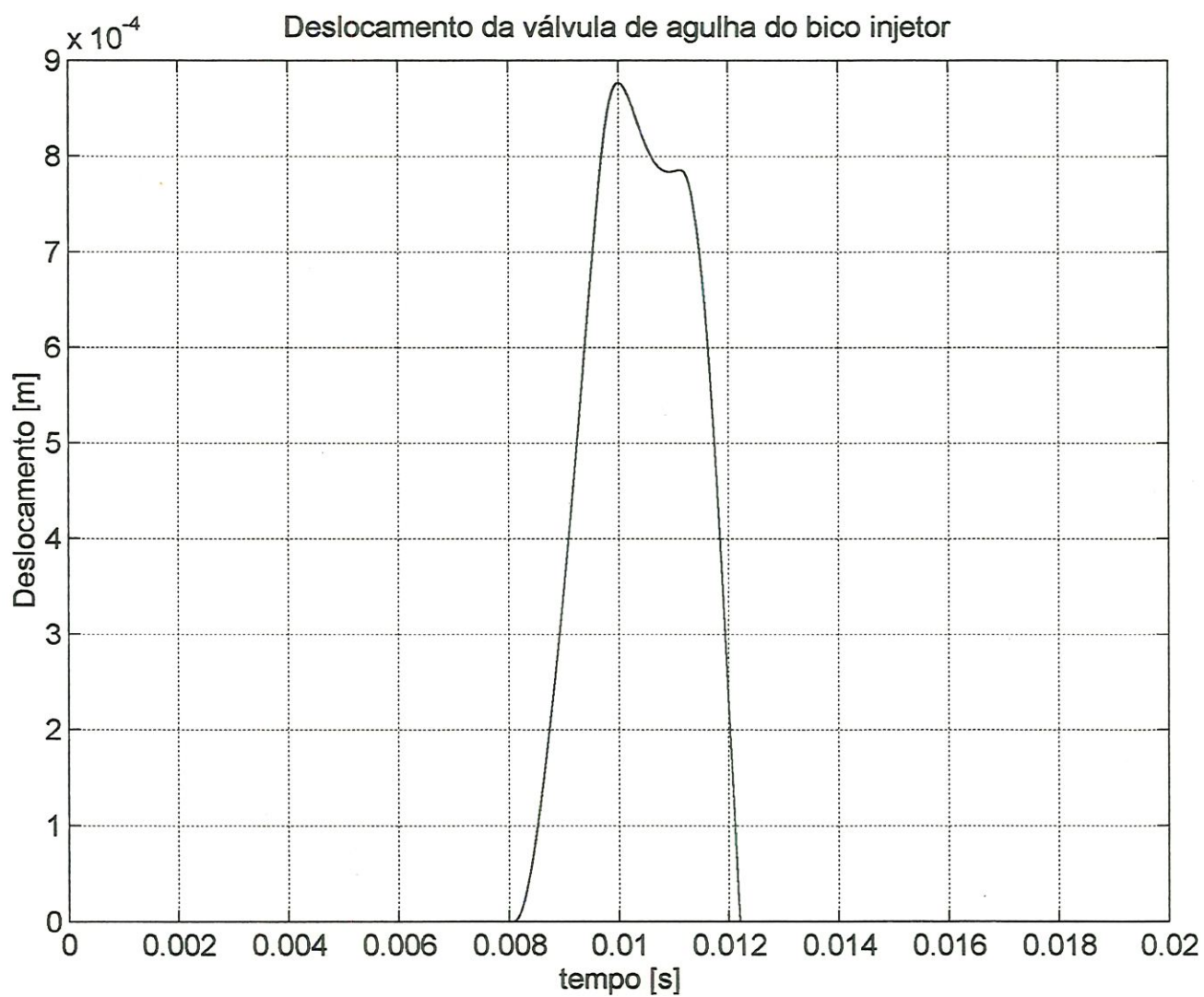


Figura 7.18 - Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 1500 rpm).

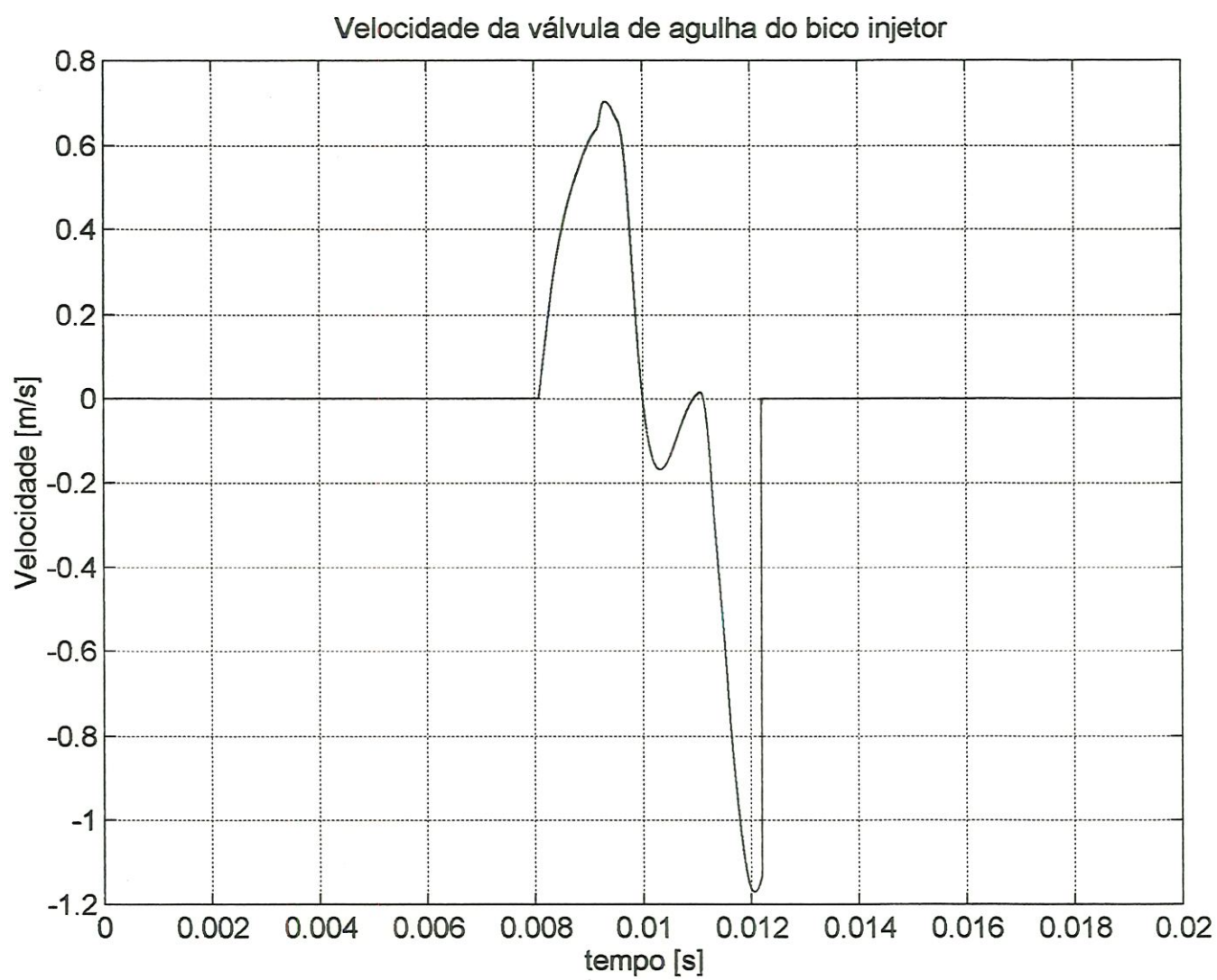


Figura 7.19 - Velocidade da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 1500 rpm).

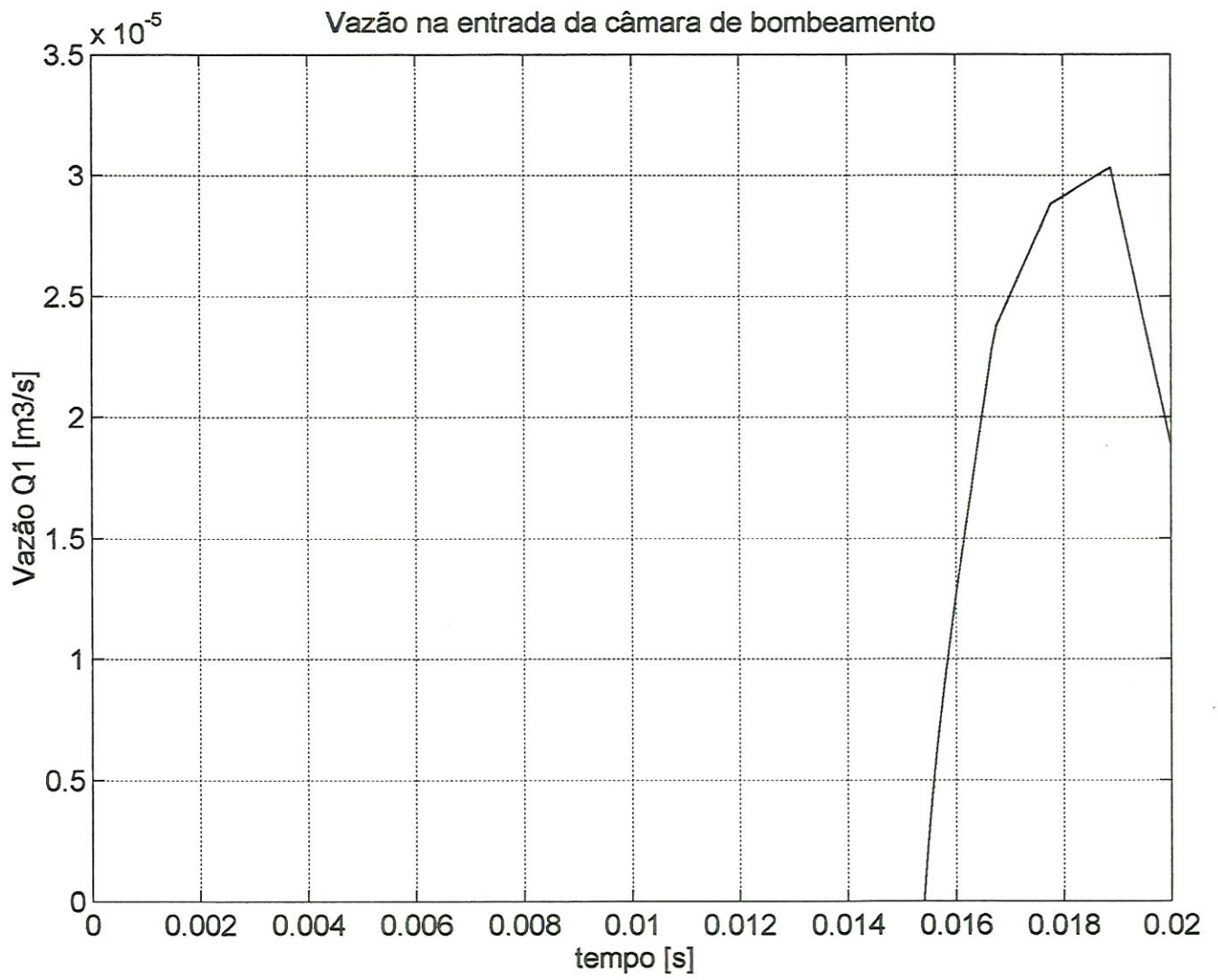


Figura 7.20 - Vazão Q_1 na entrada da câmara de bombeamento (EMOS 1500 rpm).

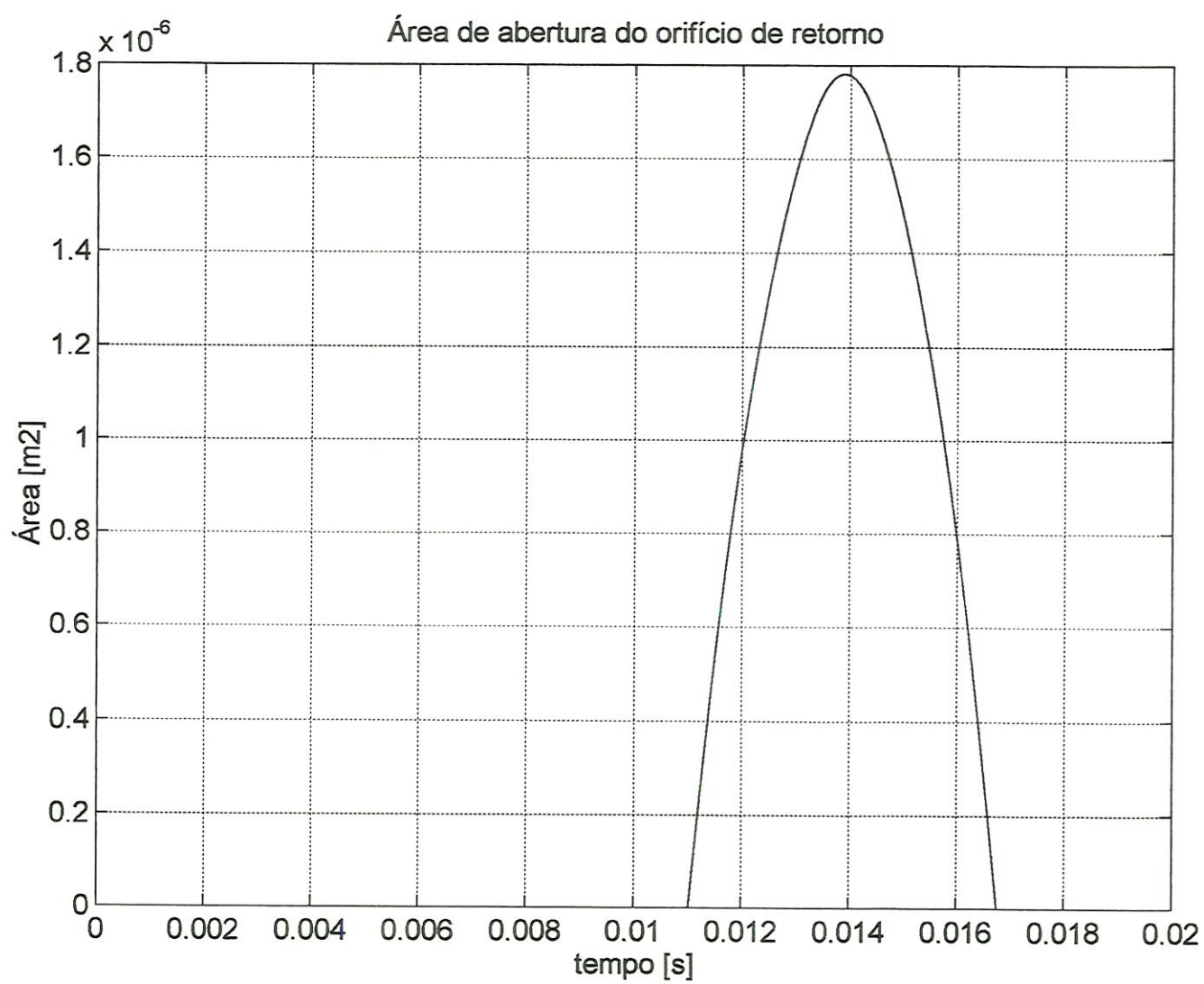


Figura 7.21 - Área de abertura do orifício de retorno (EMOS 1500 rpm).

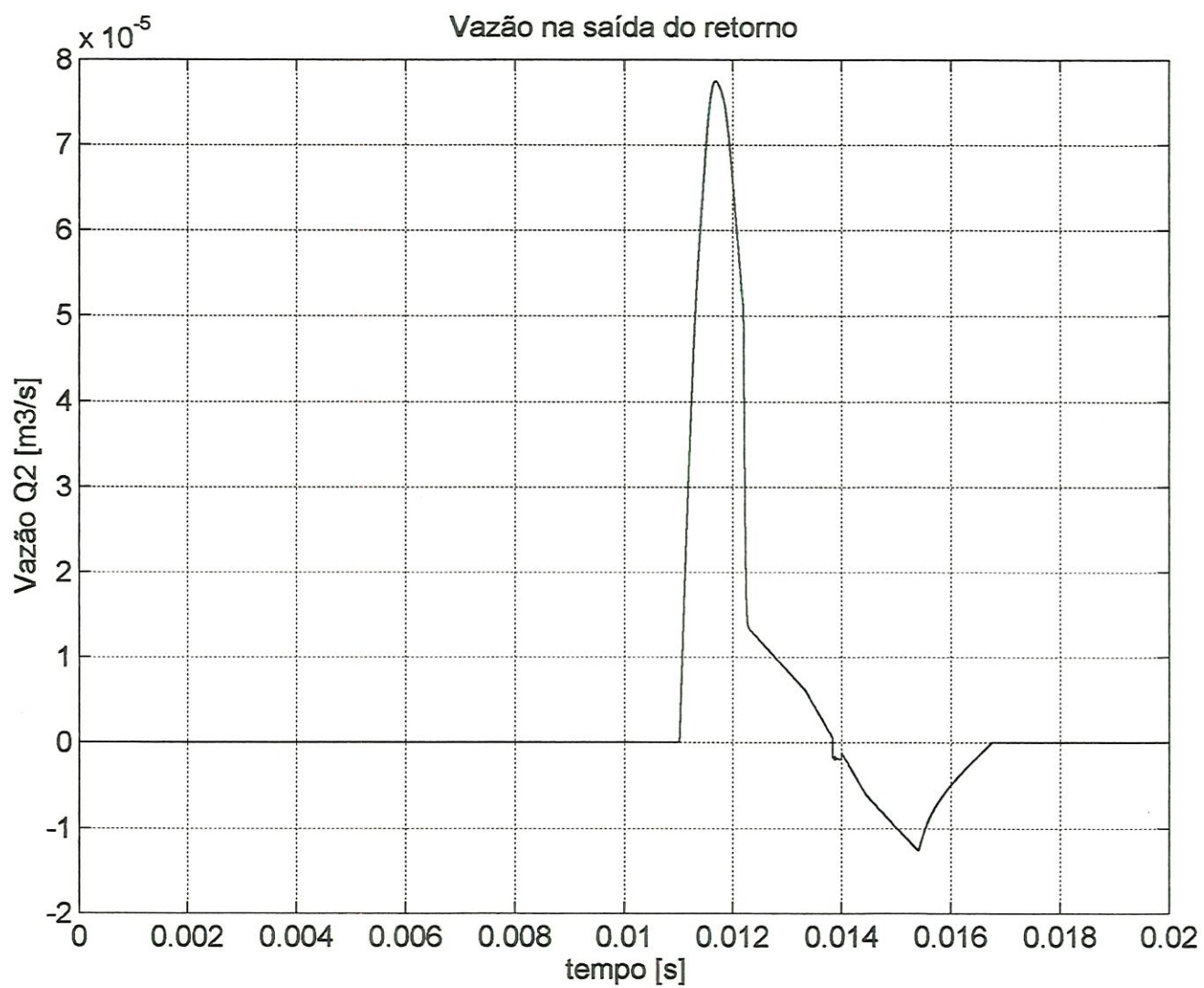


Figura 7.22 - Vazão Q₂ na saída do retorno (EMOS 1500 rpm).

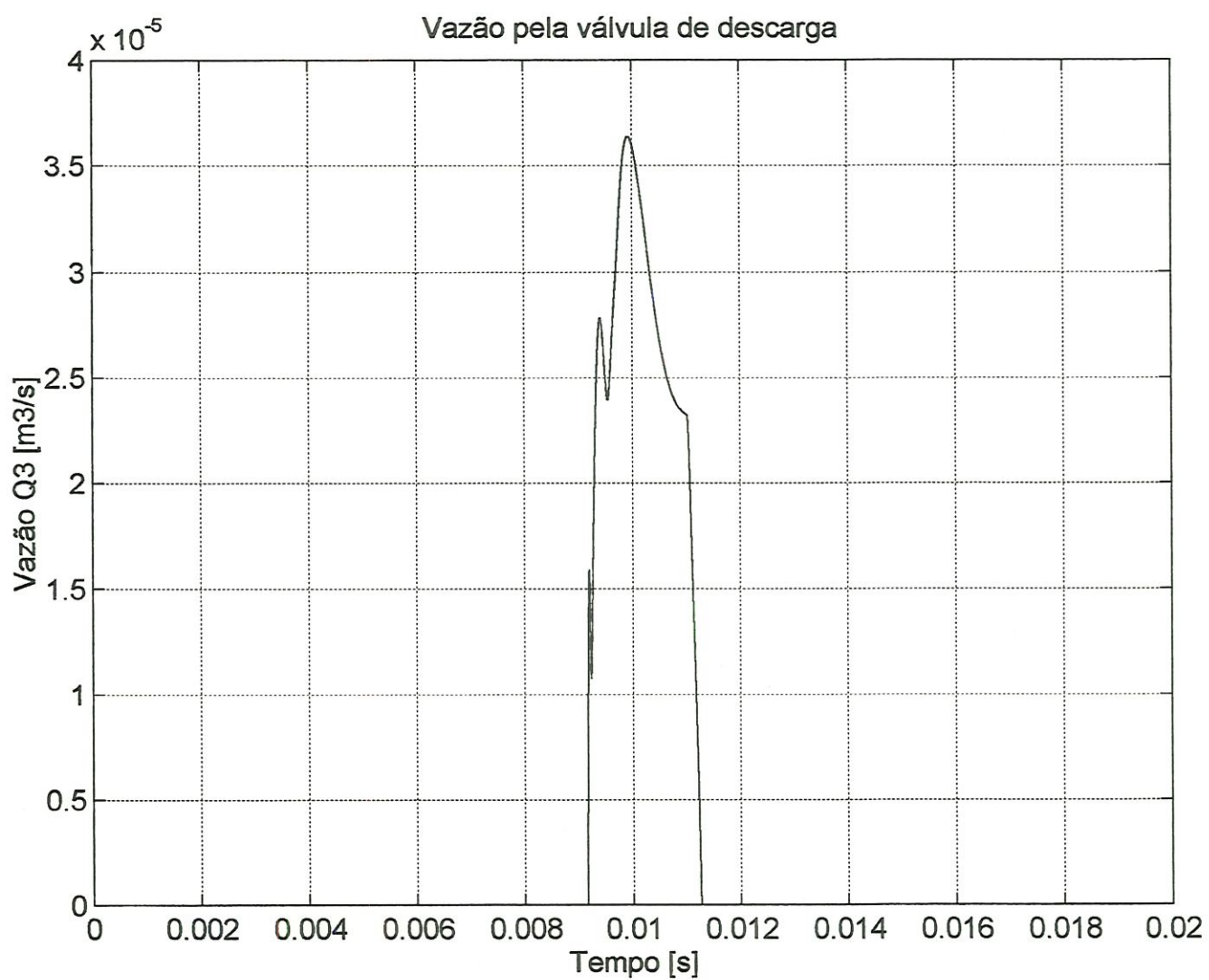


Figura 7.23 - Vazão Q_3 pela válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).

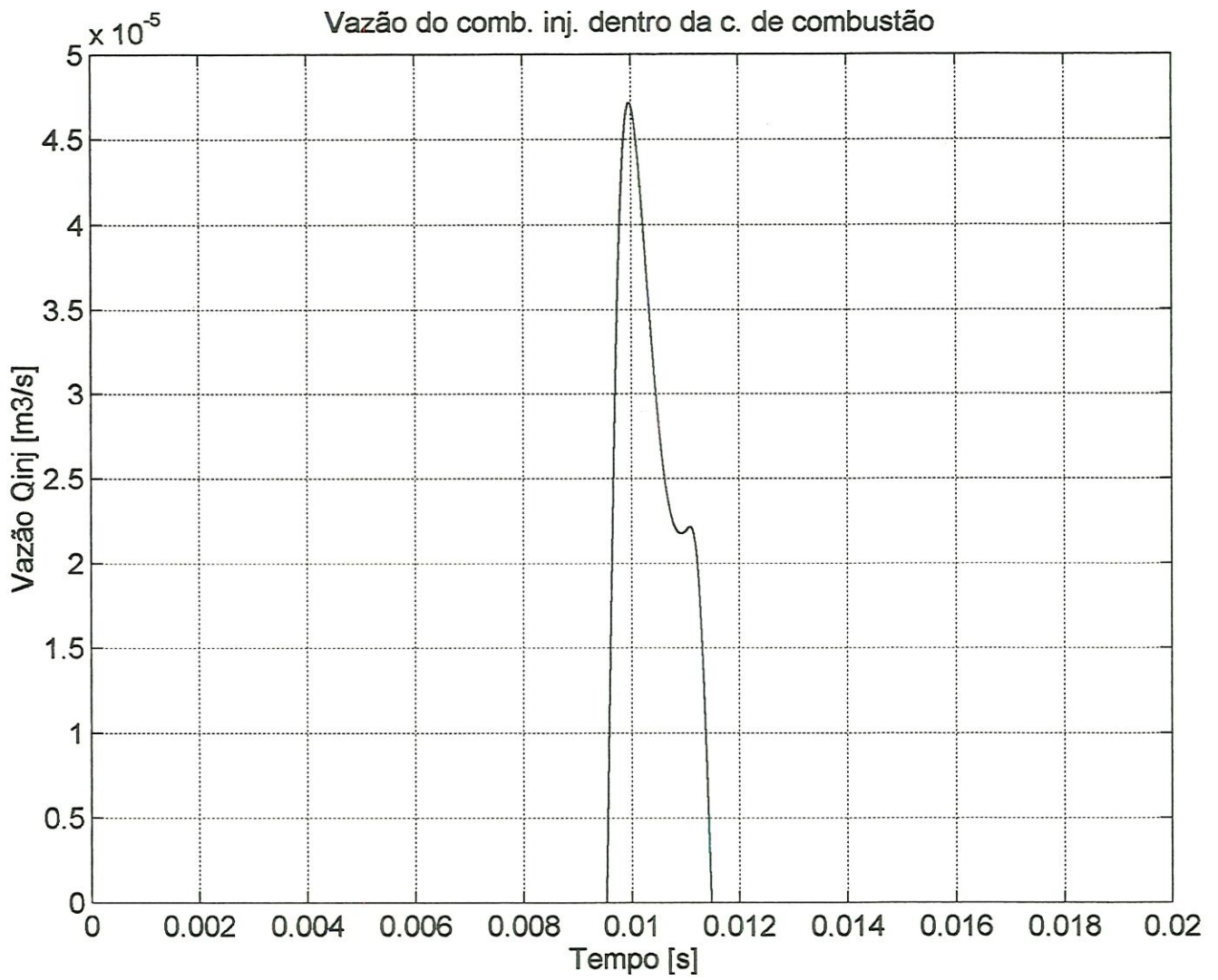


Figura 7.24 - Vazão Q_{inj} do combustível injetado dentro da câmara de combustão (EMOS 1500 rpm).

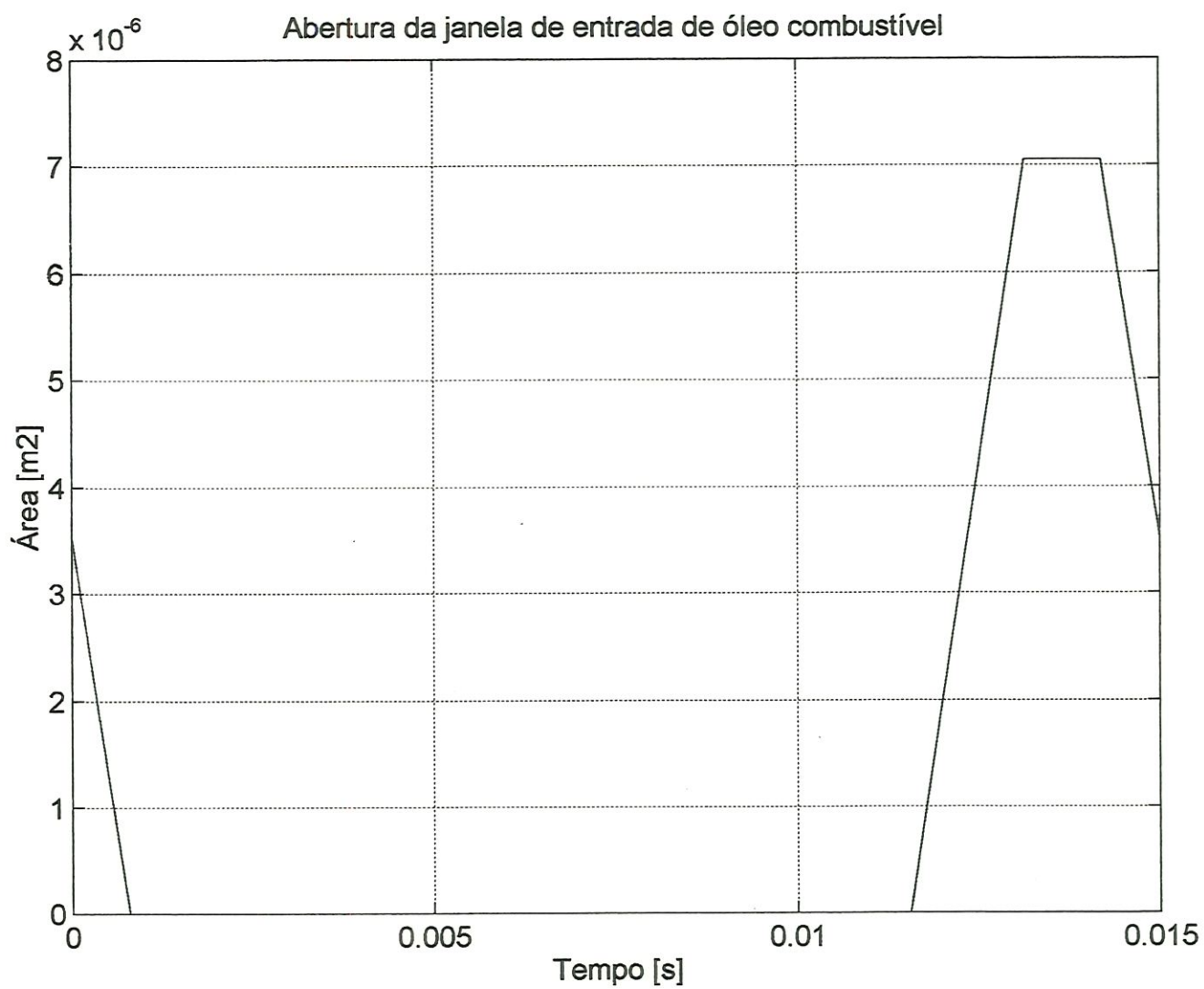


Figura 7.25 - Abertura da janela de entrada de óleo combustível (EMOS 2000 rpm).

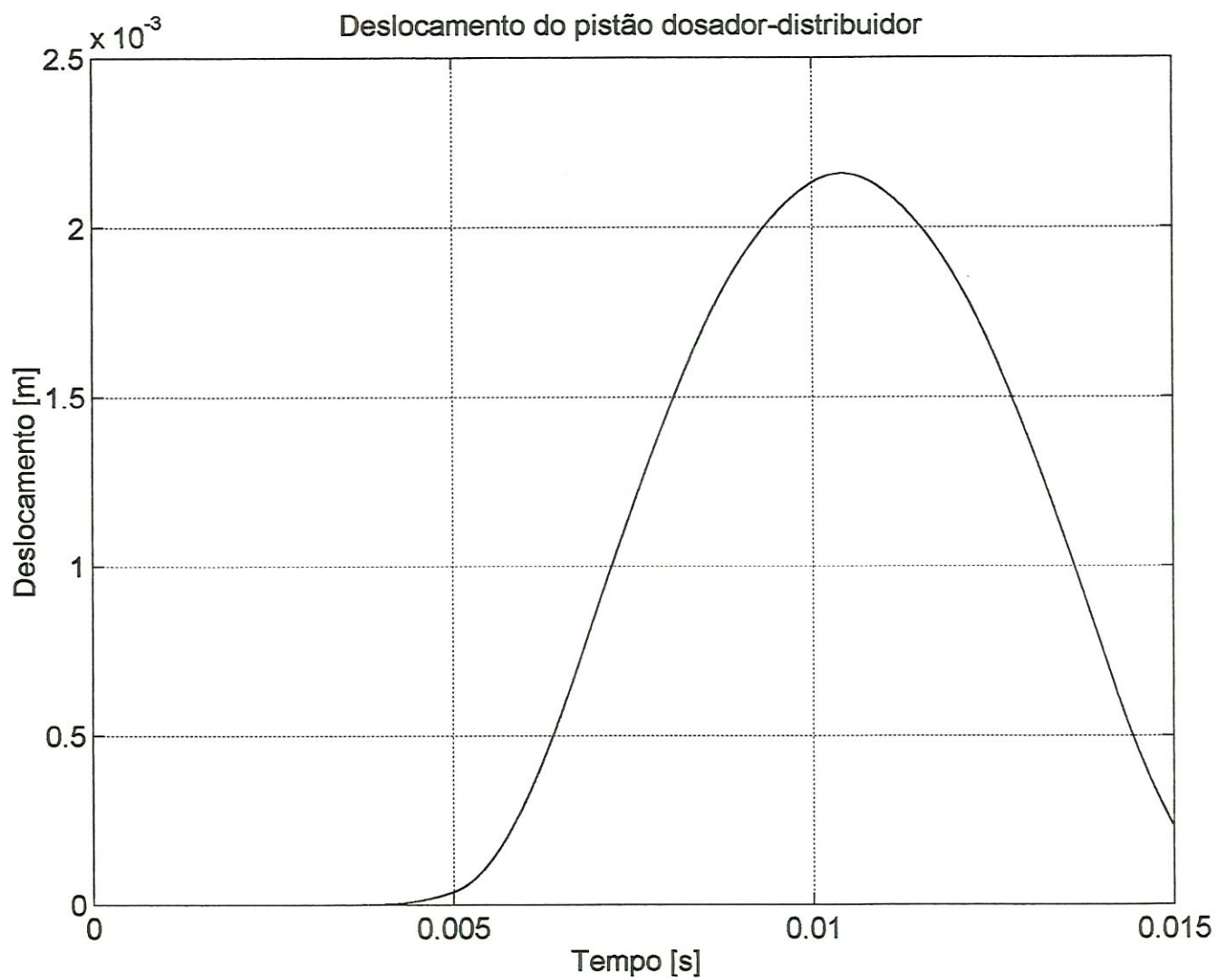


Figura 7.26 - Deslocamento do pistão dosador-distribuidor (EMOS 2000 rpm).

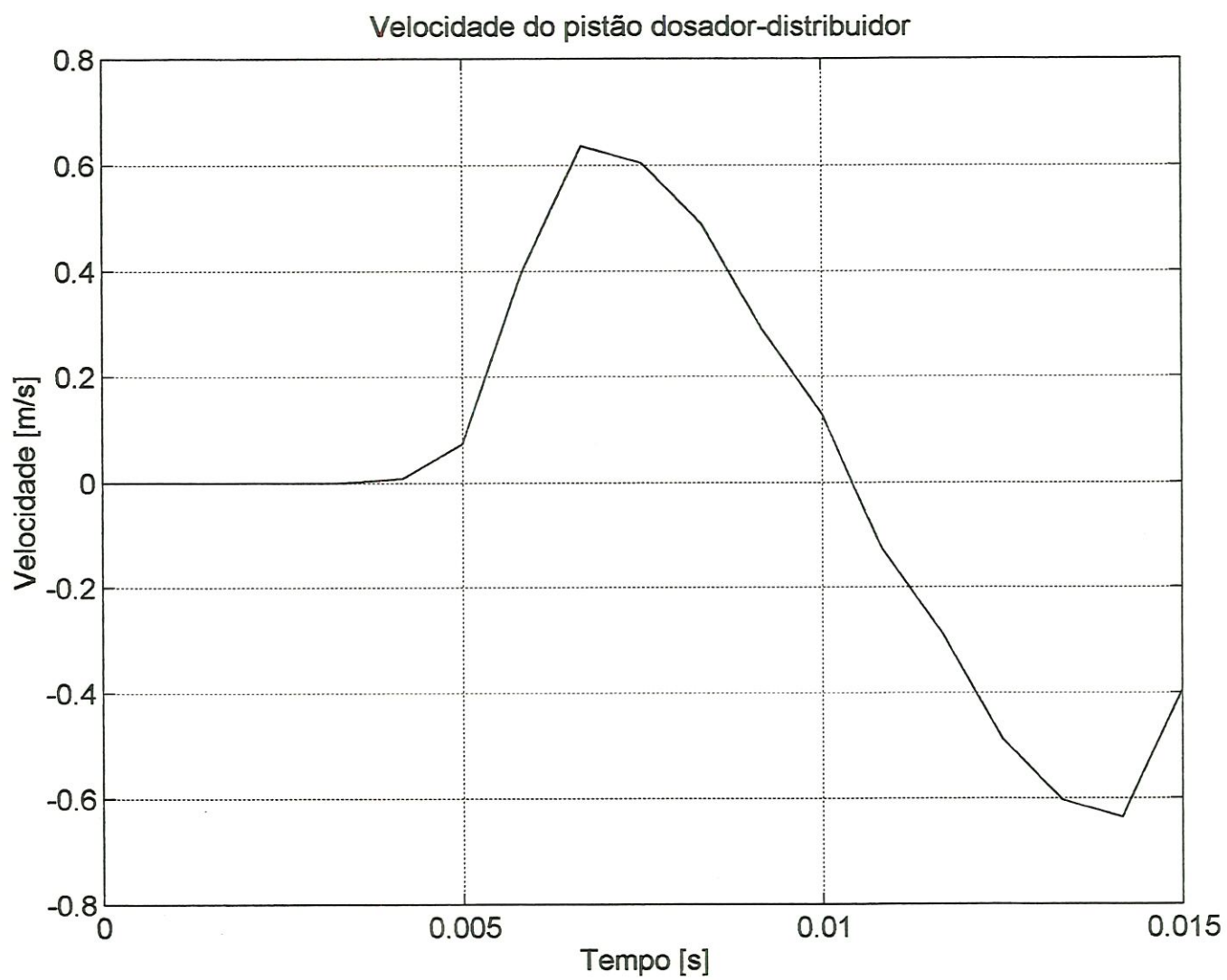


Figura 7.27 - Velocidade do pistão dosador-distribuidor (EMOS 2000 rpm).

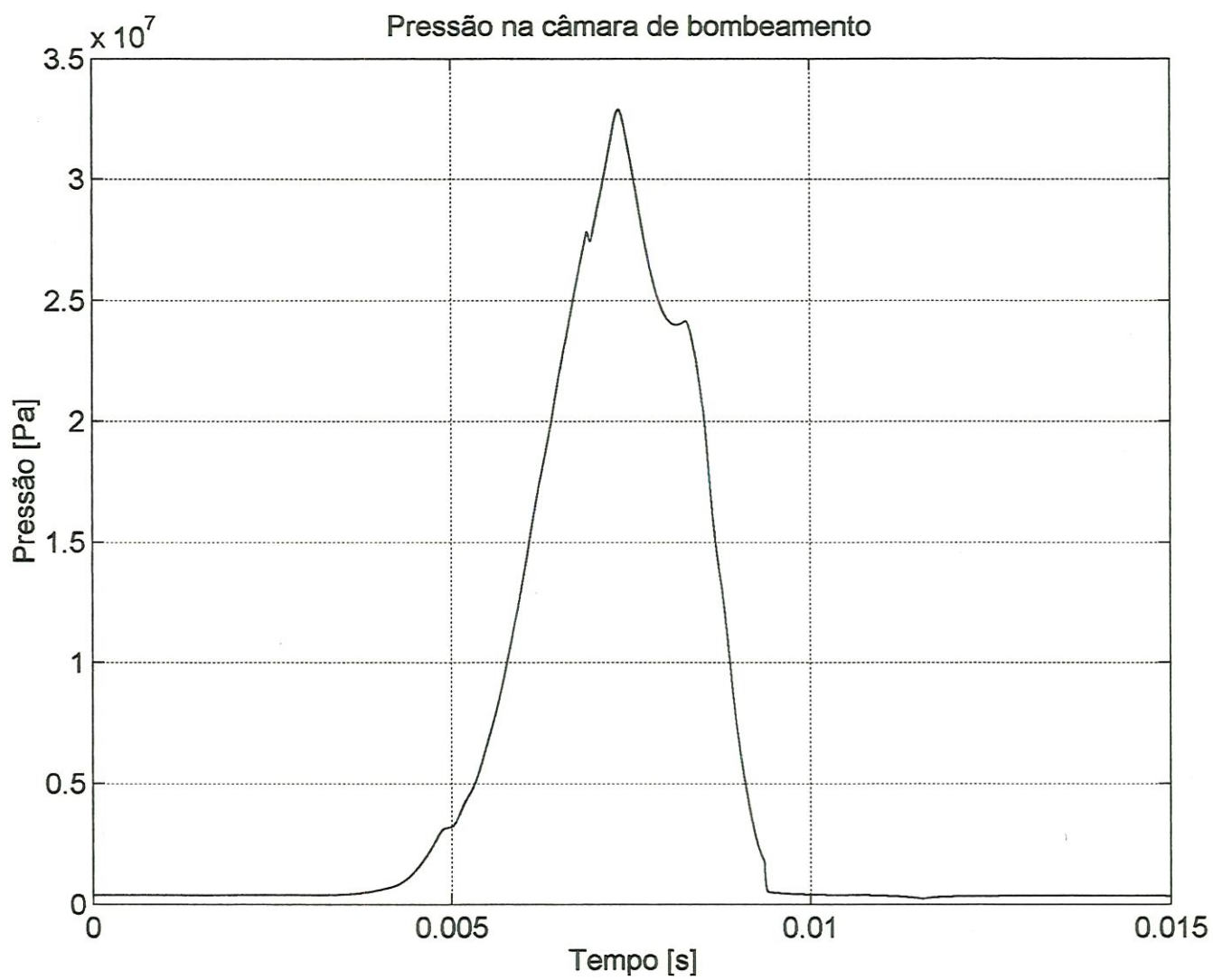


Figura 7.28 - Pressão na câmara de bombeamento (EMOS 2000 rpm).

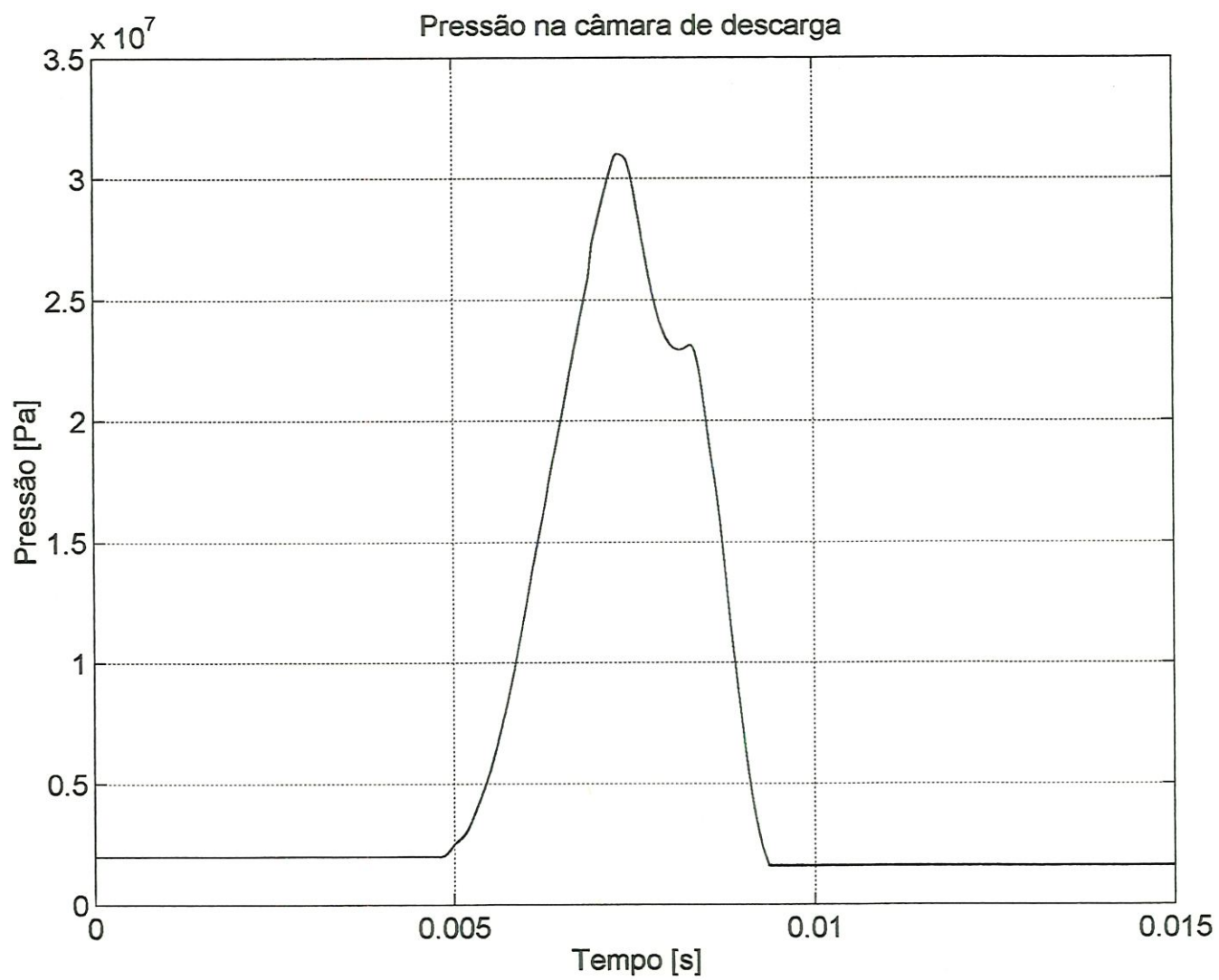


Figura 7.29 - Pressão na câmara de descarga (EMOS 2000 rpm).

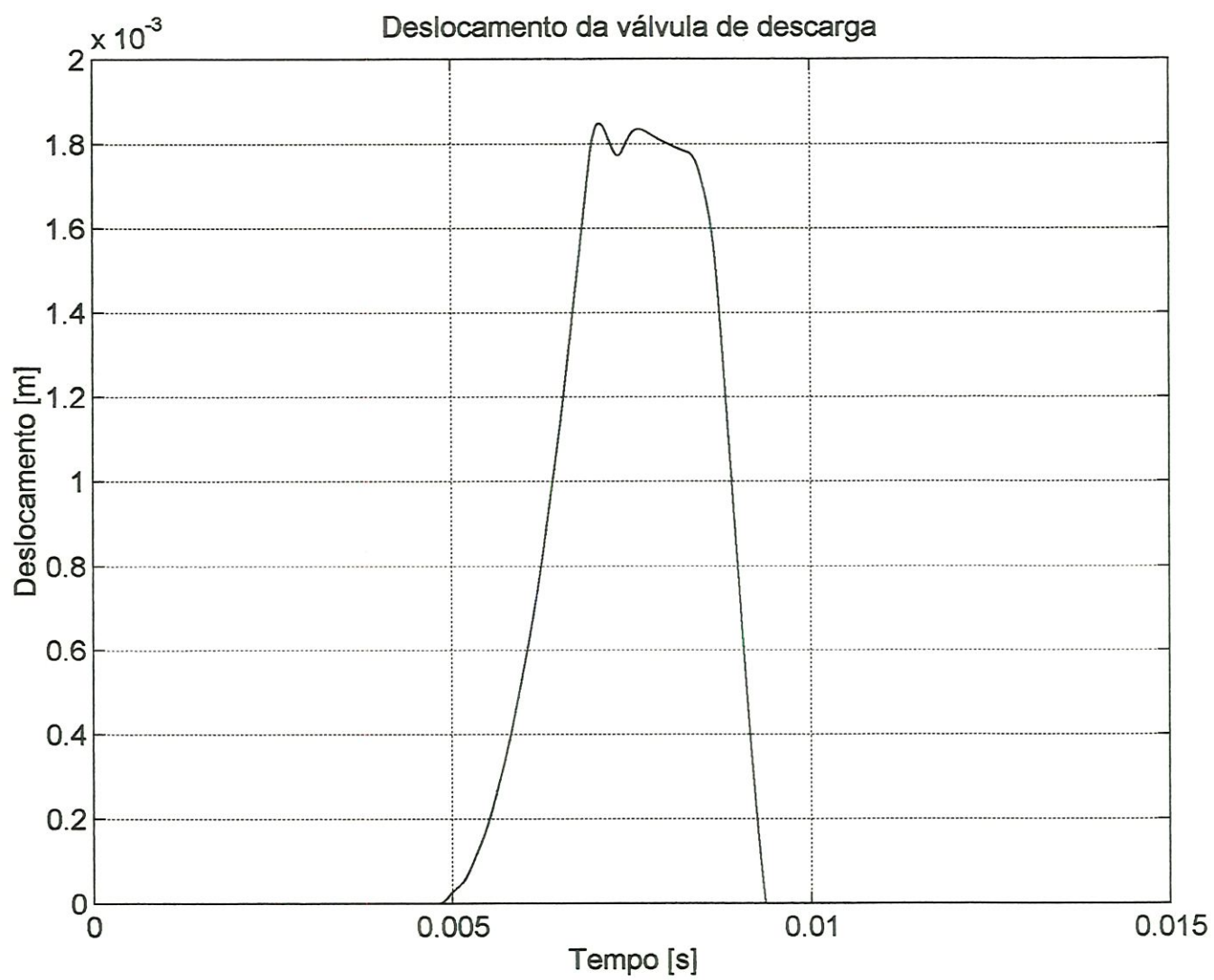


Figura 7.30 - Deslocamento da válvula de descarga (EMOS 2000 rpm).

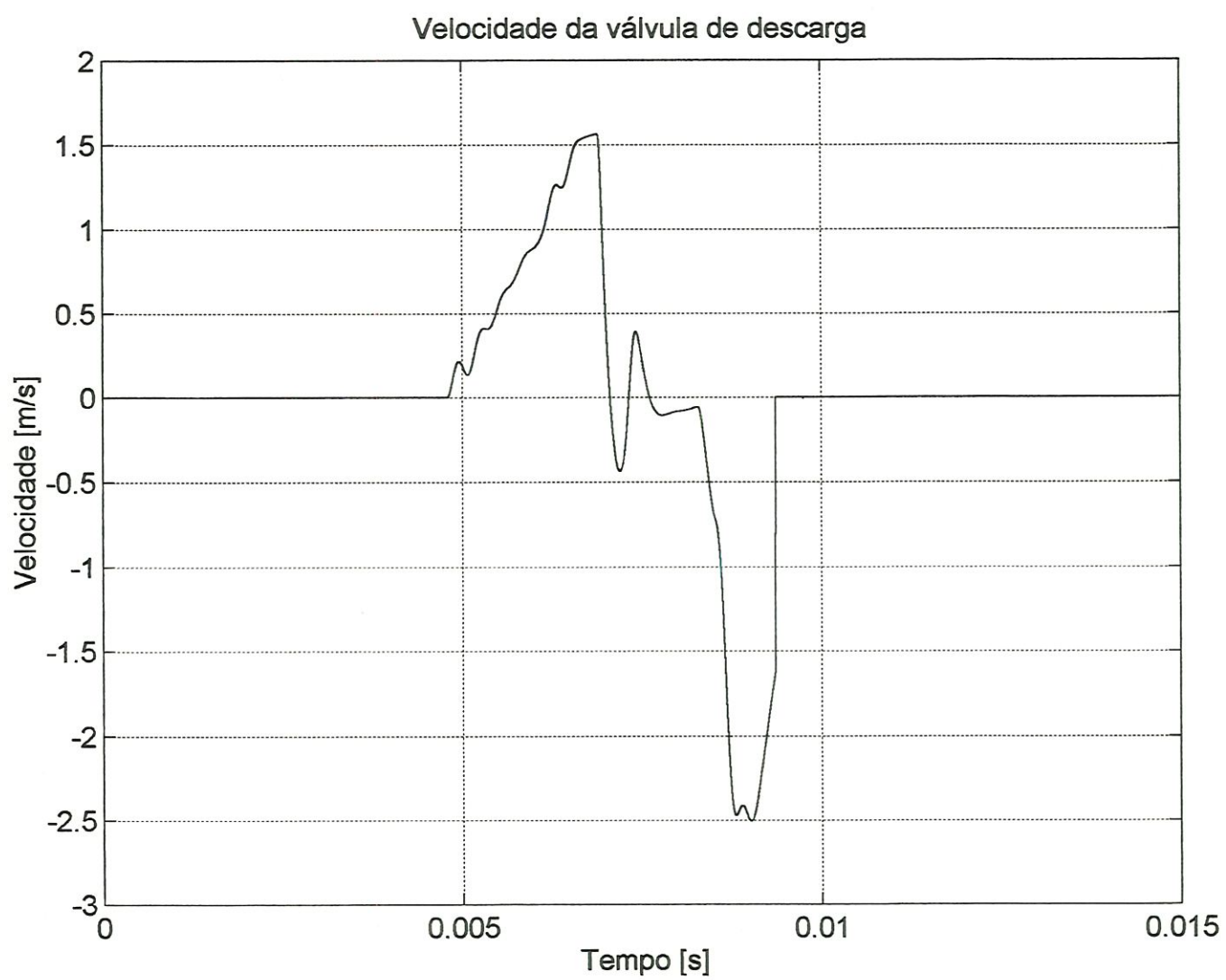


Figura 7.31 - Velocidade da válvula de descarga (EMOS 2000 rpm).

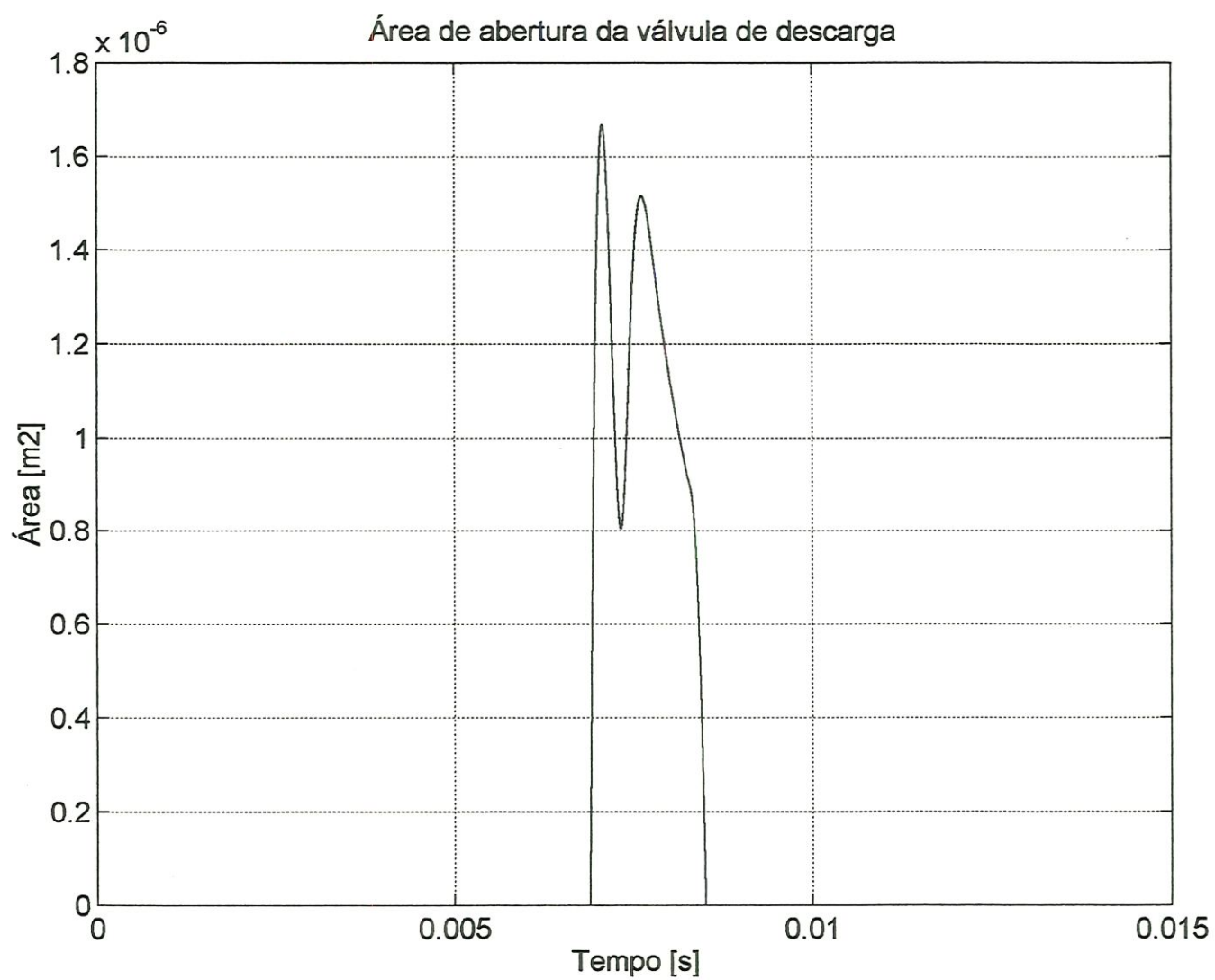


Figura 7.32 - Área de abertura da válvula de descarga (EMOS 2000 rpm).

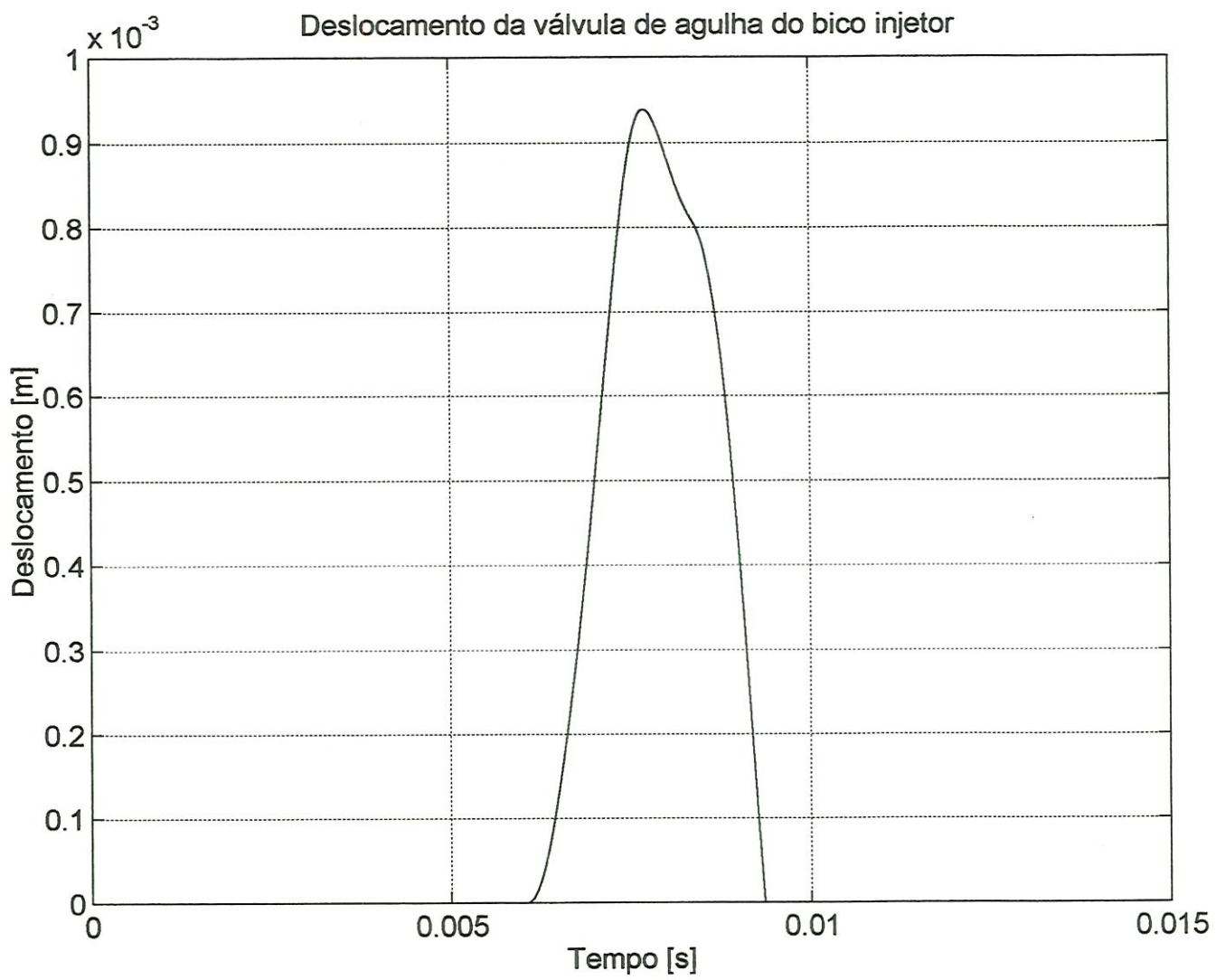


Figura 7.33 - Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 2000 rpm).

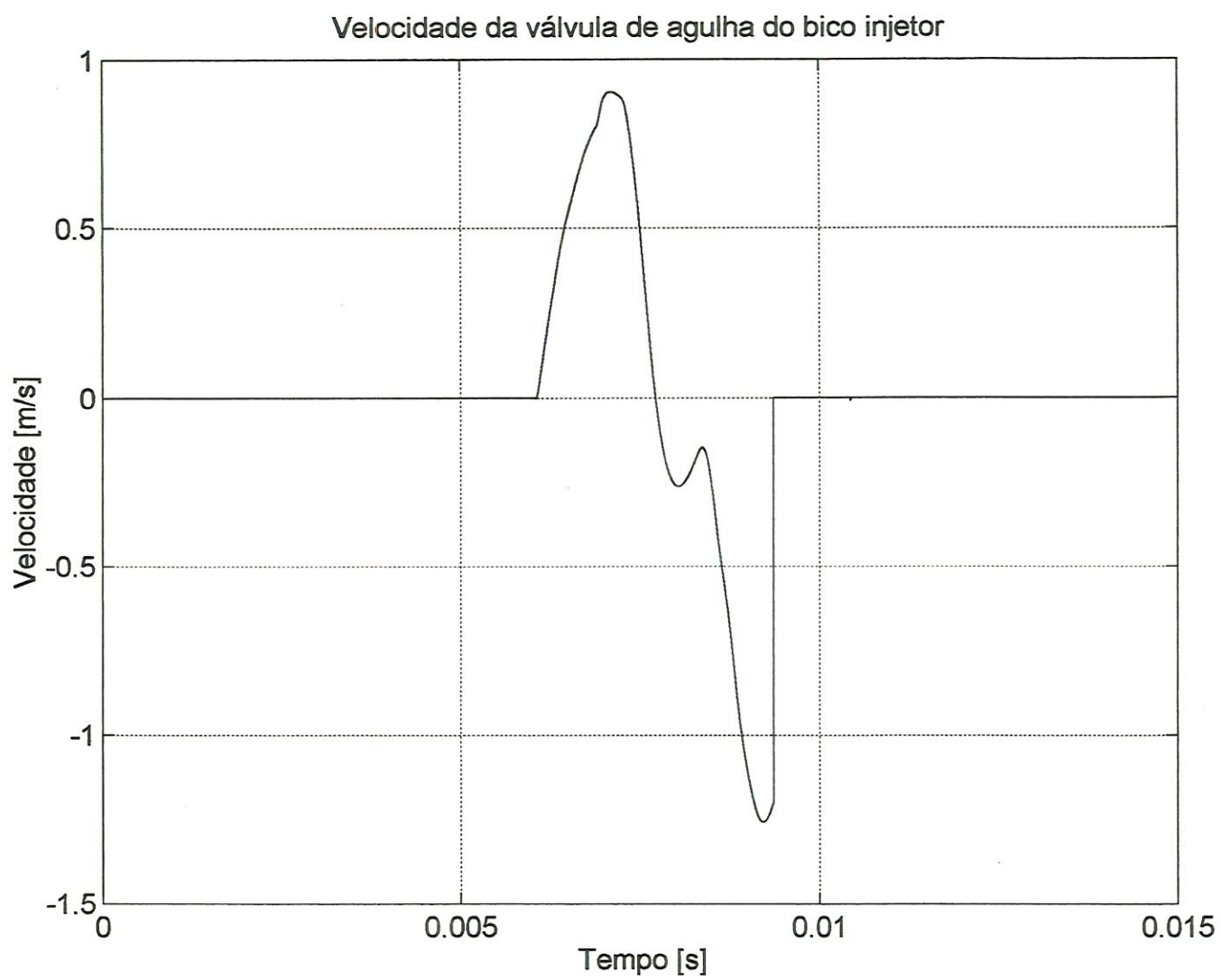


Figura 7.34 - Velocidade da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 2000 rpm).

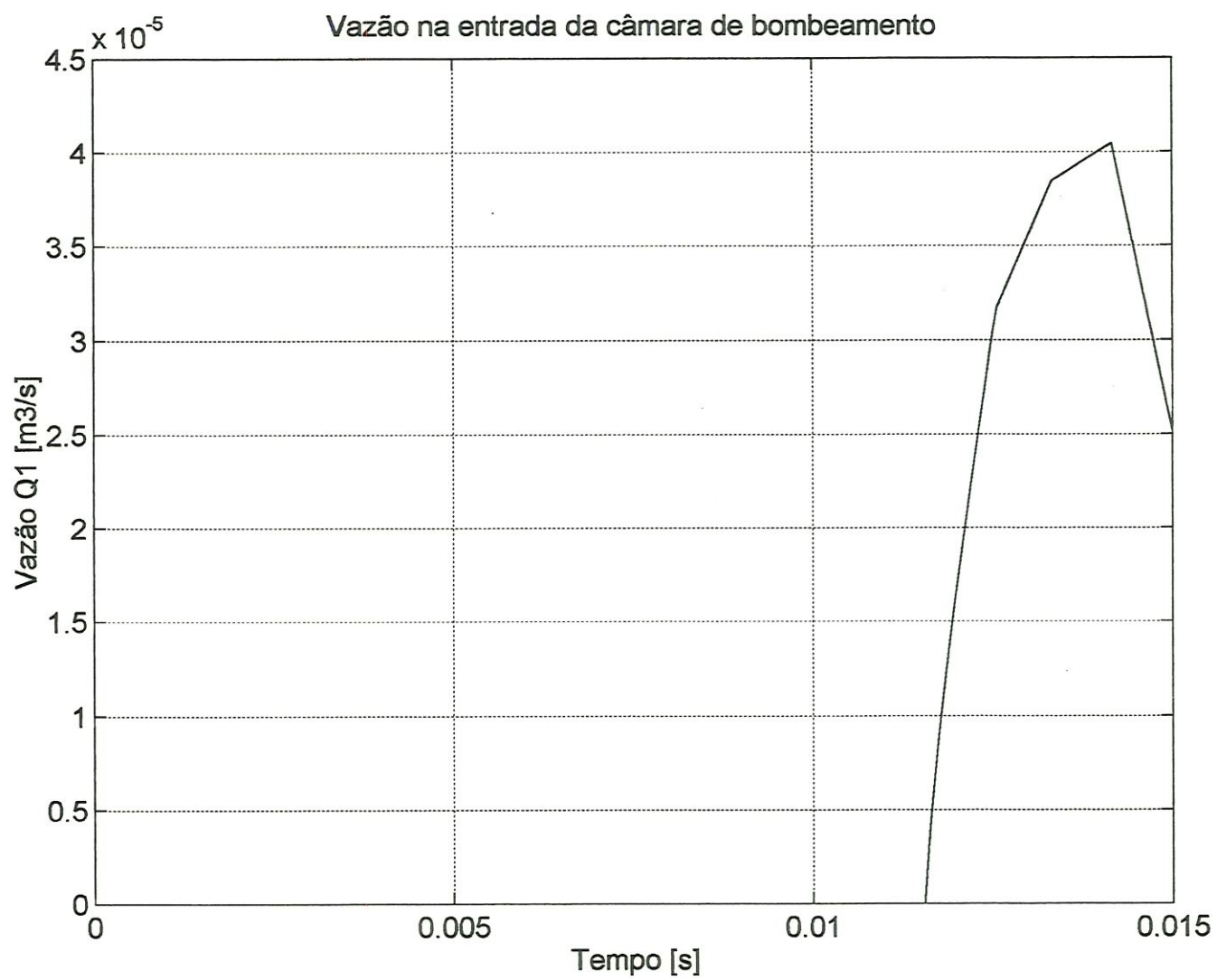


Figura 7.35 - Vazão Q_1 na entrada da câmara de bombeamento (EMOS 2000 rpm).

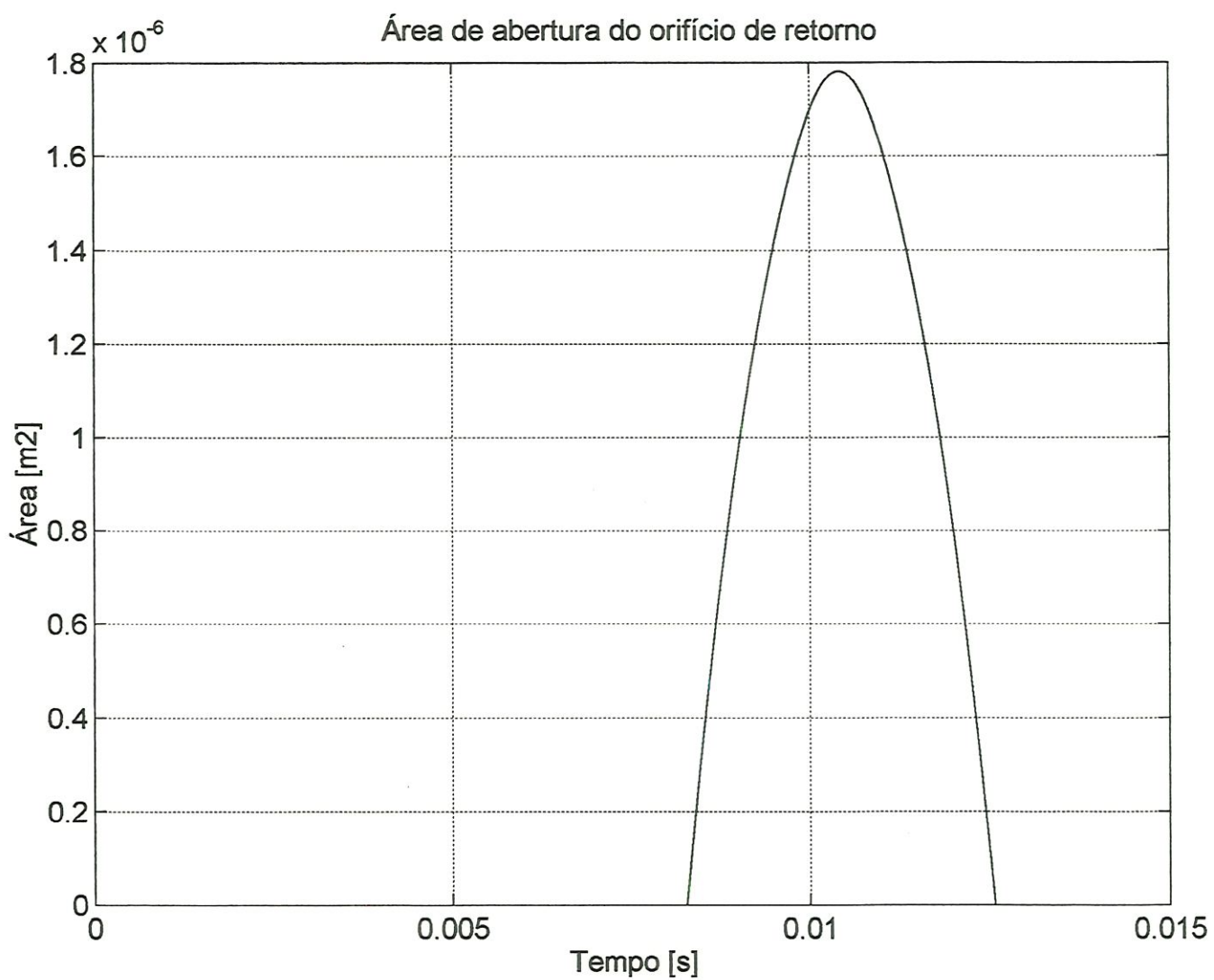


Figura 7.36 - Área de abertura do orifício de retorno (EMOS 2000 rpm).

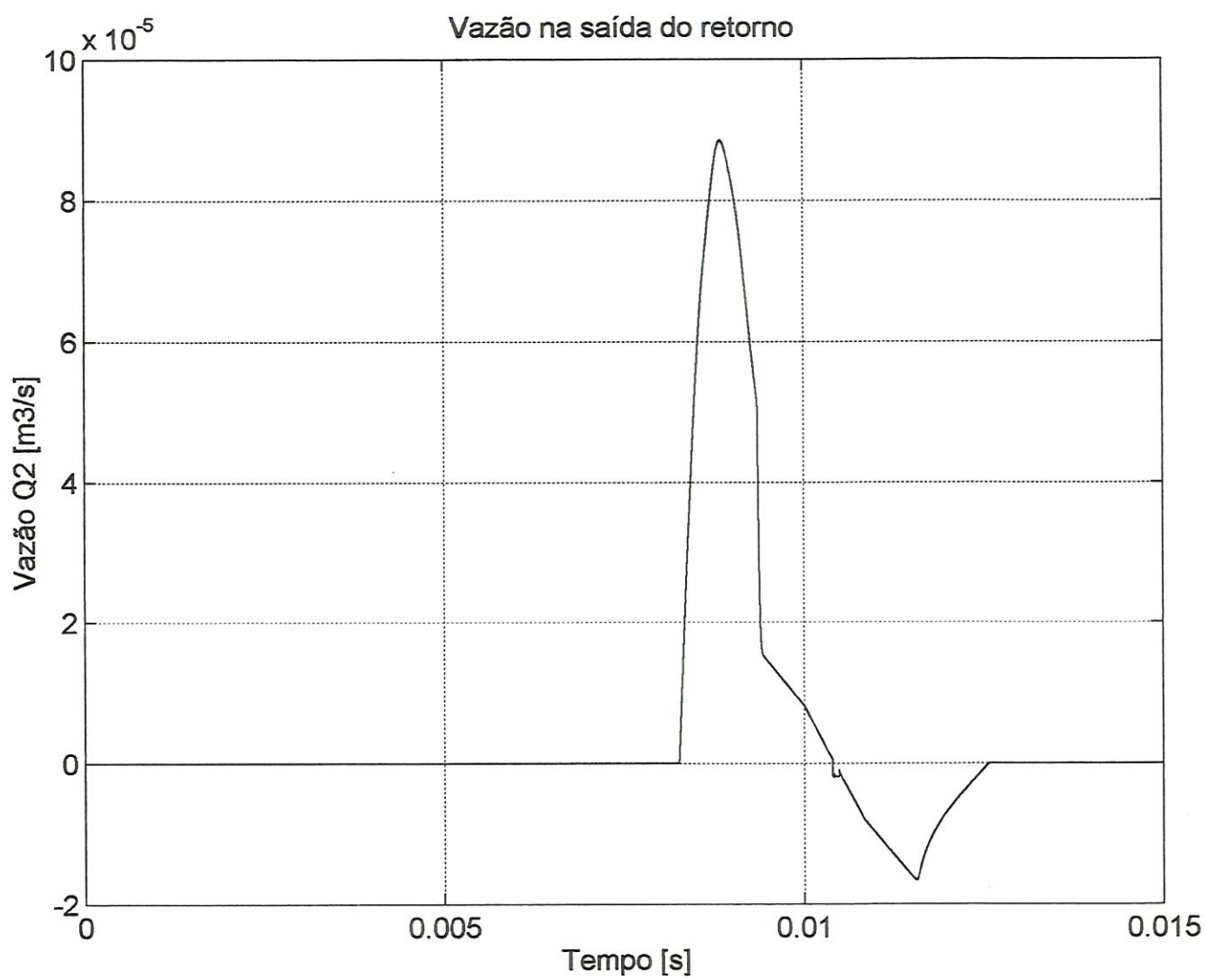


Figura 7.37 - Vazão Q_2 na saída do retorno (EMOS 2000 rpm).

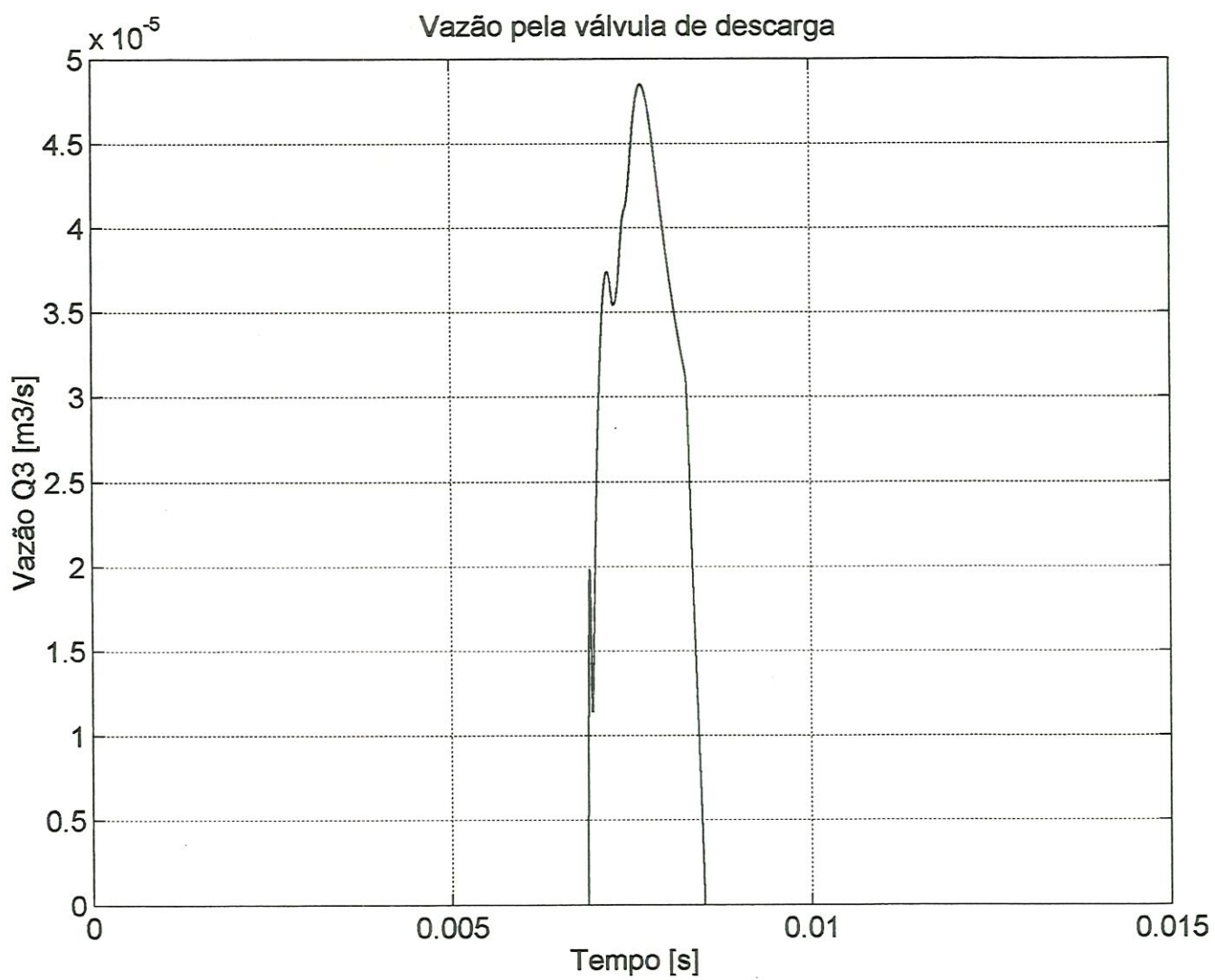


Figura 7.38 - Vazão Q_3 pela válvula de descarga (EMOS 2000 rpm).

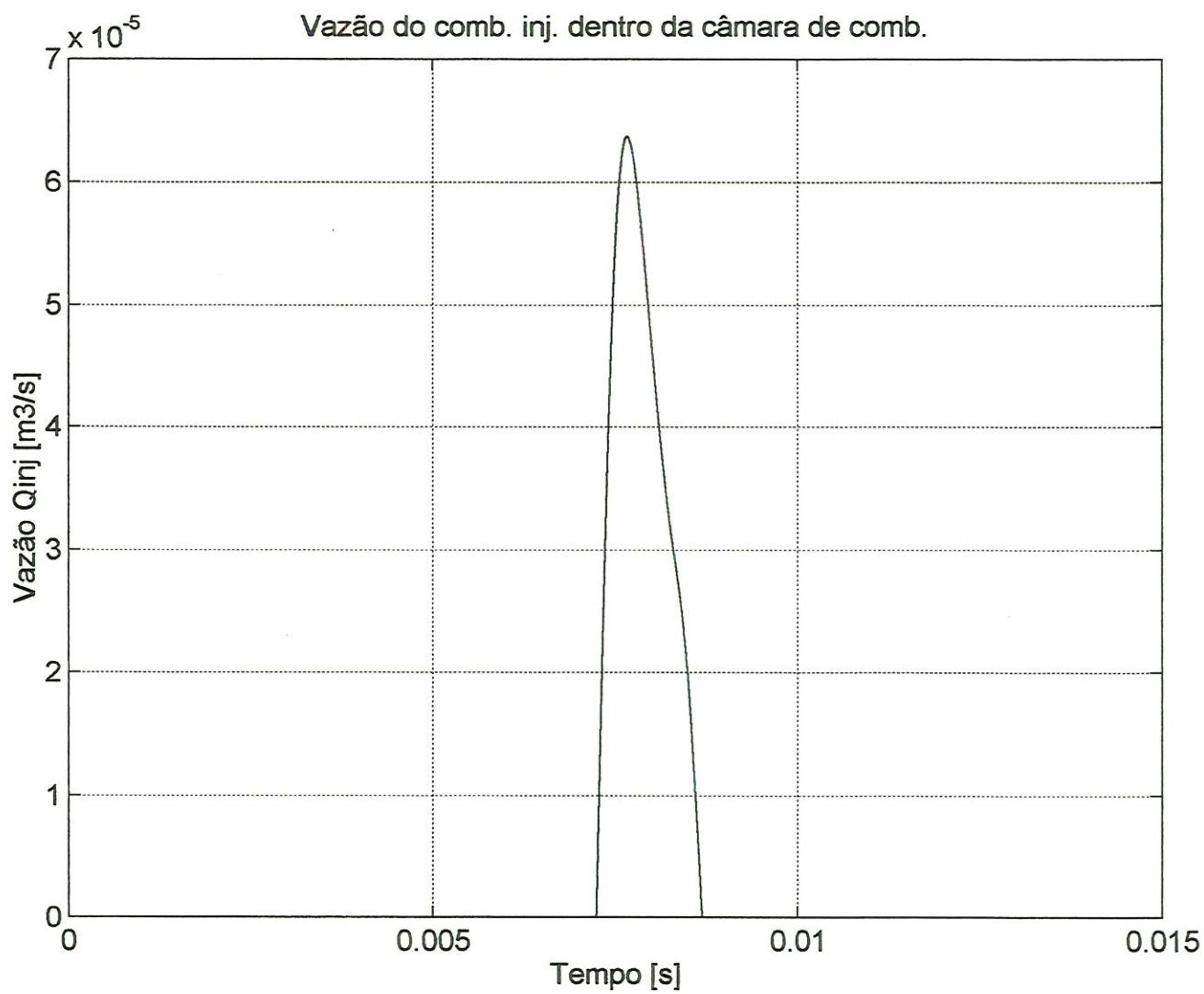


Figura 7.39 - Vazão Q_{inj} do combustível injetado dentro da câmara de combustão (EMOS 2000 rpm).

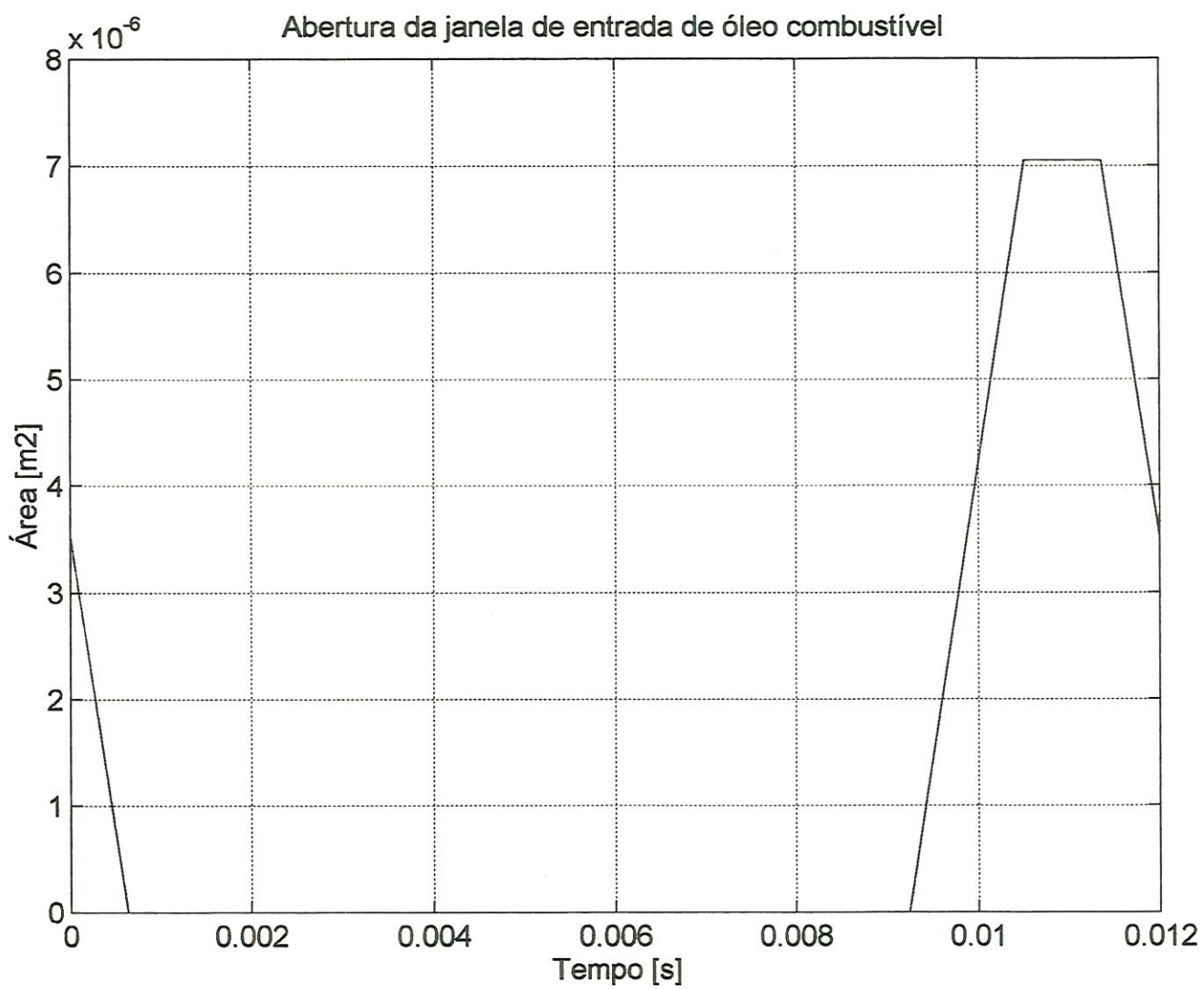


Figura 7.40 - Abertura da janela de entrada de óleo combustível (EMOS 2500 rpm).

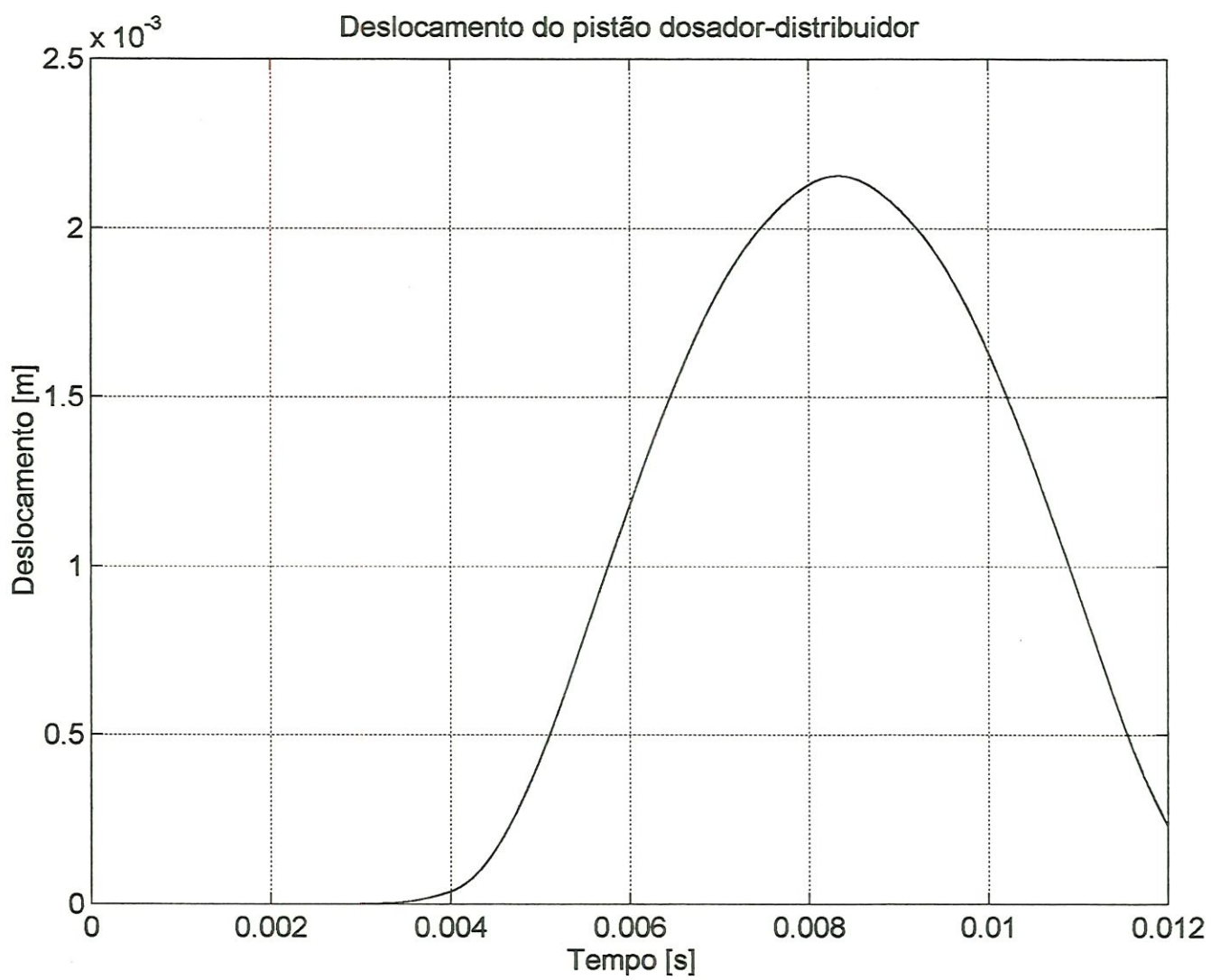


Figura 7.41 - Deslocamento do pistão dosador-distribuidor (EMOS 2500 rpm).

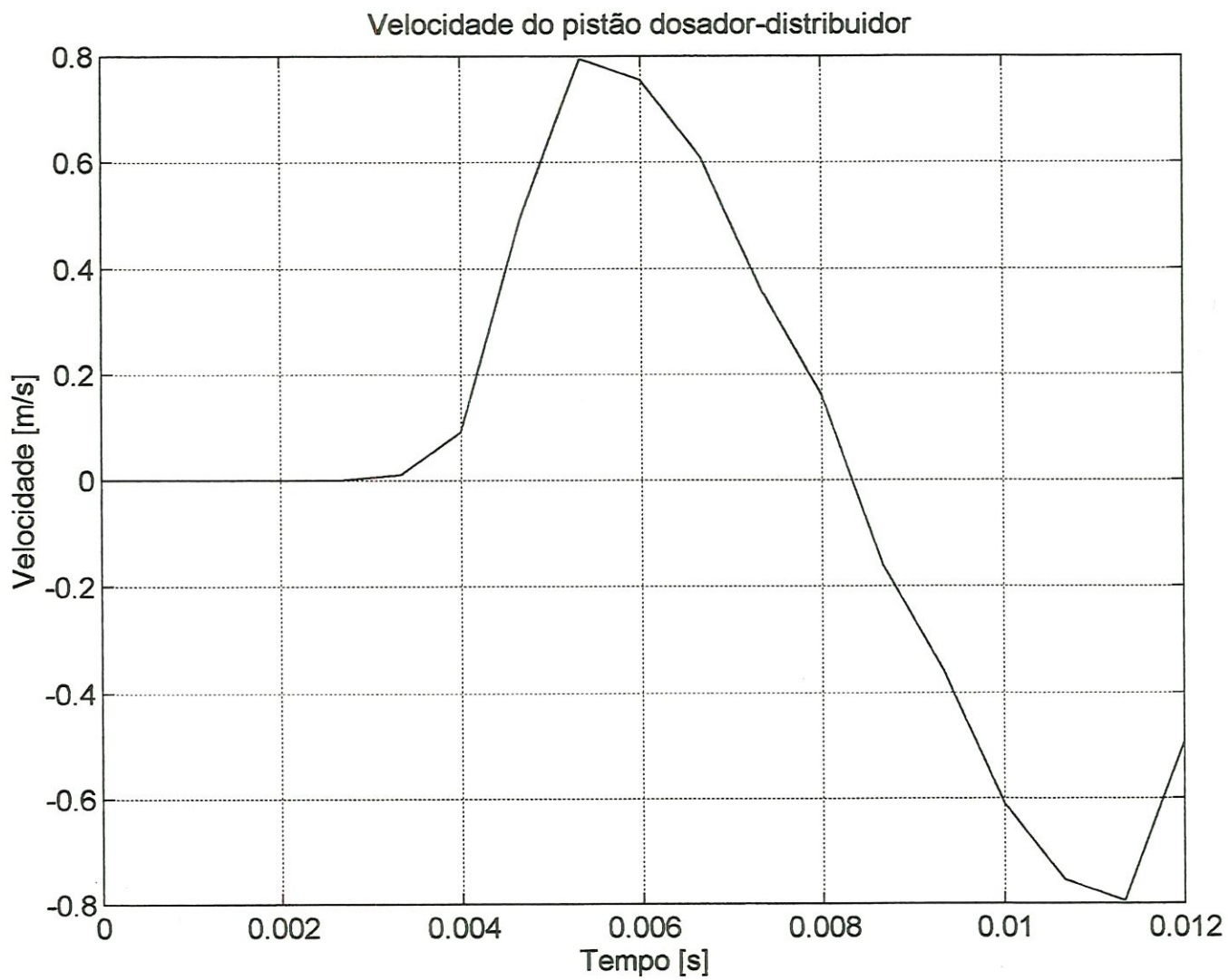


Figura 7.42 - Velocidade do pistão dosador-distribuidor (EMOS 2500 rpm).

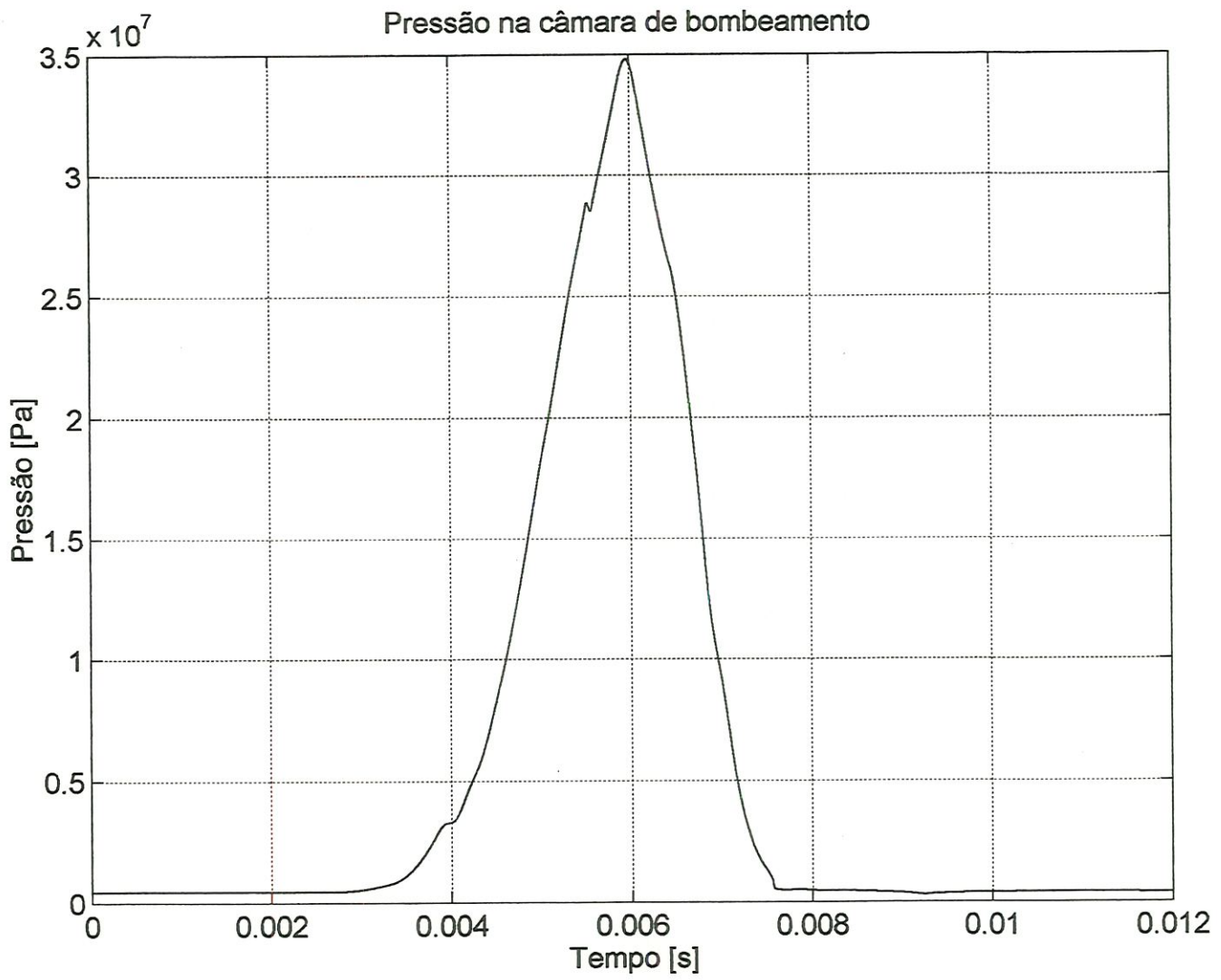


Figura 7.43 - Pressão na câmara de bombeamento (EMOS 2500 rpm).

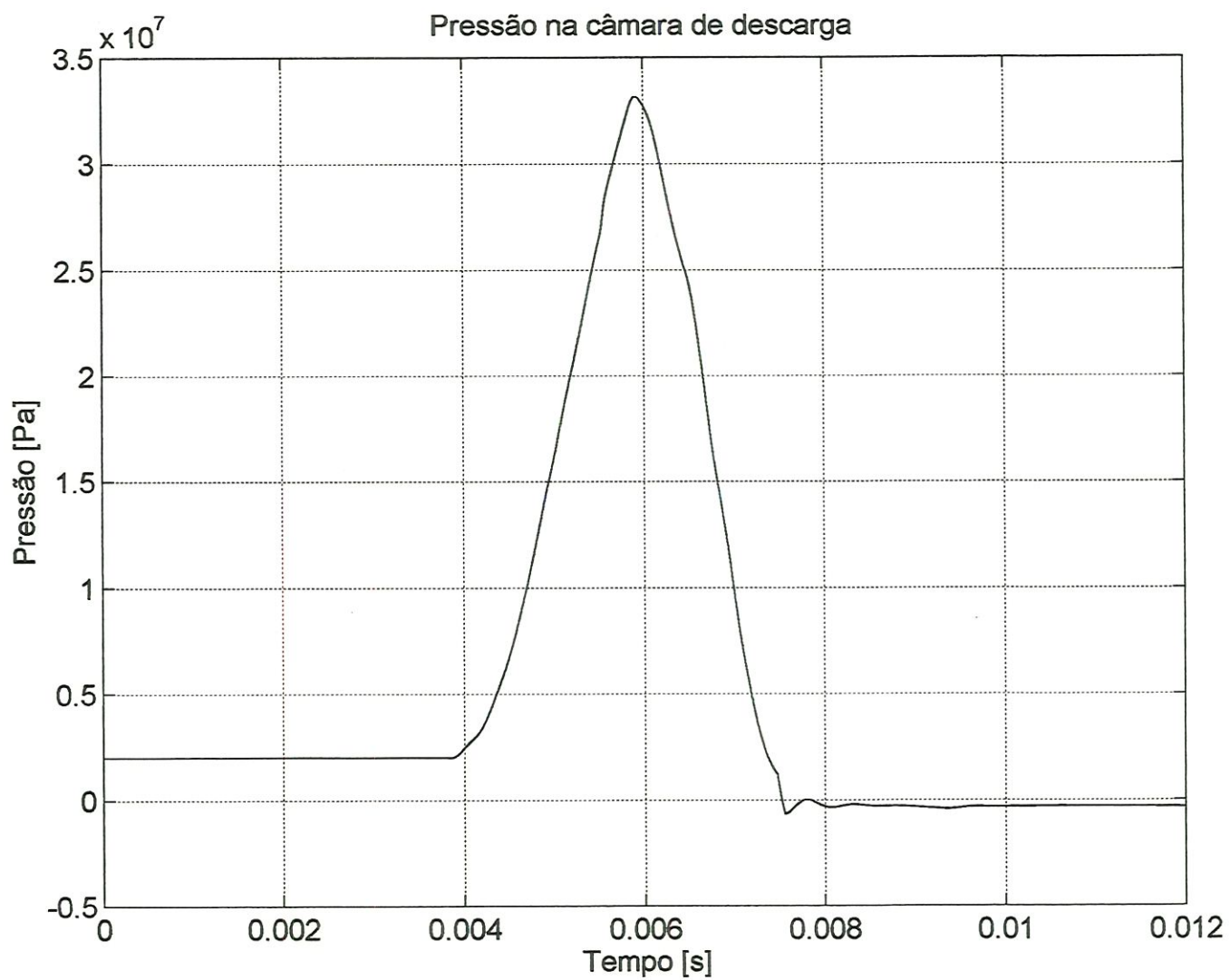


Figura 7.44 - Pressão na câmara de descarga (EMOS 2500 rpm).

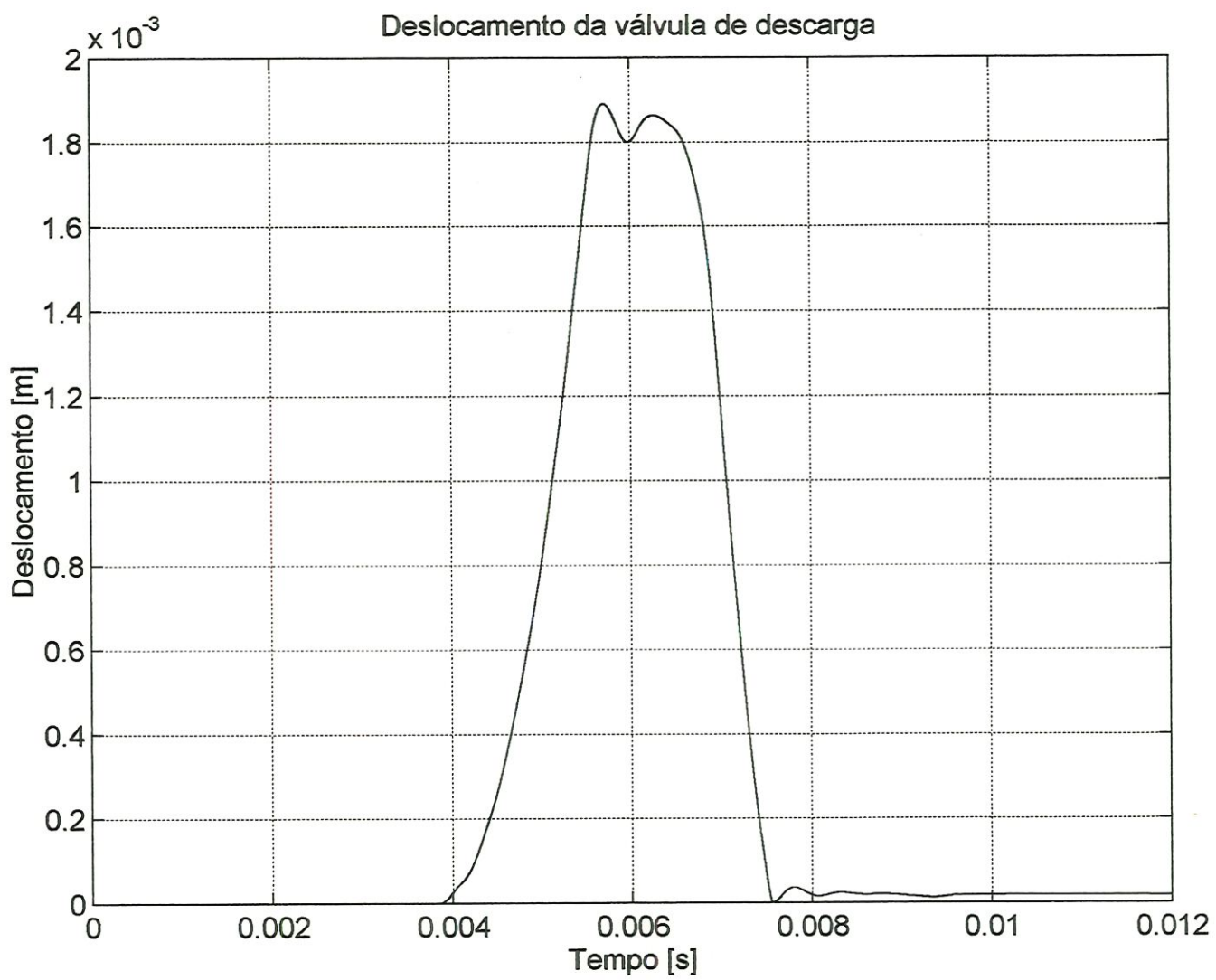


Figura 7.45 - Deslocamento da válvula de descarga (EMOS 2500 rpm).

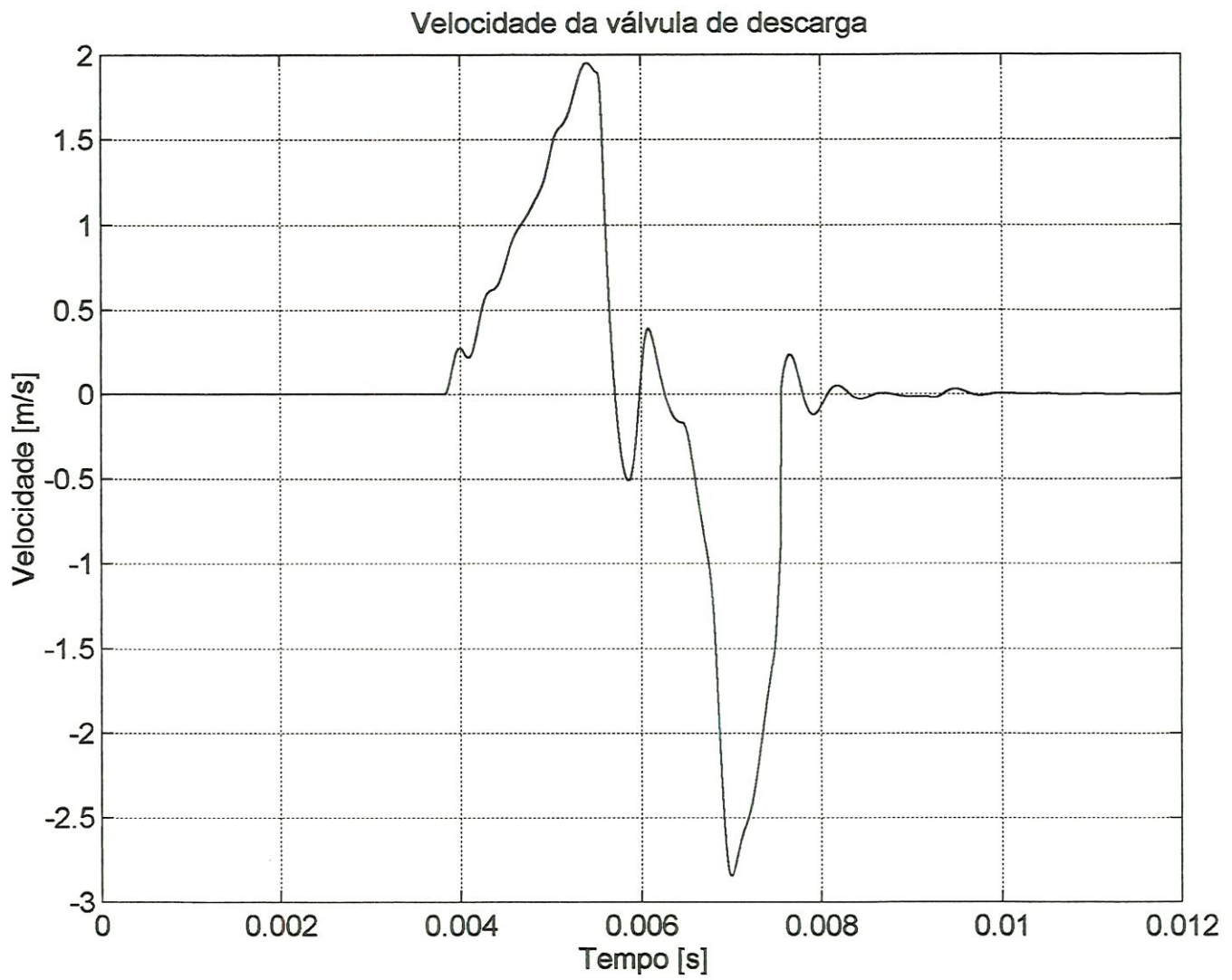


Figura 7.46 - Velocidade da válvula de descarga (EMOS 2500 rpm).

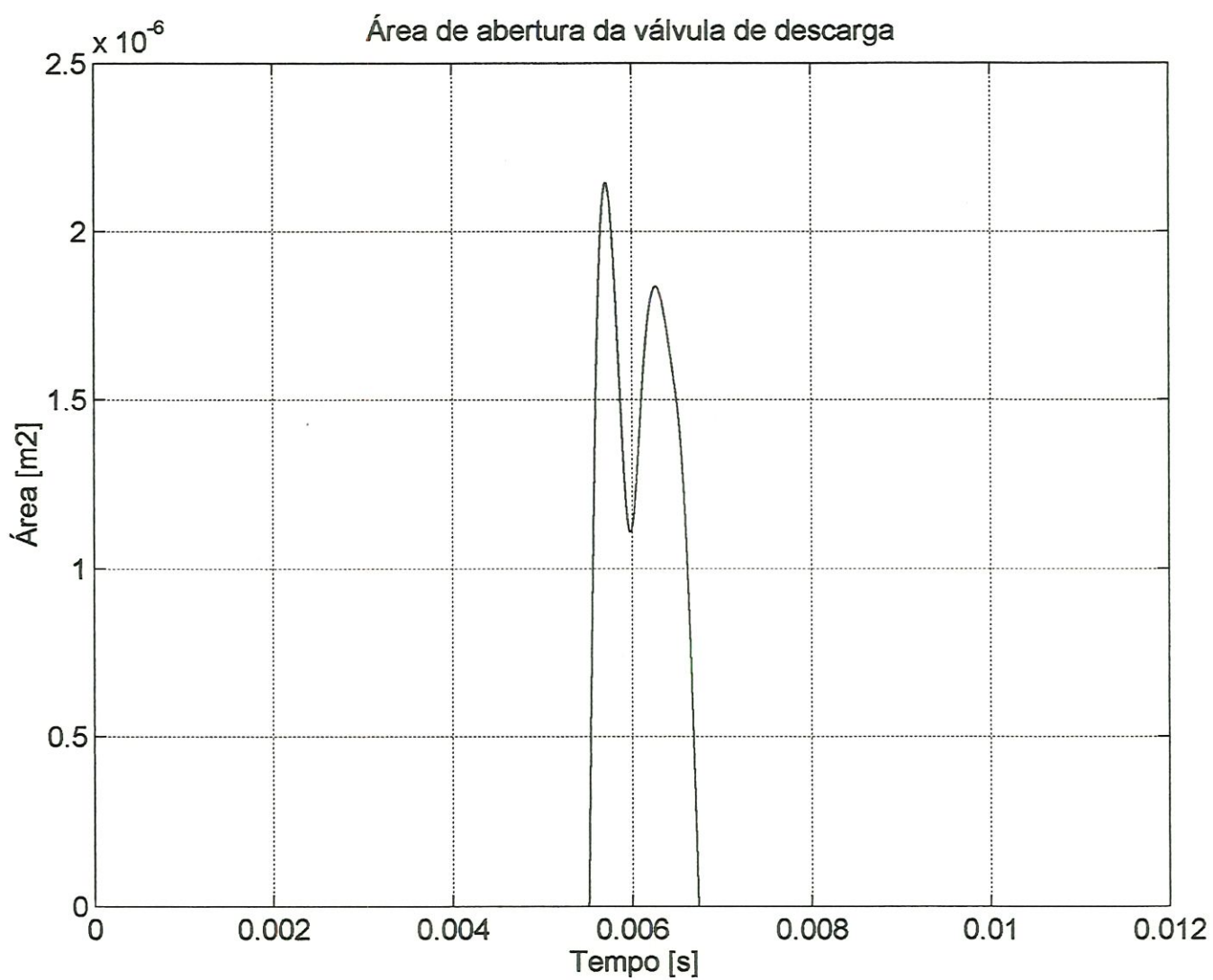


Figura 7.47 - Área de abertura da válvula de descarga (EMOS 2500 rpm).

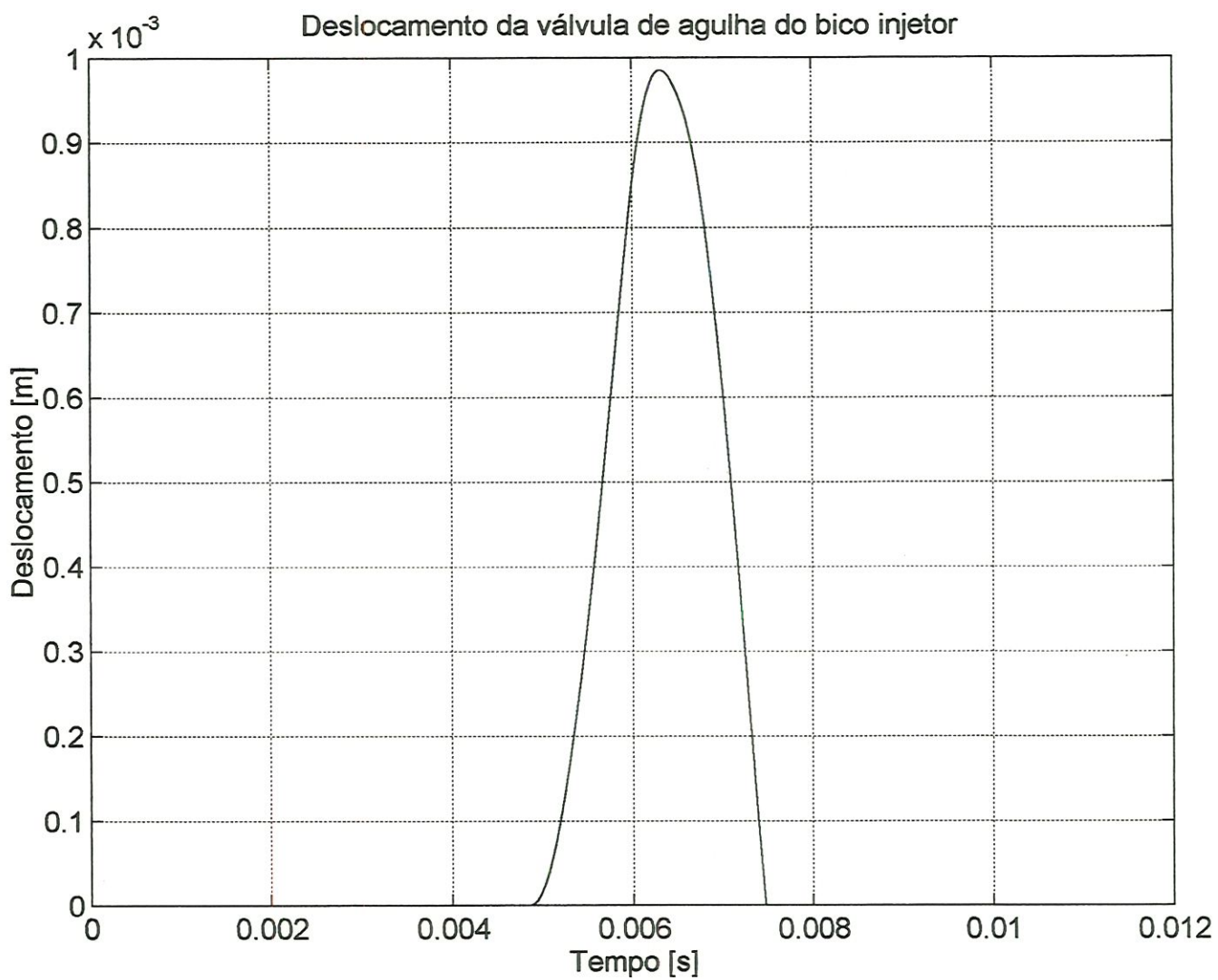


Figura 7.48 - Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 2500 rpm).

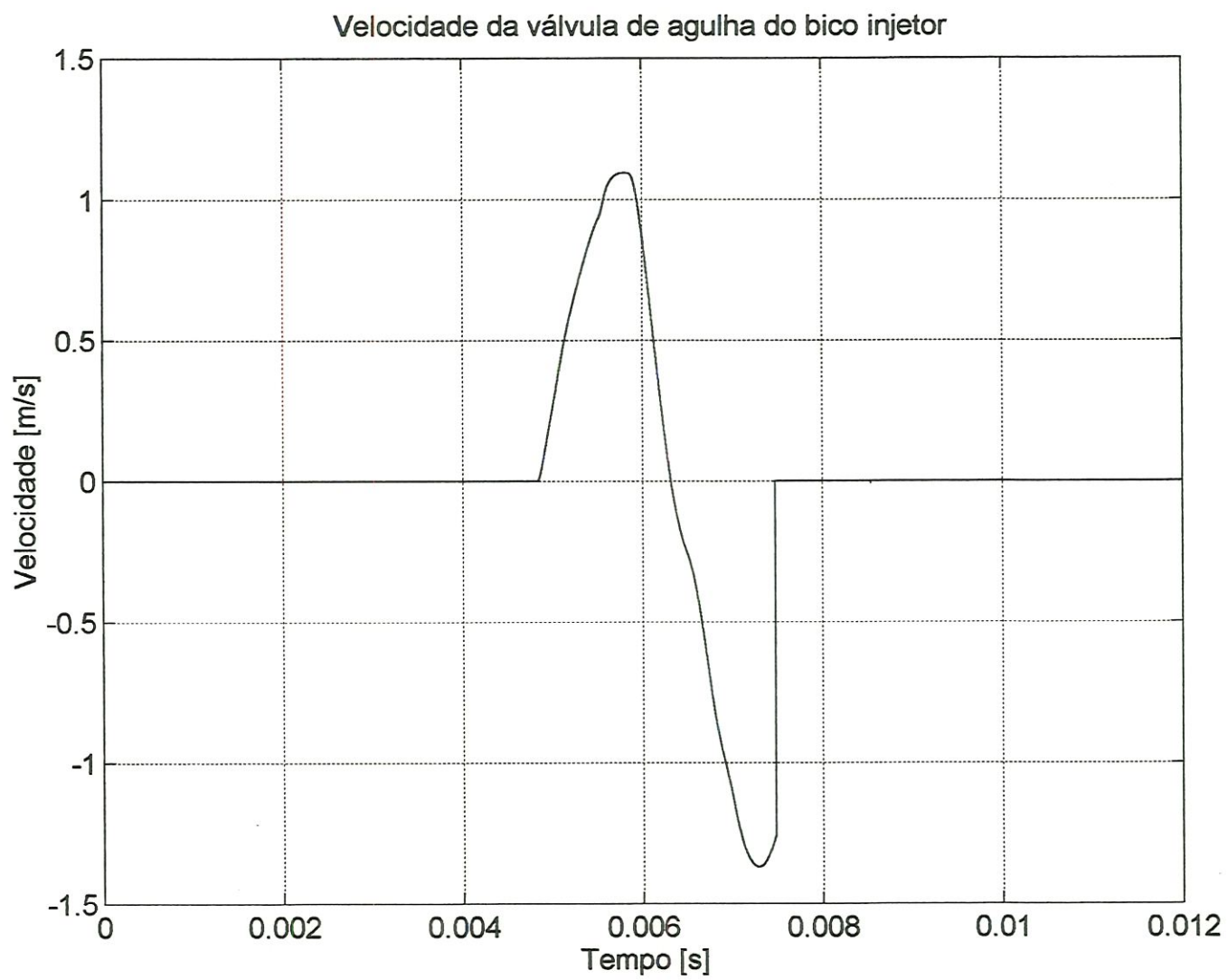


Figura 7.49 - Velocidade da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 2500 rpm).

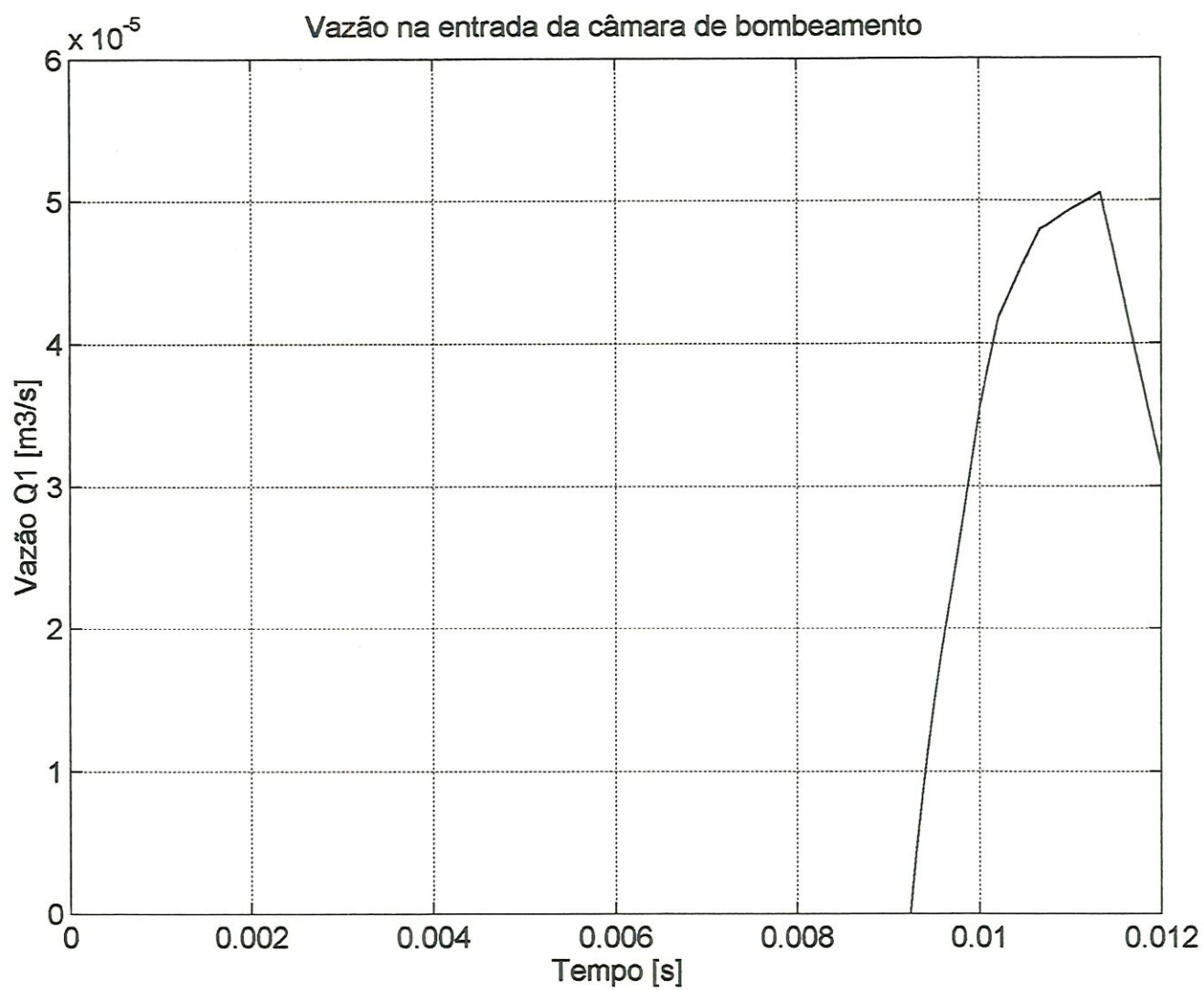


Figura 7.50 - Vazão Q_1 na entrada da câmara de bombeamento (EMOS 2500 rpm).

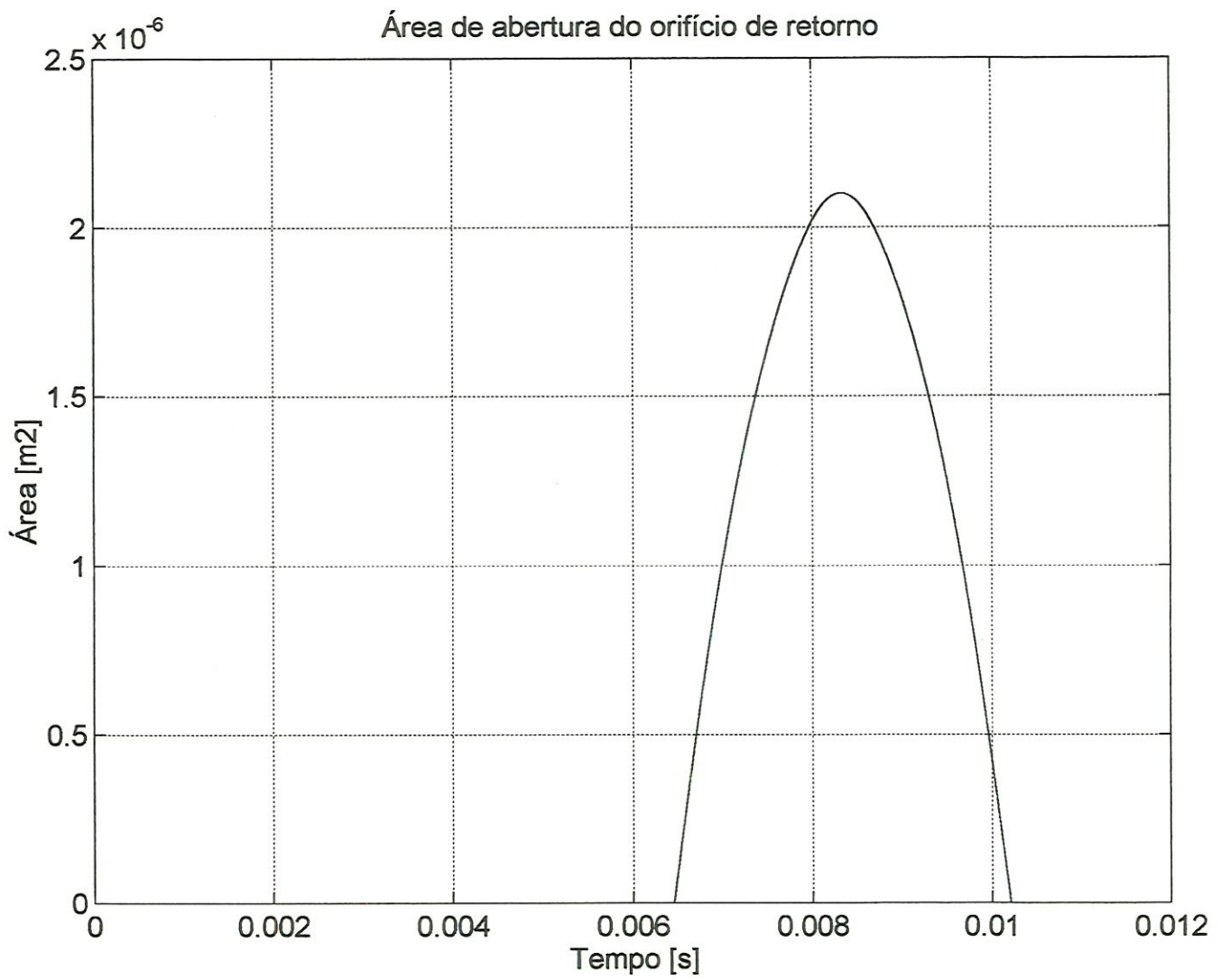


Figura 7.51 - Área de abertura do orifício de retorno (EMOS 2500 rpm).

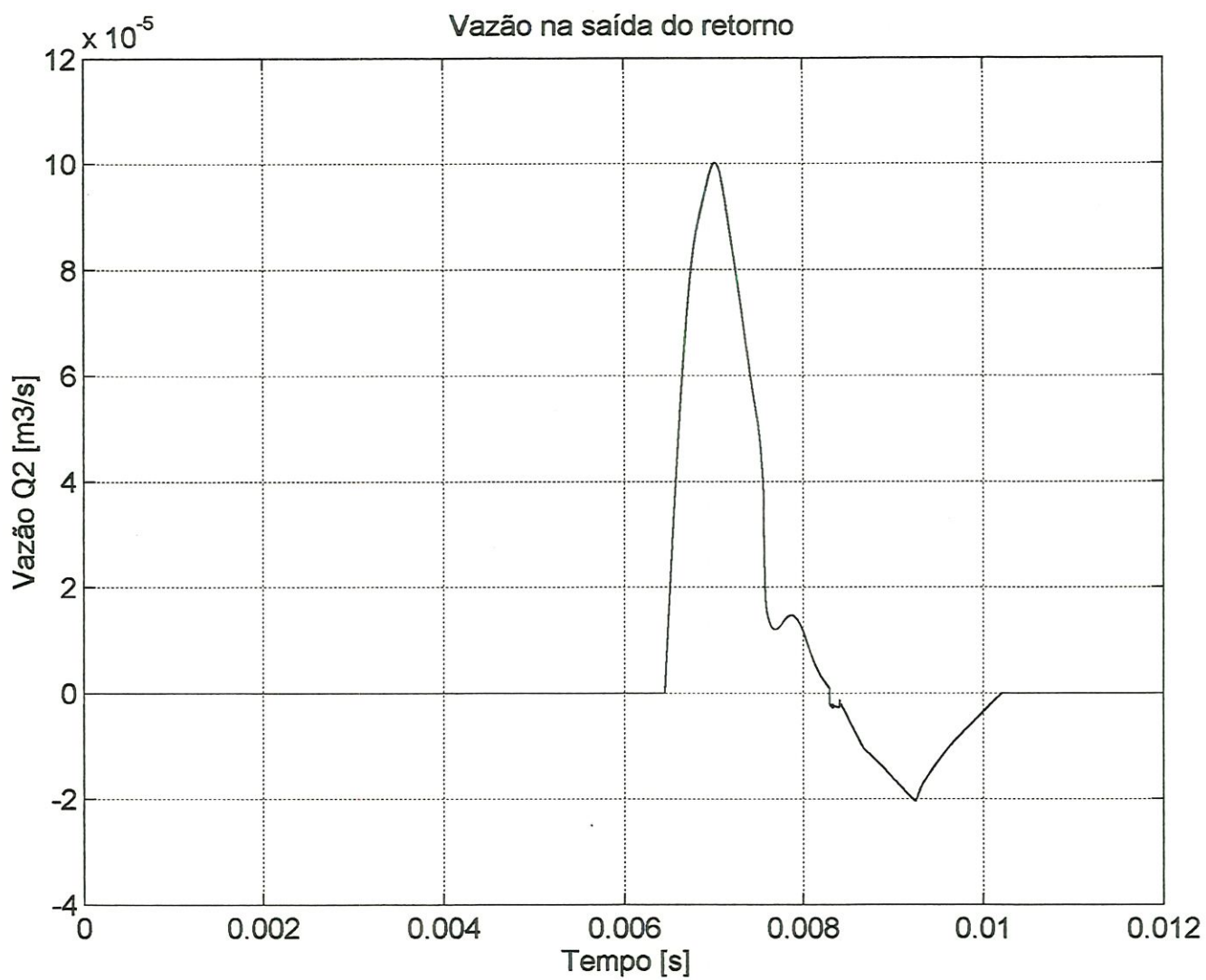


Figura 7.52 - Vazão Q_2 na saída do retorno (EMOS 2500 rpm).

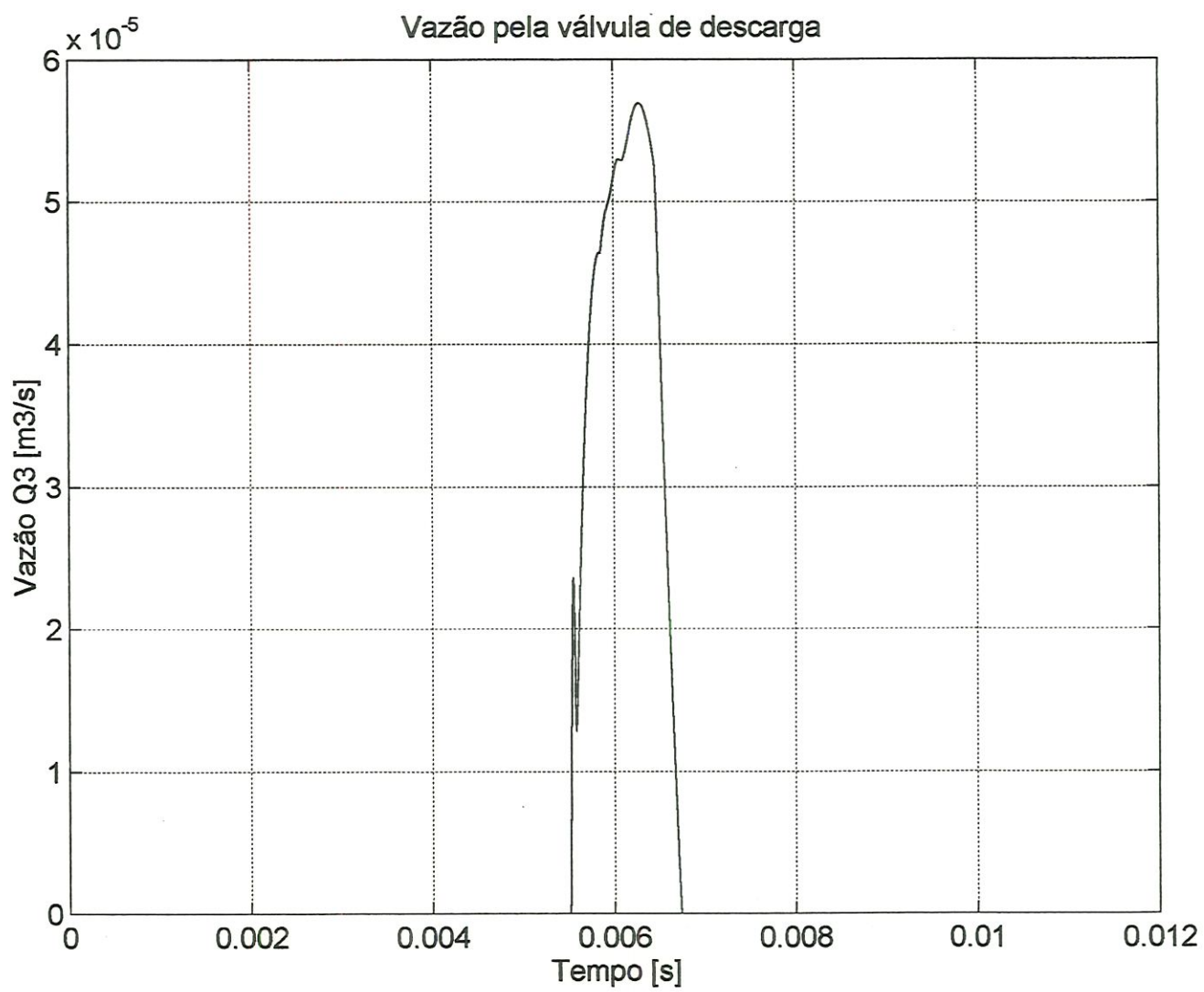


Figura 7.53 - Vazão Q_3 pela válvula de descarga (EMOS 2500 rpm).

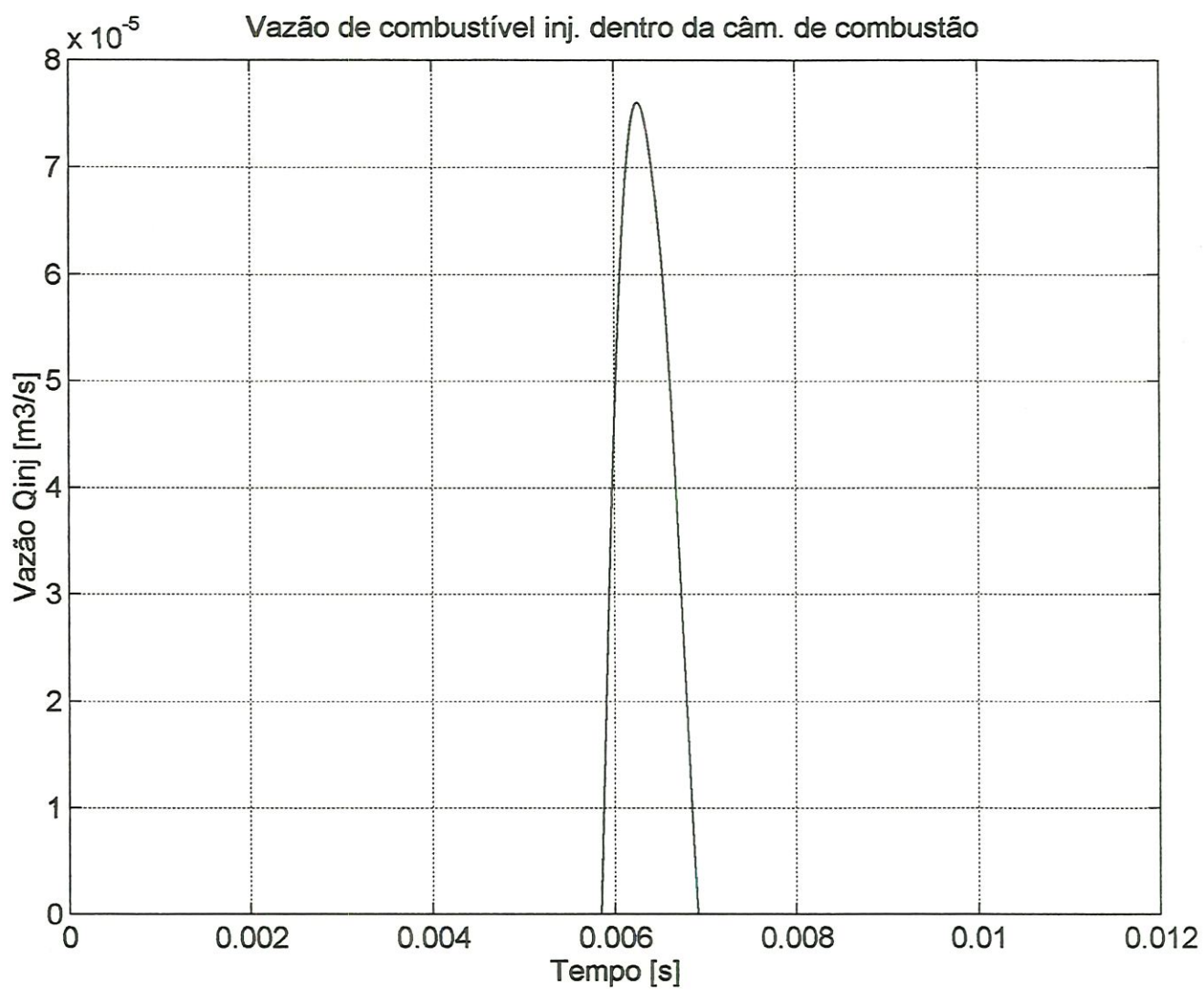


Figura 7.54 - Vazão Q_{inj} de combustível injetado dentro da câmara de combustão (EMOS 2500 rpm).

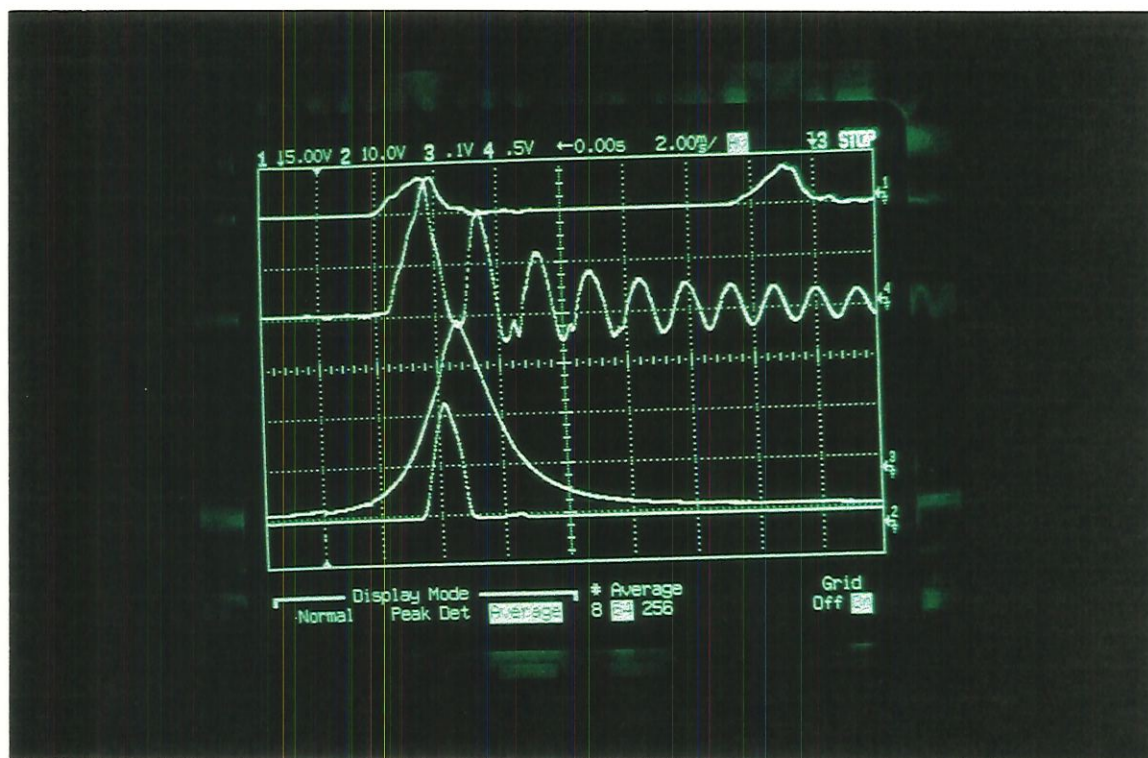


Figura 7.55 - Motor a 2500 rpm, ¼ de curso de acelerador, movido a Éster Metílico de Óleo de Soja - EMOS (média de 64ciclos).

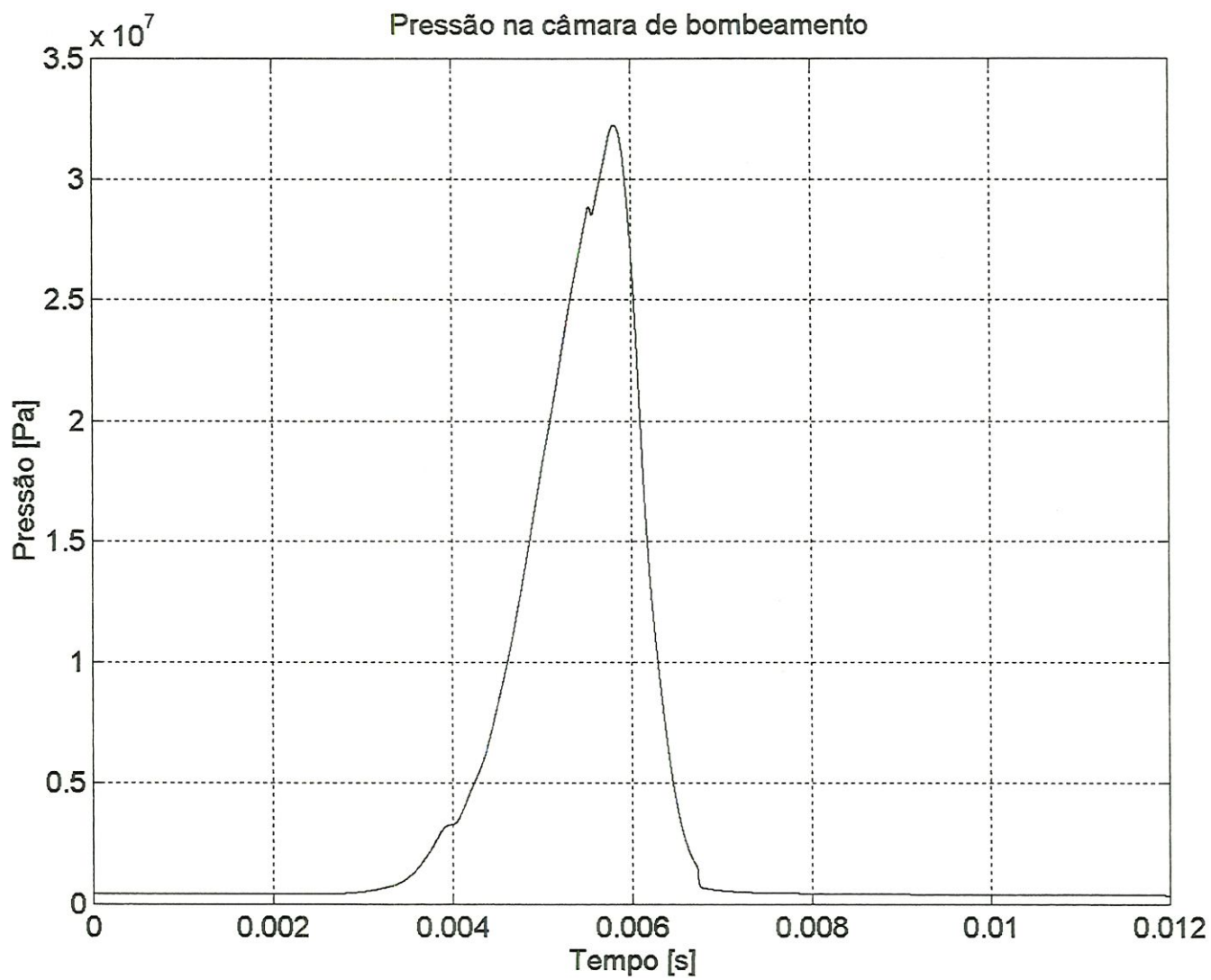


Figura 7.56 - Pressão na câmara de bombeamento - $\frac{1}{4}$ de aceleração (EMOS 2500 rpm).

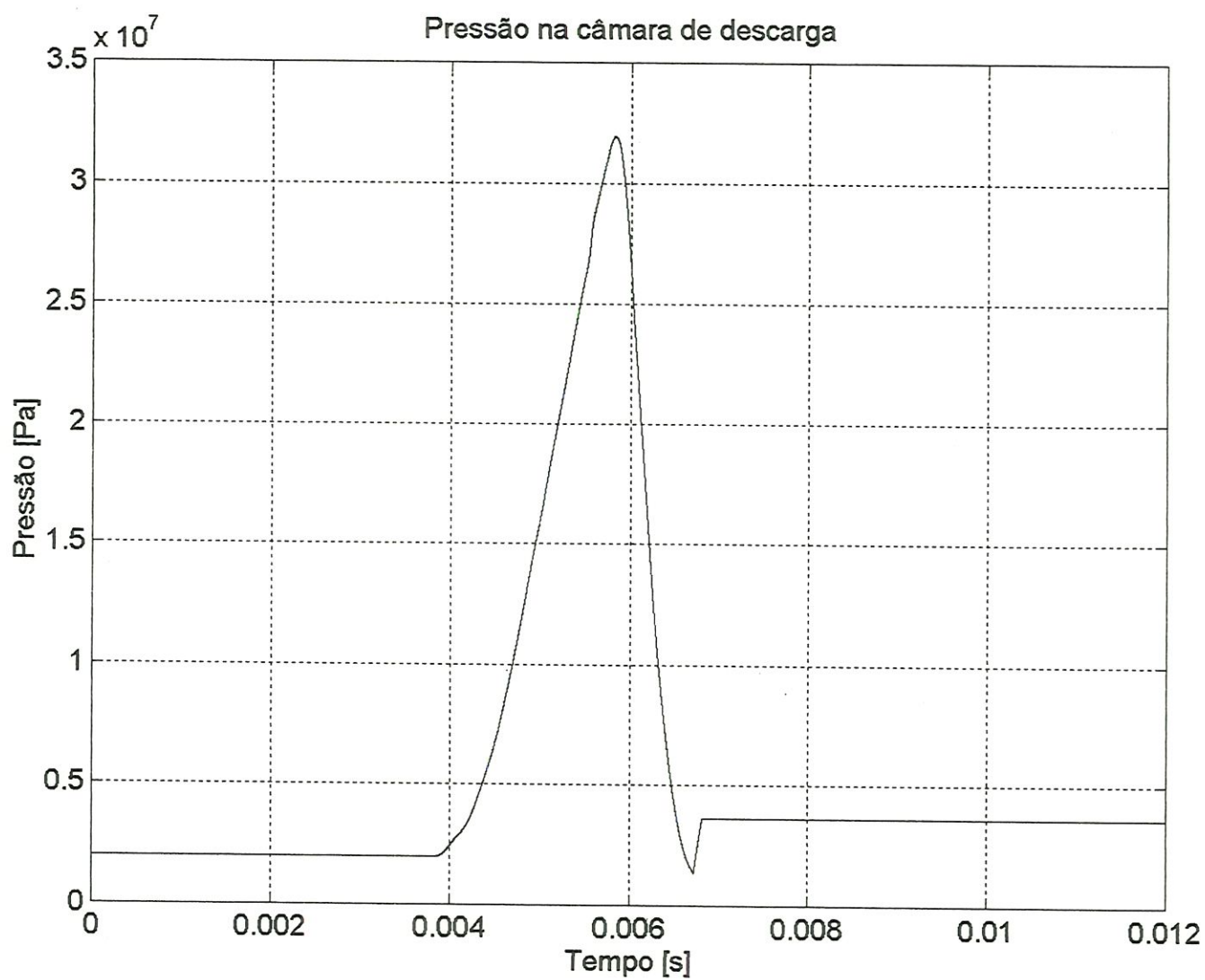


Figura 7.57 - Pressão na câmara de descarga - $\frac{1}{4}$ de aceleração (EMOS 2500 rpm).

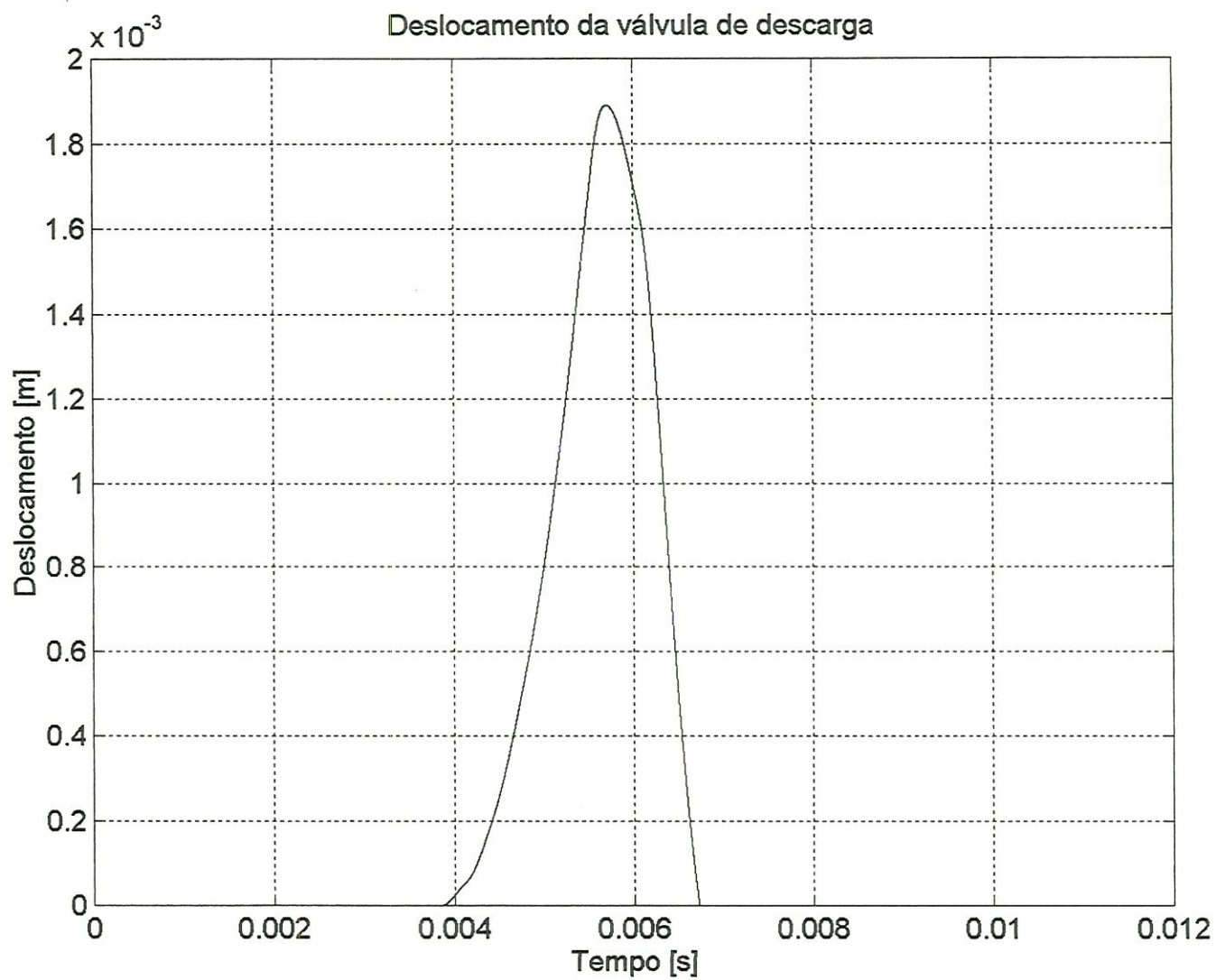


Figura 7.58 - Deslocamento da válvula de descarga - $\frac{1}{4}$ de aceleração (EMOS 2500 rpm).

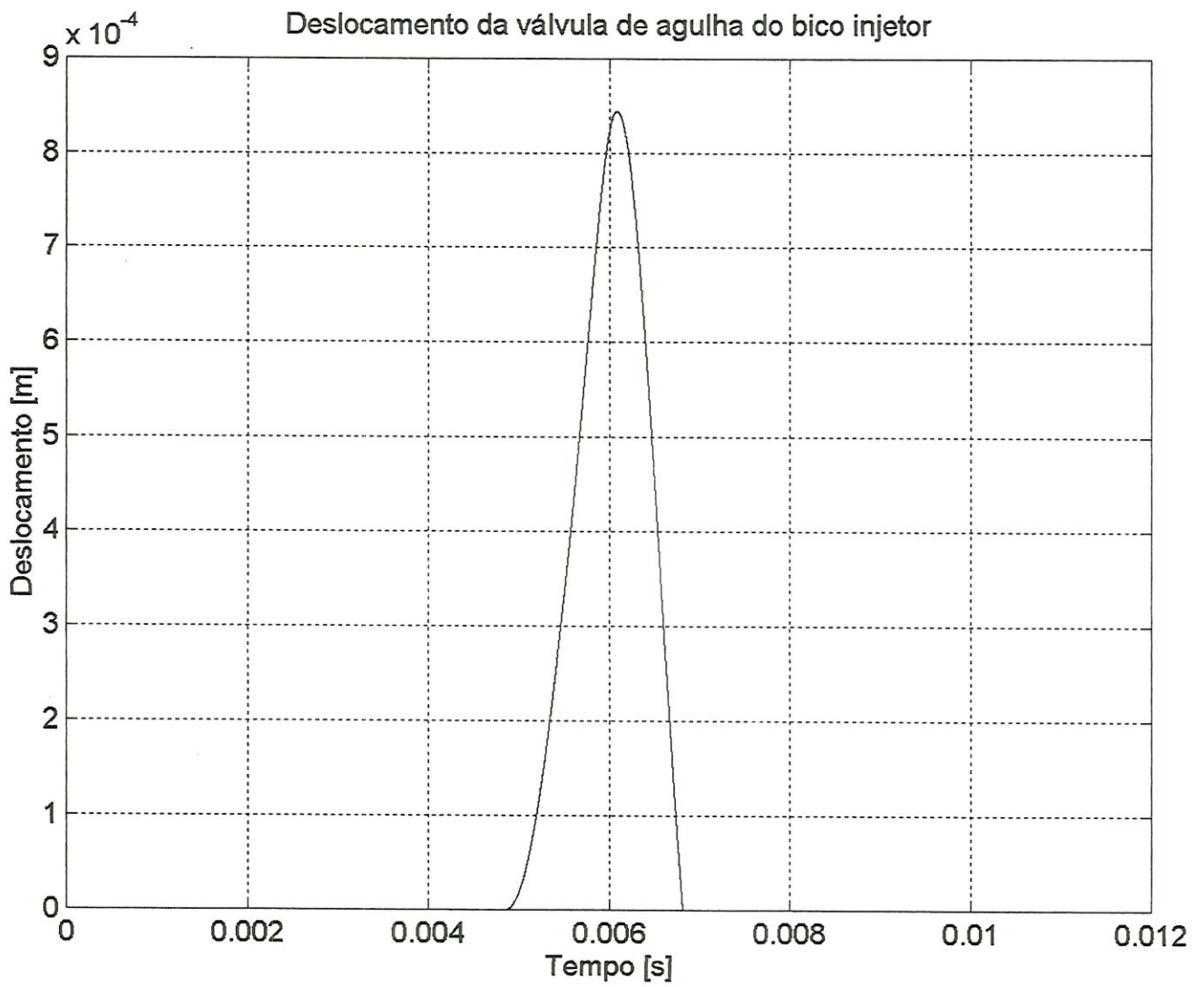


Figura 7.59 - Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor - $\frac{1}{4}$ de aceleração (EMOS 2500 rpm).

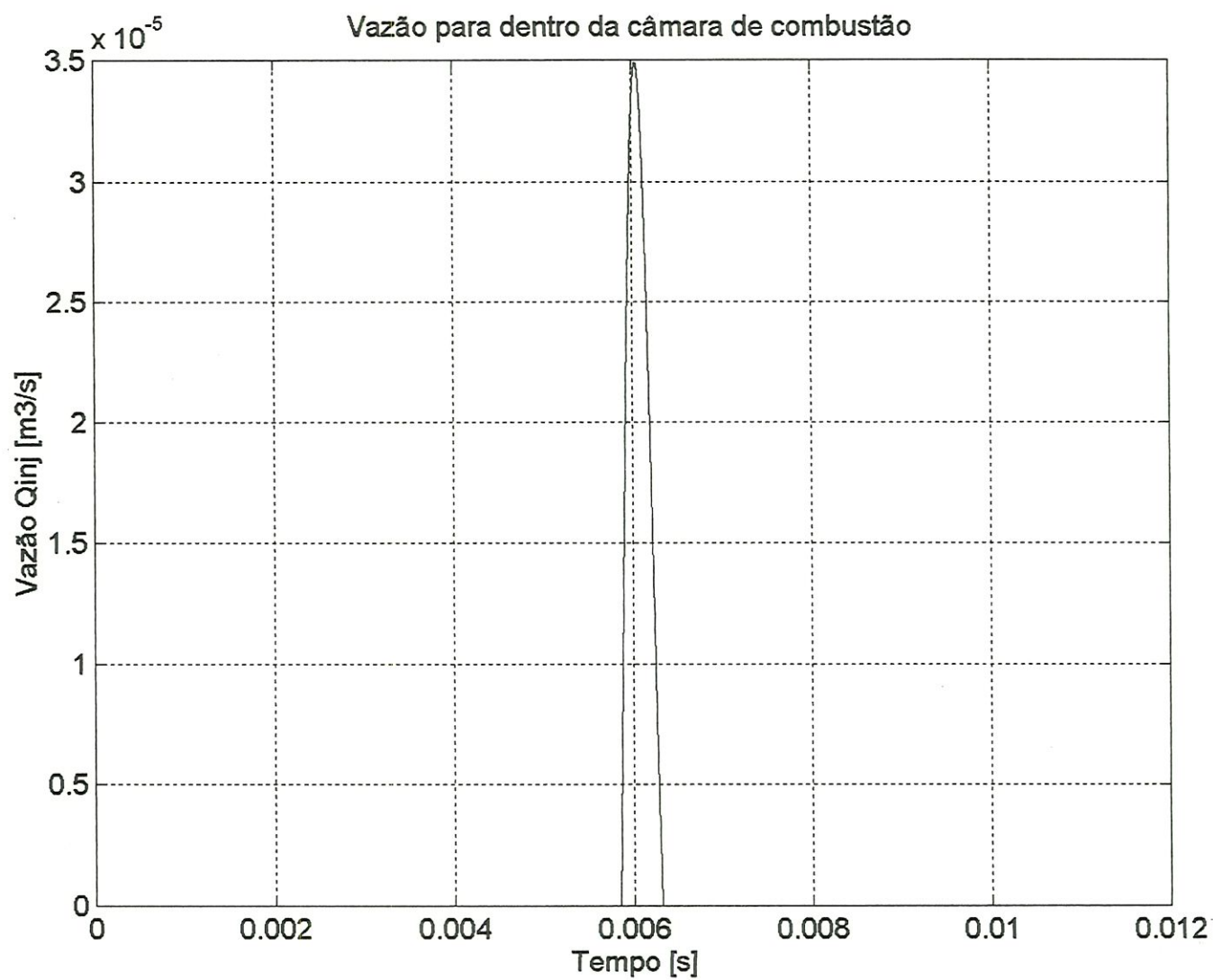


Figura 7.60 - Vazão Q_{inj} de combustível injetado para dentro da câmara de combustão
- $\frac{1}{4}$ de curso da alavanca do acelerador (EMOS 2500 rpm).

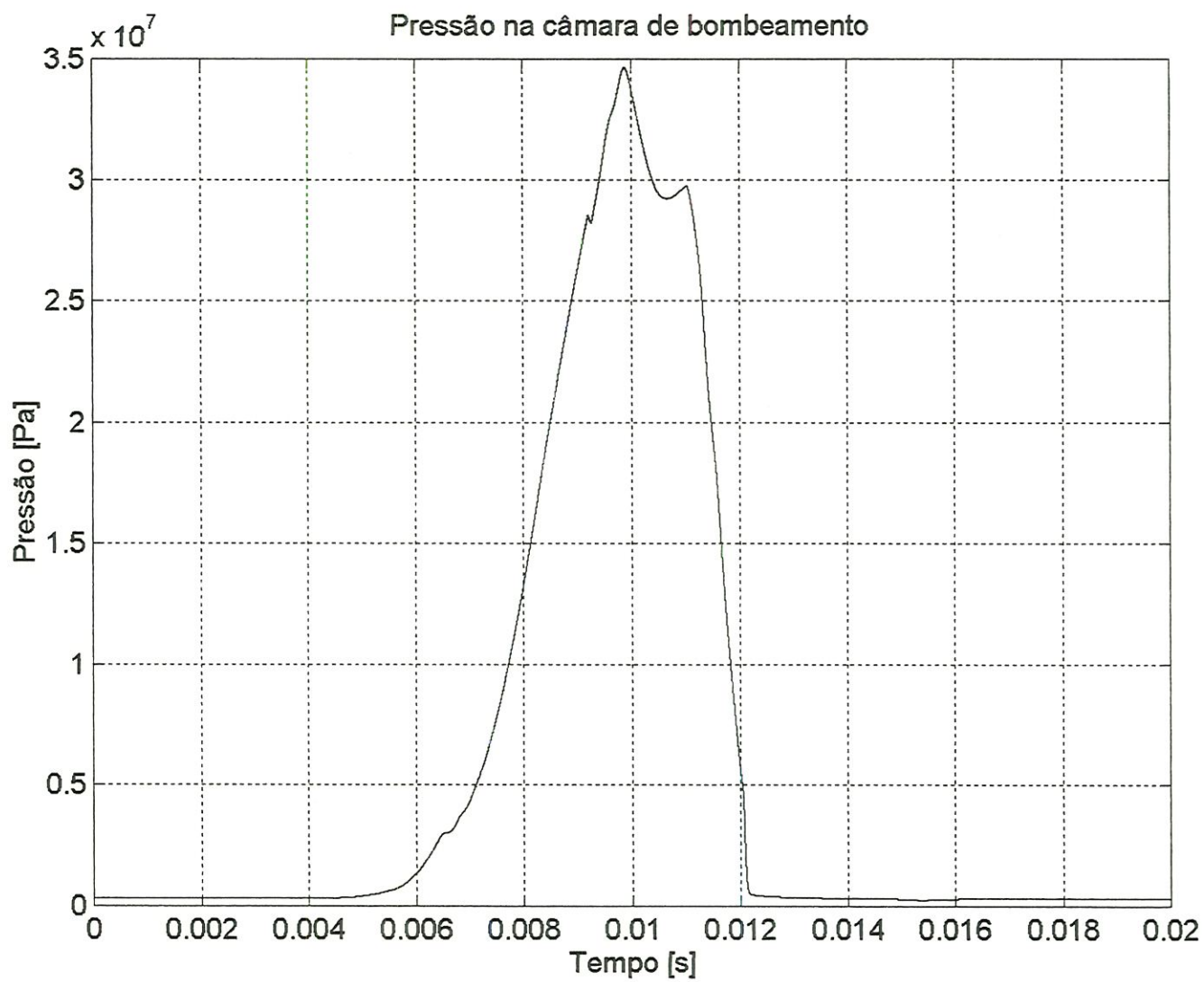


Figura 7.61 - Pressão na câmara de bombeamento - mola modificada (EMOS 1500 rpm).

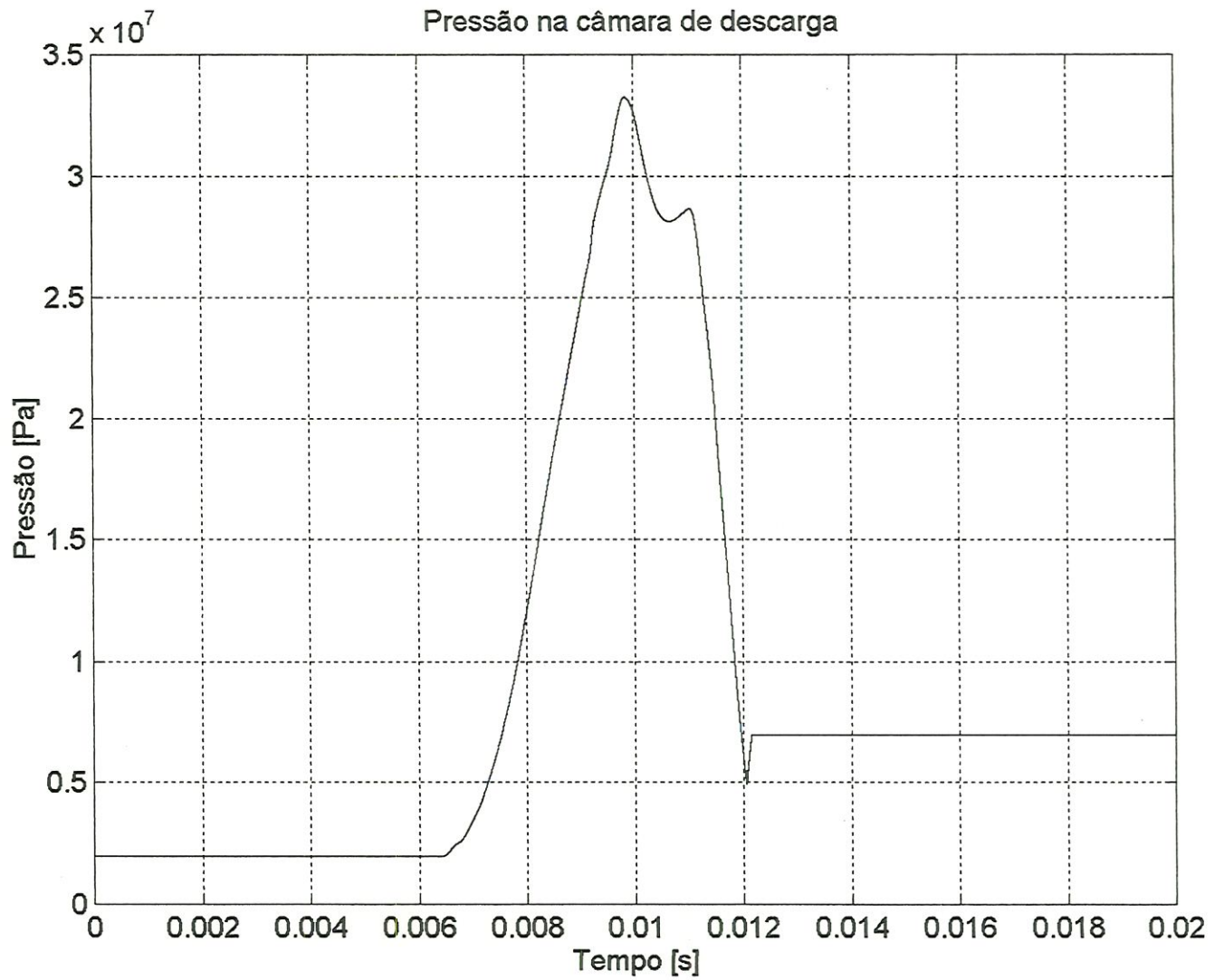


Figura 7.62 - Pressão na câmara de descarga - mola modificada (EMOS 1500 rpm).

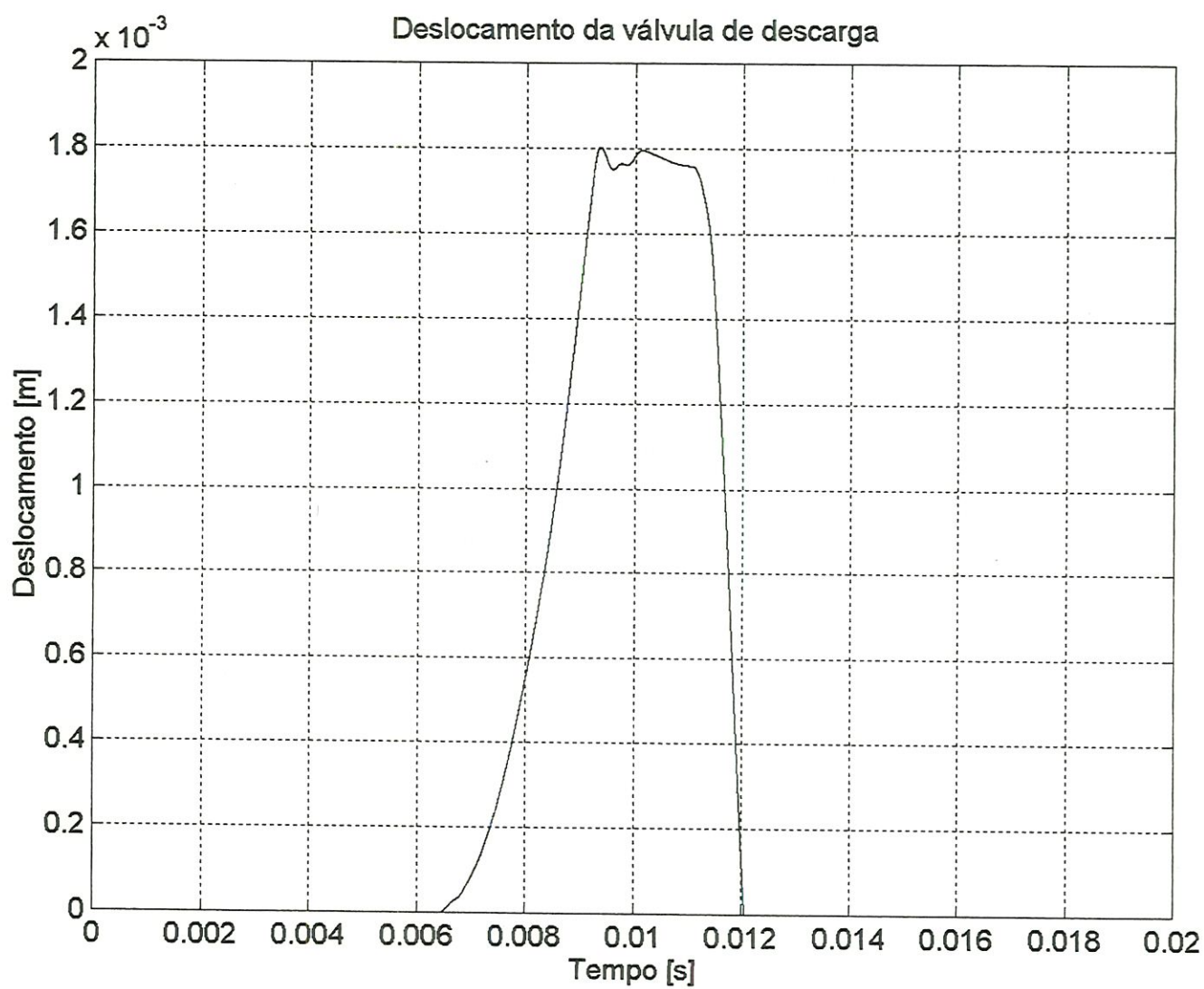


Figura 7.63 - Deslocamento da válvula de descarga - mola modificada (EMOS 1500 rpm).

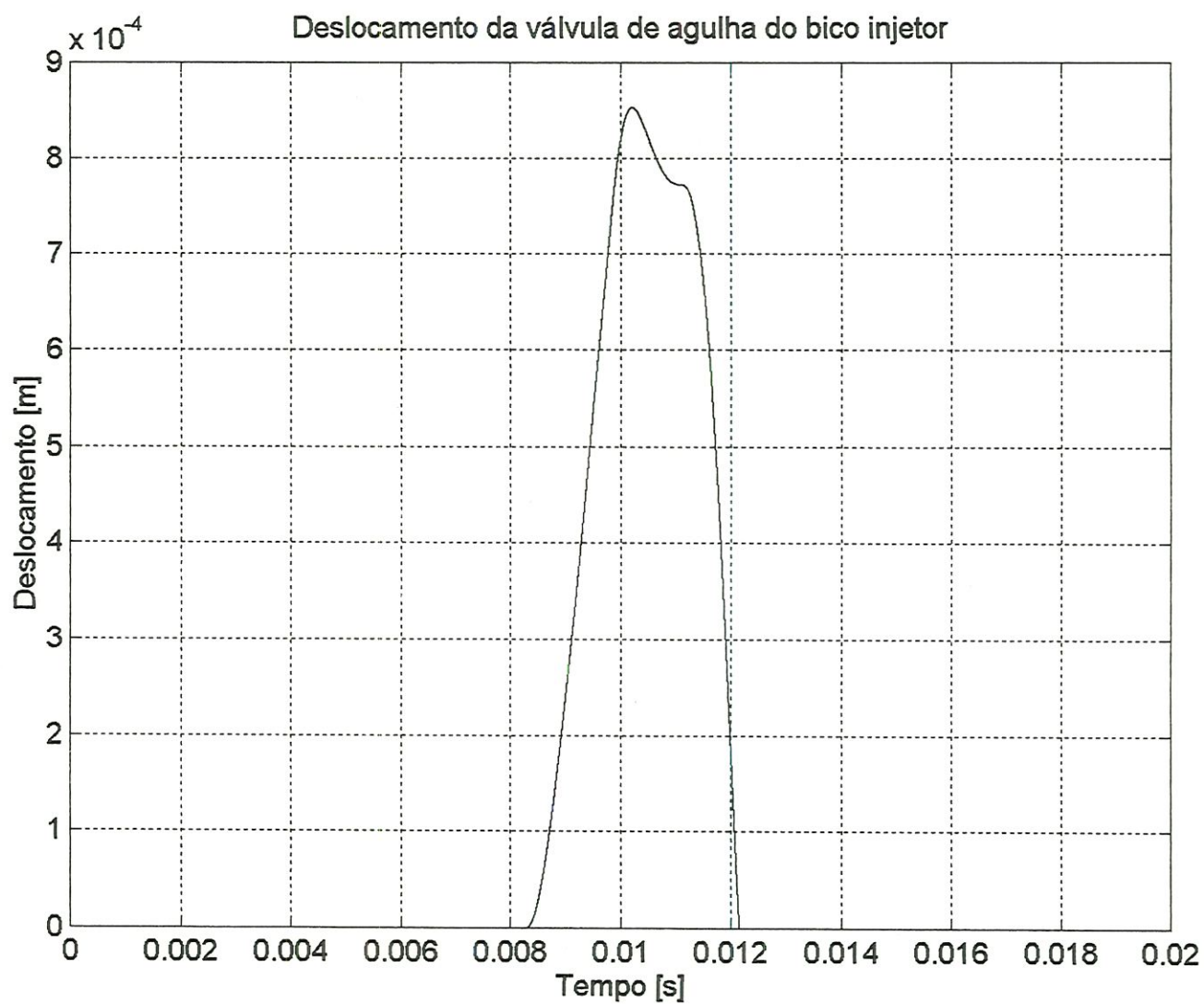


Figura 7.64 - Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor - mola modificada (EMOS 1500 rpm).

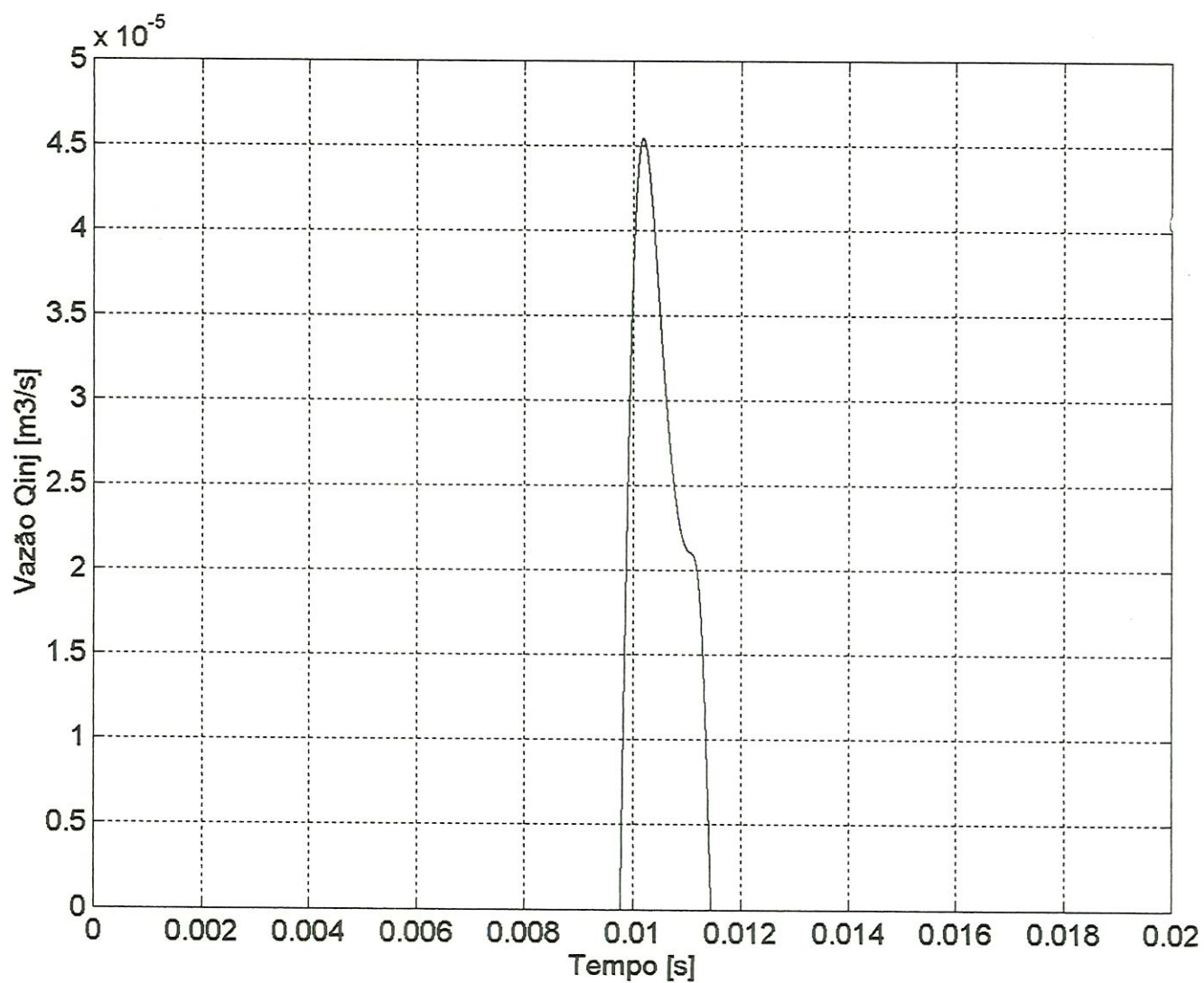


Figura 7.65 - Vazão Q_{inj} de combustível injetado para dentro da câmara de combustão
- mola modificada (EMOS 1500 rpm).

8. CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Deste trabalho, pode-se concluir:

- A concordância dos resultados simulados com os experimentais, assim como a boa sensibilidade em mudanças de parâmetros do sistema, demonstram que o modelo matemático está correto.
- Pode-se partir deste desenvolvimento para etapas futuras.
- Apesar do sistema implementado em MATLAB/SIMULINK ter boa interface gráfica, o mesmo demonstrou fragilidade quanto à instabilidade numérica na linha de alta pressão, prejudicando os resultados das simulações.
- A programação em MATLAB/SIMULINK dificulta muito a depuração dos erros durante a implementação.
- Quanto menores os parâmetros de integração, menor a tendência à instabilidade numérica, porém o tempo de simulação torna a programação MATLAB/SIMULINK inviável neste caso.

Como sugestões para trabalhos futuros pode-se propor:

- Fazer uma comparação numérica e experimental a partir da aquisição em uma placa de alta velocidade.
- Implementar o modelo em uma das seguintes linguagens: FORTRAN, PASCAL ou C.

Deste modo, o sistema ficaria mais rápido e menos susceptível às instabilidades numéricas, resolvendo assim o problema do tubo de alta pressão.

- Introduzir no modelo os problemas relativos à cavitação.
- Introduzir no modelo uma função que reproduza o avanço de injeção realizado mecanicamente pela bomba injetora.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALI, Y.; HANNA, M. A.; BORG, J. E.; "Effect of alternative diesel fuels on heat release curves for cummins N14-410 diesel engine"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 39 (2): 407-414; 1.996.
- ALI, Y.; HANNA, M. A.; "Durability testing of a diesel fuel, methyl tallowate, and ethanol blend in a cummins N14-410 diesel engine"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 39 (3): 793-797; 1.996.
- ALI, Y.; HANNA, M. A.; BORG, J. E.; "In-cylinder pressure characteristics of a CI engine using blends of diesel fuel and methyl esters of beef tallow"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 39 (3): 799-804; 1.996.
- ALI, Y.; MILFORD, A. H.; CUPPETT, S. L.; "Fuel properties of tallow and soybean oil esters"; *Journal of American Oil Chemistry Society*, vol. 72, no. 12, 1.995.
- BECCHI, G. A.; "The analytical investigation of phenomena concerning the fuel injection in fast diesel engines, carried out at design stage by means of the electronic computer" *Tech. Bulletin, Fiat*, vol. XV, no. 2, April, 1.962.
- BECCHI, G. A.; "Analytical simulation of fuel injection in diesel engines"; paper 710568; *SAE Transaction*, 1.971.
- BOSCH - Apostila Técnica - "*Bomba Distribuidora Tipo VE*".
- BROWN, G. W. e McCALLION, H.; "Simulation of an injection system with delivery pipe cavitation using a digital computer"; *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, London, vol. 182, 1967-1.968.

- BURMAN, P. G; DeLUCA, F.; *"Fuel Injection and Controls for Internal Combustion Engines"*, Simmons Boardman Publishing Corporation, New York 1.962.
- CATANIA, A. E.; DONGIOVANNI, C. e MITTICA, A.; "Implicit numerical model of a high-pressure injection system", *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, vol 114, pp 534-543, 1.992.
- CLARK, S. J.; WAGNER, L.; SCHROCK, M. D.; PIENNAAR, P. G.; "Methyl and Ethyl Soybean Ester as Renewable fuels for diesel engines"; *Journal of American Oil Chemistry Society*, vol. 61, no. 10, October 1.984.
- DAVIS, J. S. J.; GIFFEN, E.; "Injection, Ignition, and Combustion in High Speed Hevy Oil Engines", *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*, March 1.931.
- De JUHASZ, K. J., "Graphical Analysis of Transient Phenomena in Linear Flow", *Journal of the Franklin Institution*, April-June 1.937.
- FEOLA, M.; PELLONI, P.; CANTORE, G.; BELLA, G.; CASOLI, P.; TODERI, G.; "Optimization of Injection Law for Direct Injection Diesel Engine"; *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, July, vol. 114, number 3, 1.992.
- FERGUSON, C. R.; *"Internal Combustion Engines - applied thermosciences"*; John Wiley & Sons, Inc, 1.986.
- FICARELLA, A.; LAFORGIA, D. e CIPOLLA, G.; "Investigation and computer simulation of diesel injection system with rotative pump"; *Transations of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 112, July, 1.990.

- GELALLES, G. A.; "Coefficients of discharge of fuel injection nozzles for compression ignition engines" *National Advisory Committee for Aeronautics (N.A.C.A.)*, Tech. Report No. 373, 1.931.
- GIFFEN, E.; ROW, A. W.; "Pressure Calculations for Oil Engines Fuel Injection System", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, London, vol. 141, p.519, 1.939.
- GLIKIN, P. E.; "Fuel injection in diesel engines", *Institution of Mechanical Engineers*, 1985.
- GOODRUM, J. W.; PATEL, V. C.; McCLENDON, R. W.; "Diesel injector carbonization by three alternative fuels"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 39 (3): 817-821; 1.996.
- GREEVES, G. et alli.; "Origins of hydrocarbon emissions from diesel engines"; *SAE* paper 770259, 1.977.
- GREEVES, G.; "Response of diesel combustion systems to increase in fuel injection rate"; *SAE* paper 790037, 1.979.
- GREEVES, G. and WANG, C. H. T.; "Origins of diesel particulate mass emissions"; *SAE* paper 810260, 1.981.
- HENEIN, N. A.; SINGH T. e EL-ERIAN, M. F.; "Characterization and simulation of a distributor injection system" *ASME* publication 74-DGP-12.
- HENEIN, N. A.; JAWAD, B.; GULARI, E. "Effects of Physical Properties of Fuels on Diesel Injection" *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, July, vol. 112, no. 3, 1.990.

- ISHII, Y.; TAKEUCHI, R.; "Vegetable oils and farm engine performance"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 30 (1), Jan-feb, 1.987.
- KHAN, I. M., GREEVES, G. and WANG, C. H. T.; "Factors affecting smoke and gaseous emissions from direct injection engines and a method of calculation"; *SAE* paper 730169, 1.973
- KHOVAKH, M.; ARKHANGELSKY, V.; "*Motor Vehicle Engines*"; Moscow, Mir Publishers, 1.979.
- KNIGHT, B. E.; "Fuel Injection System Calculations"; *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, no. 1, 1.960-1.961.
- KREITH, F. e EISENTADT, R.; "Pressure drop and flow characteristics of short capillary tubes at low Reynolds number"; *Transactions of the ASME*, vol 56, 1.956.
- LICHTAROWICZ, A.; DUGGINS, R. K. e MARKLAND, E.; "Discharge coefficients for incompressible non-cavitating flow through long orifices"; *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 7, no. 2, 1.965.
- MARCIC, M.; KOVACIC, Z.; "Computer simulation of the diesel fuel injection system, paper 851583, *SAE Publication SP-630*, 1.985.
- MATSUI, Y.; HASEGAWA M. e KAWASHIMA, J. "Analysis of injection systems in IDI diesel engines using an enhanced numerical simulation code", *JSAE Review*, vol 17, 1.996.
- MATSUOKA, S.; YOKOTA, K. ; KAMIMOTO, T. and IGOSHI, M.; "A study of fuel injection systems in diesel engines"; *SAE* paper 760551, *SAE Transactions*, 1.976.

MIRACEMA NUODEX - Industrias Químicas Ltda. - "*Preparação de ésteres metílicos de óleos vegetais*" Apostila Técnica.

NICHOLS, R. J.; "The challenges of change in the auto industry: why alternative fuels?"; *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, October, vol. 116, 1.994.

NIEHAUS, R. A. et alli; "Cracked soybean oil as a fuel for a diesel engine"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 29 (3), May-June, 1.986.

OBERT, E. F.; "*Internal Combustion Engines*"; 3th. ed.; Scranton, International Textbook Company, 1.968.

OVEG I; "*Oleos Vegetais - Produção de combustíveis líquidos a partir de óleos vegetais*"; Programa OVEG I, MIT/STI, Brasília, 1985.

PETERSON, C. L.; REECE, D.; "Emissions characteristics of ethyl and methyl ester of rapeseed oil compared with low sulfur diesel control fuel in a chassis dynamometer test of a pickup truck"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 39 (3): 805-816; 1.996.

PETERSON, C. L.; KORUS, R. A.; MORA, P. G. MADSEN, J. P.; "Fumigation with propane and transesterification effects on injector coking with vegetable oil fuels"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 30 (1), Jan-feb, 1.987.

PISCHINGER, R.; STASKA, G. e GAO, Z.; "Calculation of the injection rate curve of diesel injection system under cavitation condition"; *MTZ*, vol 44, 1.983.

POPOV, E.; "*Mechanics of Materials*"; Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1.959.

- RALSTON, A.; "Numerical integration methods for the solution of ordinary differential equations"; *Mathematical Methods for Digital Computers*, New York, John Wiley & Sons, p. 95-109, 1.960.
- RICARDO, H. R.; "*The High-speed Internal-Combustion Engine*"; 4th.ed.; London, Blackie & Son, 1.964.
- RUSSELL, M. F. and CAVANAGH, C. J.; "Establishing target for control of diesel combustion noise"; *SAE* paper 770259, 1.977.
- RUSSELL, M. F.; "Recent CAV research into noise, emissions and fuel economy of diesel engines"; *SAE* paper 770257, 1.977.
- RYU, D.; KATTA, S. K.; BULLERMAN, L. B.; HANNA, M. A.; GENNADIOS, A.; "Viability in methyl soyate of microbial contaminants from farm fuel storage tanks"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 39 (6): 2001-2004; 1.996.
- SASS, F.; "*Kompressorlose Dieselmotoren*", Berlin: Verlag von Julius Springer, 1.929.
- SCHLAUTMAN, N. J.; HANNA, M. A.; SCHIMSTOCK, J. L.; "Unrefined expelled soybean oil performance in a diesel engine"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 29 (1), Jan-feb, 1.986.
- SCHLICK, M. L.; HANNA, M. A.; SCHIMSTOCK; "Soybean and sunflower oil performance in a diesel engine"; *Transactions of the A.S.A.E.*; vol. 31 (5); Sept-Oct; 1.988 .
- SOBEL, D. R. e LEHRACH, P. C.; "A hydro-mechanical simulation of diesel fuel injection systems" *SAE* paper 870432, *SAE Publication SP 703*, 1.987.

- STERN, R.; GUIBET, J. C. e GRAILE, J.; “Les Huiles Végétales et leurs dérivés: carburant de substitution (analyse critique)” *Revue de L’Institut Français du Pétrole*, vol 38, n° 1, p. 121, 1.983.
- STONE, J. A.; “Discharge coefficients and steady-state flow forces for hydraulic poppet valves”; *Journal of Basic Engineers*, vol. 82, 1.960.
- STREETER, V. L.; WYLIE, E. B.; “*Fluid Transients*”; New York, McGraw-Hill Book Co., 1.993.
- STREETER, V. L.; WYLIE, E. B.; “*Hydraulic Transients*”; New York, McGraw-Hill Book Co., 1.967.
- STREETER, V. L.; WYLIE, E. B.; “*Fluid Mechanics*”; New York, McGraw-Hill Book Co., 1.980.
- VENANZI, D. (1.991). *Considerações sobre os processos dos fluidos em motores de ignição por compressão como subsídio para análise da viabilidade do uso de combustíveis alternativos*. São Carlos. 244p. Tese (Livre-docência) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- WRIGHT, W. A.; “Prediction of bulk moduli and PVT data for petroleum oils” *ASLE* 47 AM 7B-1, May 1-4, 1.967.
- WALWIJK, E. V.; VAN DER GRAAF, R. e JANSEN, J. K. M.; “Berekening van brandstofinspuitsystemen voor dieselmotoren” *Werktuig-En Scheepsbouw*, May 10, 1.969.
- WYLIE, E. B.; BOLT, J. A.; EL-ERIAN, M. F.; “Diesel fuel injection system simulation and experimental correlation”; paper 710569, *SAE Transation*, 1.971.

YAMAOKA, K.; SAITO, A.; "Computer technique for evaluation of cavitation characteristics of certain phases of fuel injection in fuel injection systems"; *SAE Transaction*, 1.973.

APÊNDICE 1 - Funcionamento do sistema de injeção simulado

Sistemas de injeção de bomba do tipo distribuidora, são utilizados em motores de 3, 4, 5 e 6 cilindros de ciclo diesel e aplicados em automóveis de passeio, tratores, utilitários e caminhões leves e motores estacionários, com potência acima de 20 kW por cilindro. São dimensionados de acordo com a rotação nominal, potência e formato construtivo dos motores diesel.

A bomba distribuidora VE emprega somente um pistão dosador e um cilindro para alimentar todos os cilindros do motor. O combustível dosado é distribuído para os cilindros do motor através das várias saídas do motor. É extremamente compacta, sendo que em sua carcaça fechada estão unificados os seguintes grupos:

- bomba de alta pressão com distribuidor,
- regulador mecânico de rotações,
- avanço hidráulico de injeção,
- bomba alimentadora de palhetas e
- dispositivo de parada do motor.

A figura A 1-1 apresenta uma vista da bomba dividida em grupos e suas respectivas funções.

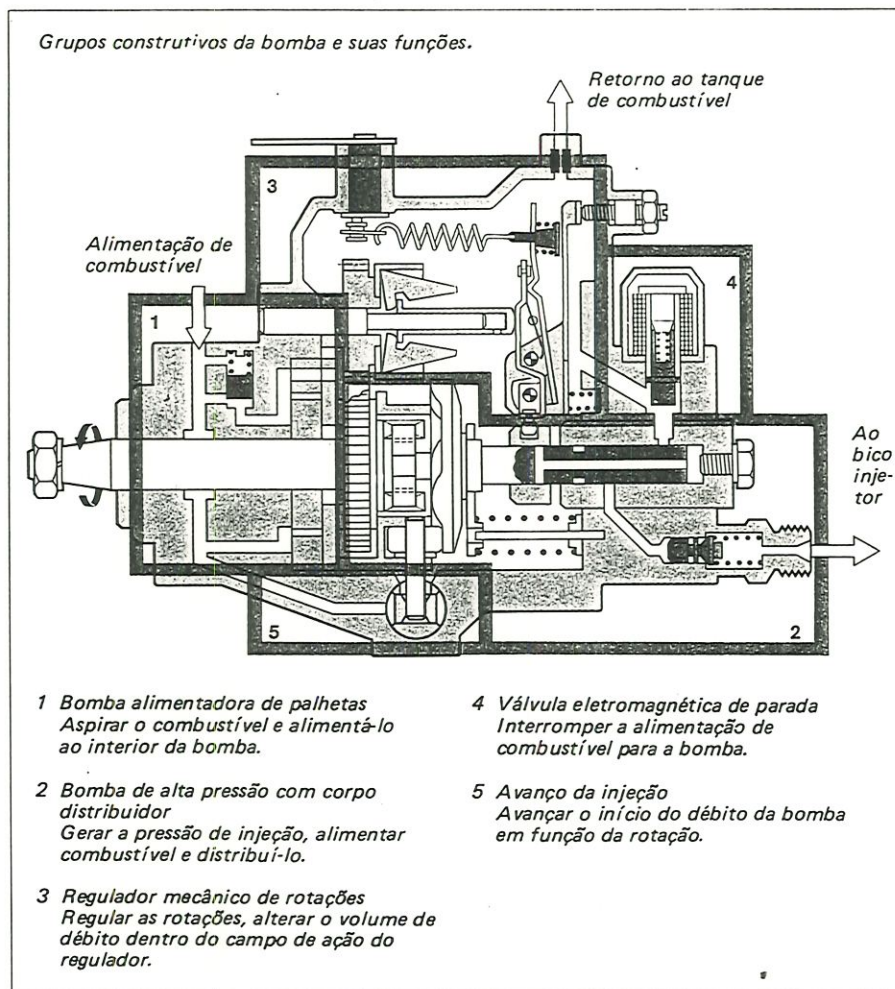


Figura A 1-1. Grupos construtivos da bomba e suas funções (BOSCH - Apostila técnica)

No motor ensaiado (de quatro tempos), a bomba distribuidora é acionada pela correia dentada do comando de válvulas tendo, portanto, metade da rotação do girabrequim do motor. É regulada em perfeito sincronismo com o comando de válvulas e o movimento do pistão do motor.

O combustível é puxado para o interior da bomba por uma bomba de palhetas montada no eixo de acionamento da bomba injetora, que aumenta a pressão interna da mesma. Essa pressão é regulada pela válvula de pressão localizada na parte de cima da bomba. O excesso de combustível retorna ao tanque.

Atrás do eixo de acionamento encontra-se o suporte dos roletes com roletes, no qual se apóia uma placa de cames que, através de um acoplamento, transmite o

movimento de rotação do eixo ao pistão dosador, ao mesmo tempo que gera no mesmo um movimento alternativo.

O pistão dosador é guiado dentro de um cabeçote aparafusado na carcaça da bomba, no qual também está localizada uma eletro-válvula, para interrupção da alimentação de combustível, e as válvulas de descarga com seus respectivos suportes e molas de regulagens.

Quando o pistão se encontra em seu ponto morto inferior, a câmara de bombeamento enche-se de combustível. O movimento de elevação e ao mesmo tempo de rotação faz com que a alimentação de combustível seja encerrada. Desta forma, enquanto ele caminha, é gerada a alta pressão dentro da câmara de bombeamento.

Durante o movimento de rotação, uma ranhura distribuidora descobre o orifício que leva o combustível em direção à válvula de descarga. Esta alta pressão vence a pré-carga da mola da mesma, deixando que o combustível carregue a linha de alta pressão, que está ligada ao bico injetor.

A alta pressão, sendo maior que a pré-carga da mola da válvula de agulha do bico, faz com que o combustível seja injetado dentro da câmara de combustão do motor.

A quantidade injetada é regulada através de uma bucha de regulagem (bucha de retorno) montada no pistão, que tampa o orifício de retorno do pistão dosador. A posição dessa bucha é controlada por um conjunto de alavancas ligadas ao regulador de rotações da bomba e ao acelerador.

Quando o orifício de retorno sai da bucha, durante o movimento de elevação do pistão, a pressão cai e, neste momento, cessa a injeção.

O combustível deslocado efetivamente pelo pistão dosador, durante seu movimento de elevação e rotação, é distribuído através das válvulas de descarga. Durante cada rotação do eixo o pistão completa um número de ciclos (distribuição e descarga) igual ao número de cilindros do motor.

A figura A 1-2 mostra, esquematicamente, as fases de alimentação do combustível e curso do pistão dosador, assim como a representação do funcionamento da válvula de descarga (válvula de pressão).

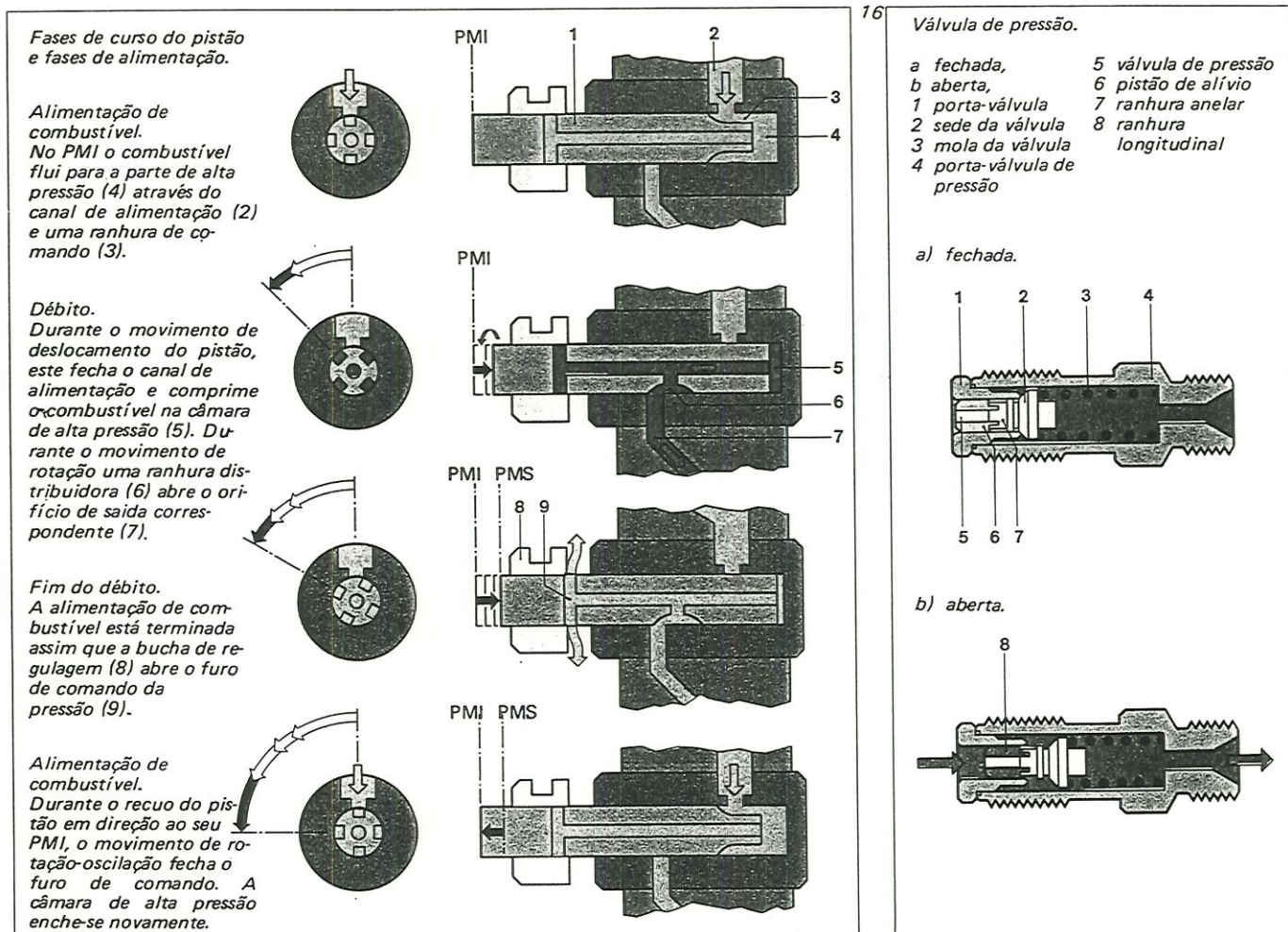


Figura A 1-2. Fases do curso do pistão e corte esquemático da válvula de descarga (BOSCH - Apostila técnica).

APÊNDICE 2 - Efeito da expansão da tubulação de alta pressão

A tubulação de alta pressão deve possuir uma espessura tal que o efeito de sua elasticidade sobre a injeção de combustível seja insignificante. O aumento do raio interno com a pressão pode ser representado pela equação (POPOV, 1959),

$$\Delta r = p \frac{r}{E} \left(\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \lambda \right)$$

onde:

r = raio interno da tubulação da linha de descarga [m].

R = raio externo da tubulação da linha de descarga [m].

Δr = variação no raio interno [m].

λ = coeficiente de Poisson (0,26 para o aço).

E = Módulo de Young (20.677.551.020 N/m²).

O diâmetro externo da maioria das tubulações de alta pressão em sistemas de injeção diesel é de no mínimo duas vezes o interno. Para a linha de injeção do caso estudado, o pico de pressão de injeção não passa de 500 bar (5×10^7 N/m²), resultando numa expansão de

$$\Delta d = \frac{pr}{E} \left(\frac{4r^2 + r^2}{4r^2 - r^2} + 0,26 \right) = 1,93 \frac{dp}{E} = \frac{1,93d \times 50000000}{20677551020} = 0,00046d$$

Isto corresponde a um aumento desprezível da área da secção transversal do diâmetro interno do tubo de alta pressão.

SASS (1.929) demonstrou que a diminuição na velocidade da onda de pressão pela expansão da tubulação é dada pela relação

$$\Delta c = \sqrt{\frac{ED}{ED + Kd}} \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

onde:

D = diâmetro externo da tubulação da linha de descarga.

d = diâmetro interno da tubulação da linha de descarga.

Δc = variação da velocidade de propagação da onda de pressão.

Para $D = 8 \times 10^{-3}$ m, $d = 1,7 \times 10^{-3}$ m, $K = 1,61 \times 10^9$ N/m², $E = 20.677.551.020$

N/m² e $c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$, a redução na velocidade é

$$\Delta c = c \sqrt{\frac{ED}{ED + Kd}} = c \sqrt{\frac{20.677.551.020 \times 8 \times 10^{-3}}{20.677.551.020 \times 8 \times 10^{-3} + 1,61 \times 10^9 \times 1,7 \times 10^{-3}}} = 0,9918c$$

Desde que a redução na velocidade é igual a 0,8%, o efeito da elasticidade pode ser desprezado.

APÊNDICE 3 - Resultados da simulação em função do ângulo de giro do eixo da bomba injetora

Este apêndice 3 mostra as figuras resultantes da simulação do ensaio do motor a 1500 rpm, com 100% do curso da alavanca do acelerador, correspondentes às figuras 7.10 a 7.24 plotadas em função do ângulo de rotação do eixo da bomba injetora.

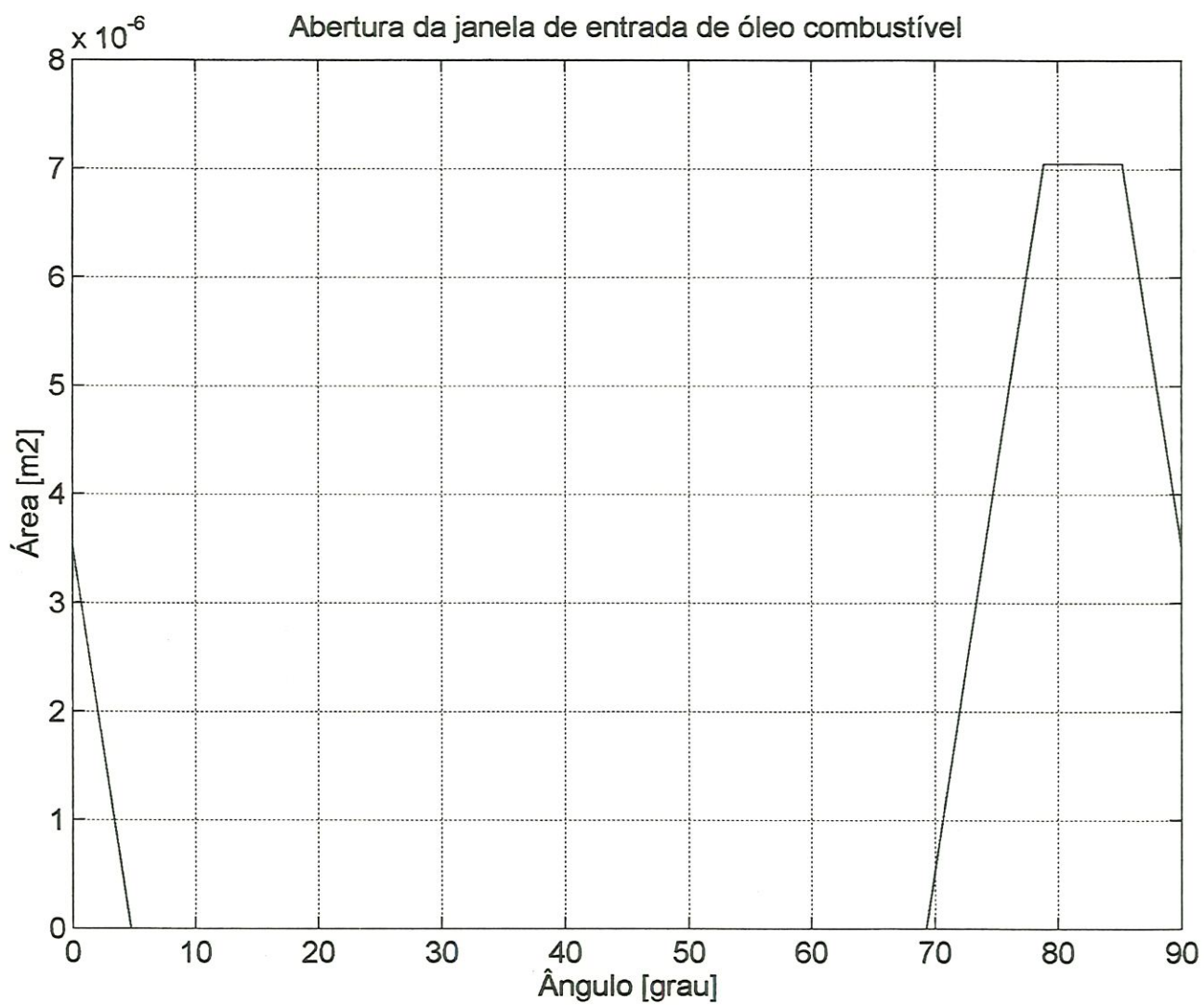


Figura A3.1 - Abertura da janela de entrada de óleo combustível (EMOS 1500 rpm).

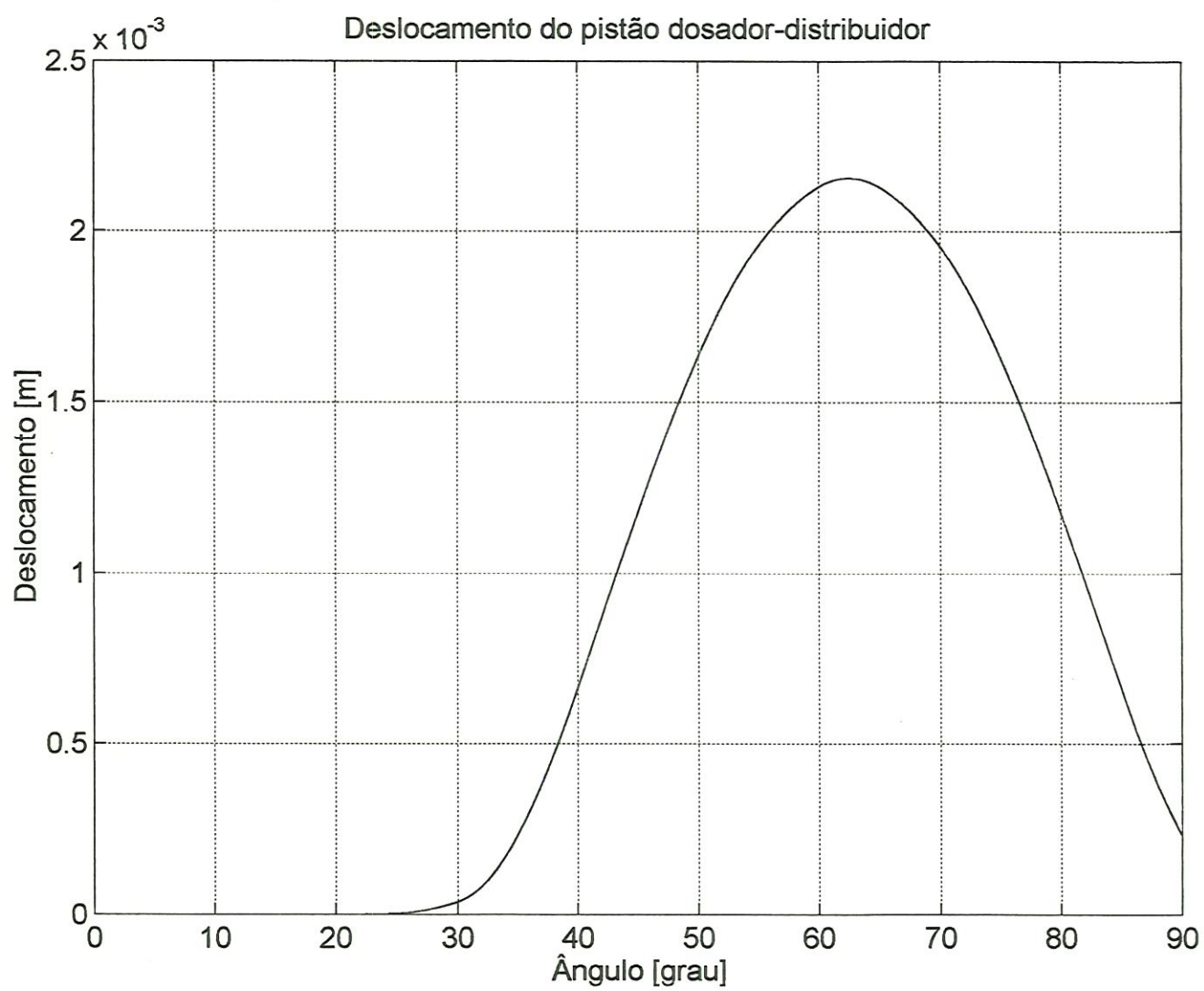


Figura A3.2 - Deslocamento do pistão dosador-distribuidor (EMOS 1500 rpm).

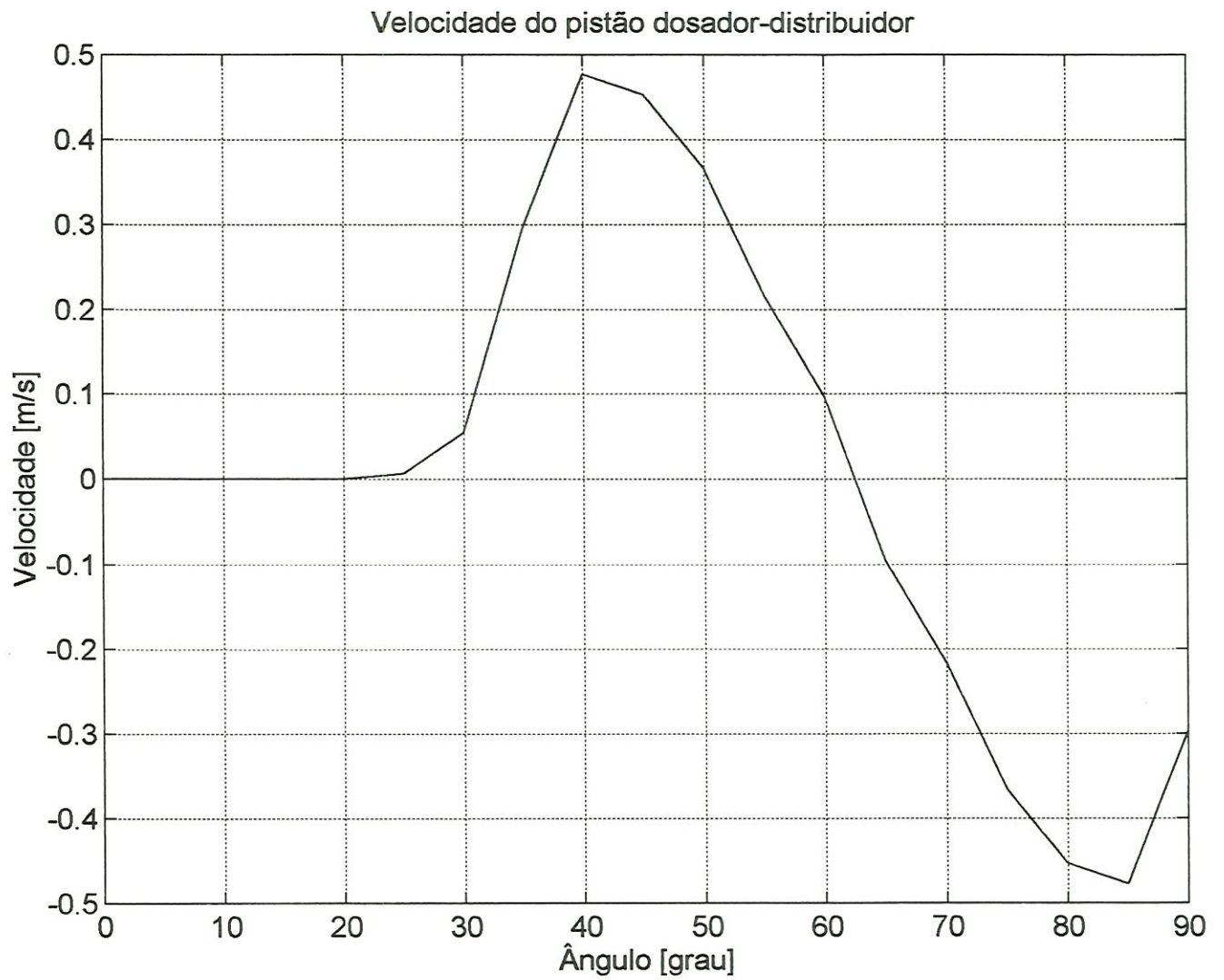


Figura A3.3 - Velocidade do pistão dosador-distribuidor (EMOS 1500 rpm).

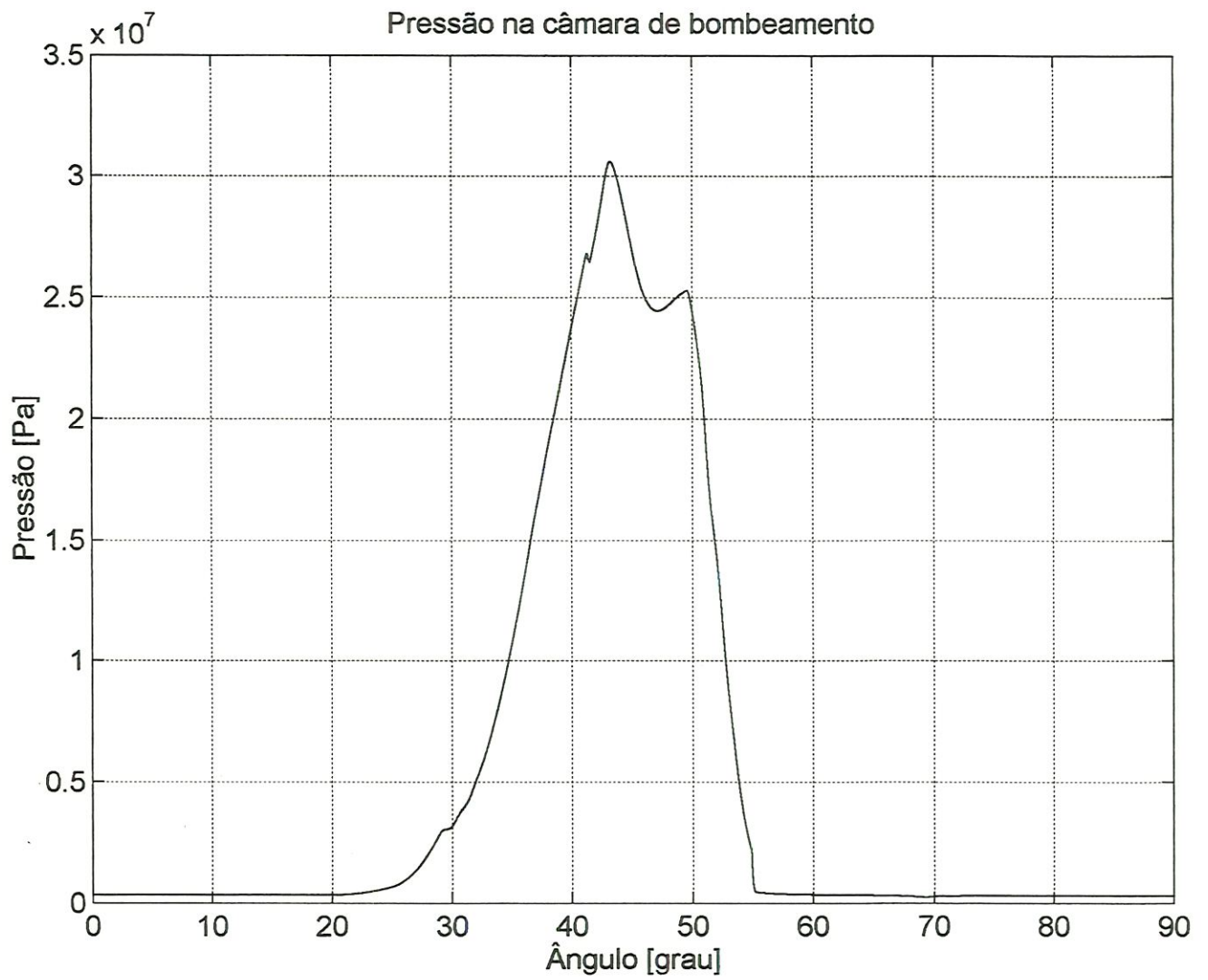


Figura A3.4 - Pressão na câmara de bombeamento (EMOS 1500 rpm).

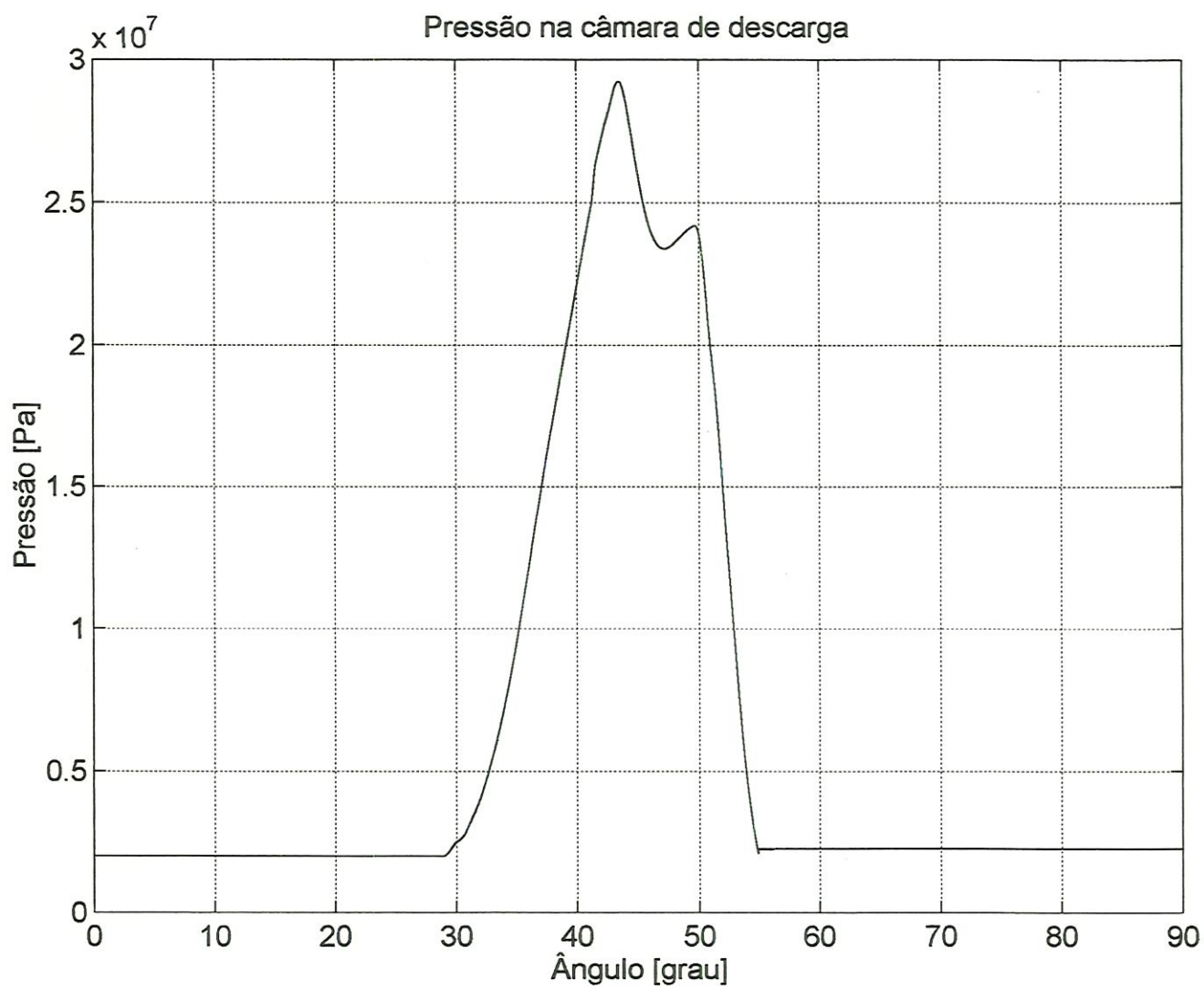


Figura A3.5 - Pressão na câmara de descarga (EMOS 1500 rpm).

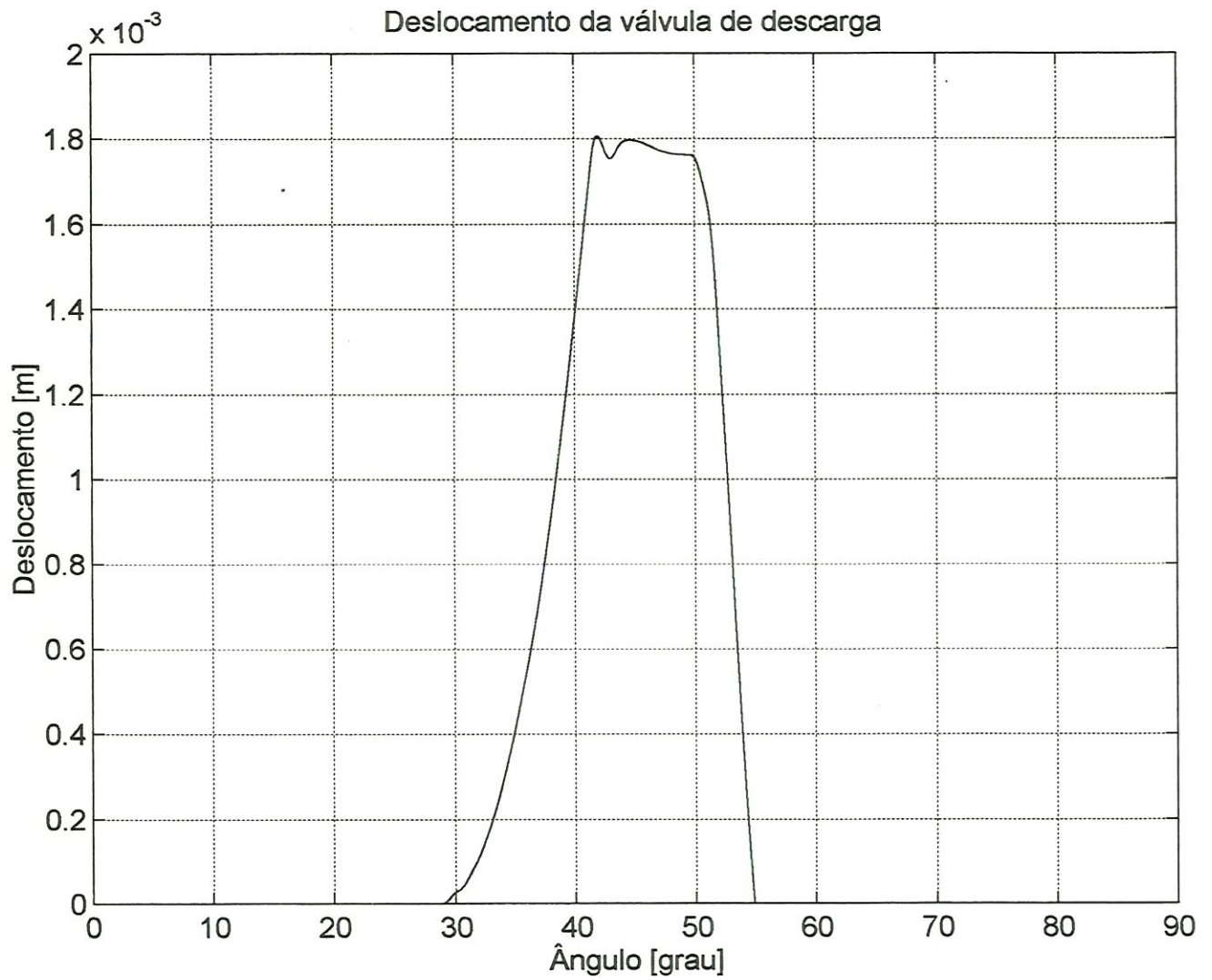


Figura A3.6 - Deslocamento da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).

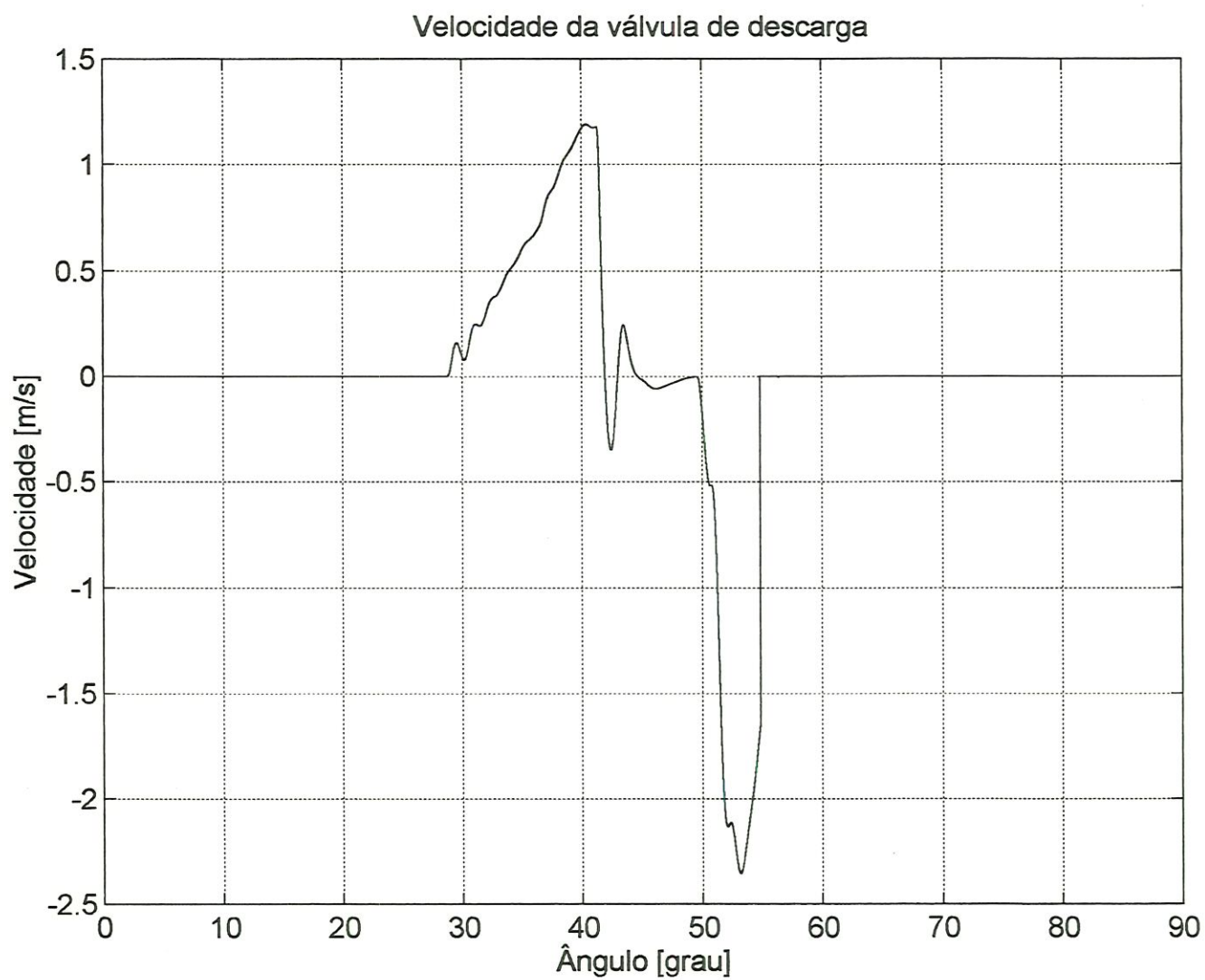


Figura A3.7 - Velocidade da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).

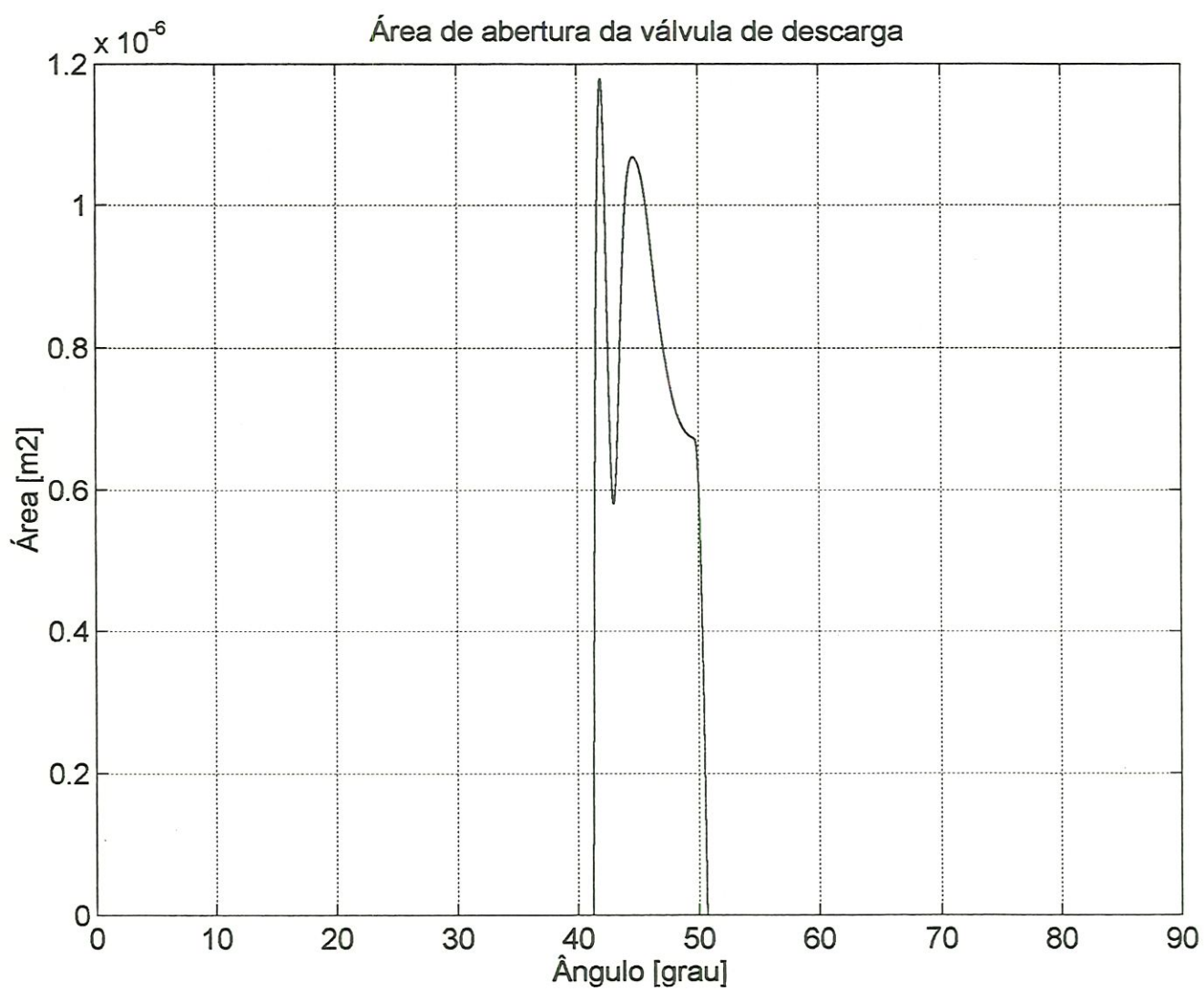


Figura A3.8 - Área de abertura da válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).

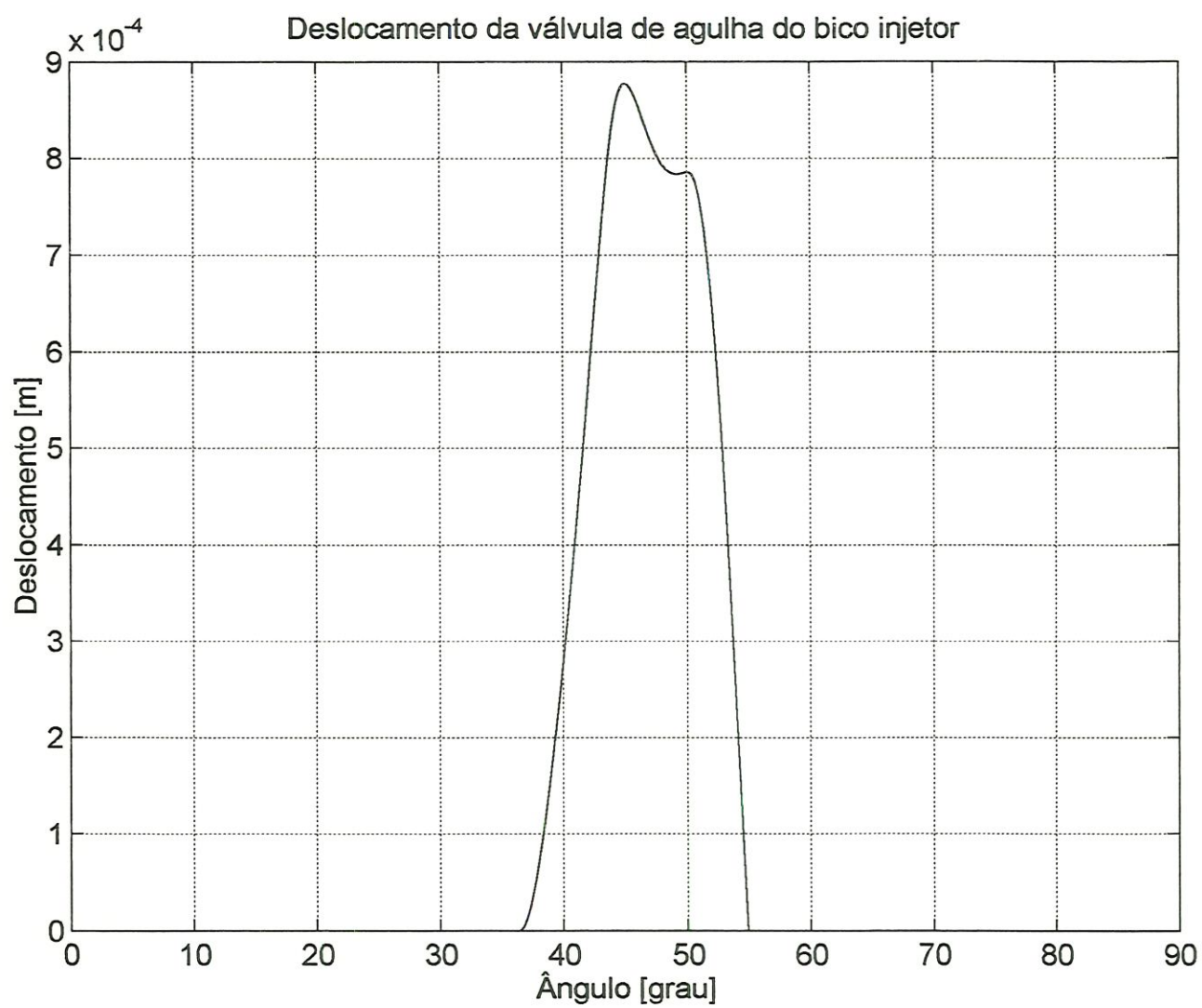


Figura A3.9 - Deslocamento da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 1500 rpm).

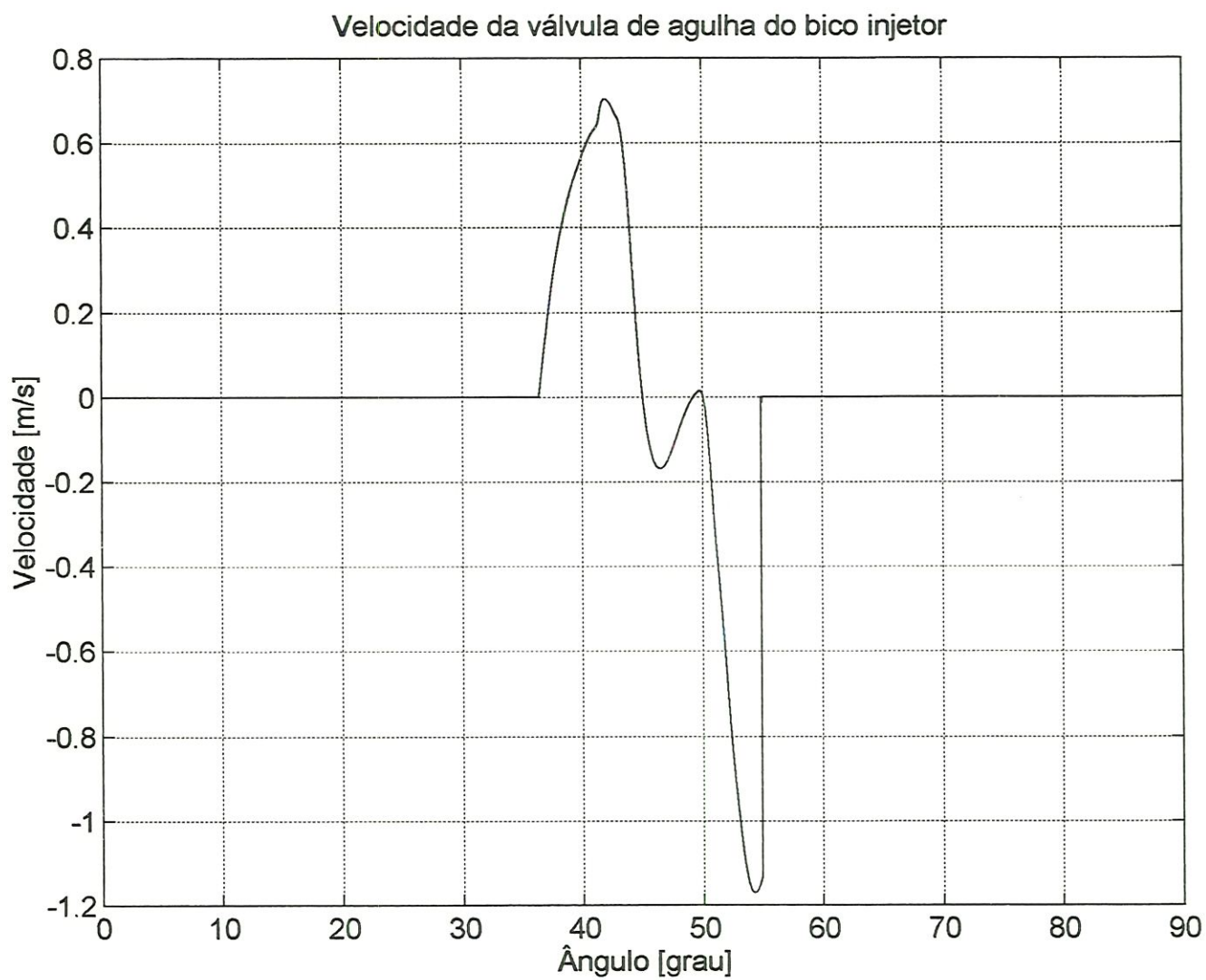


Figura A3.11 - Velocidade da válvula de agulha do bico injetor (EMOS 1500 rpm).

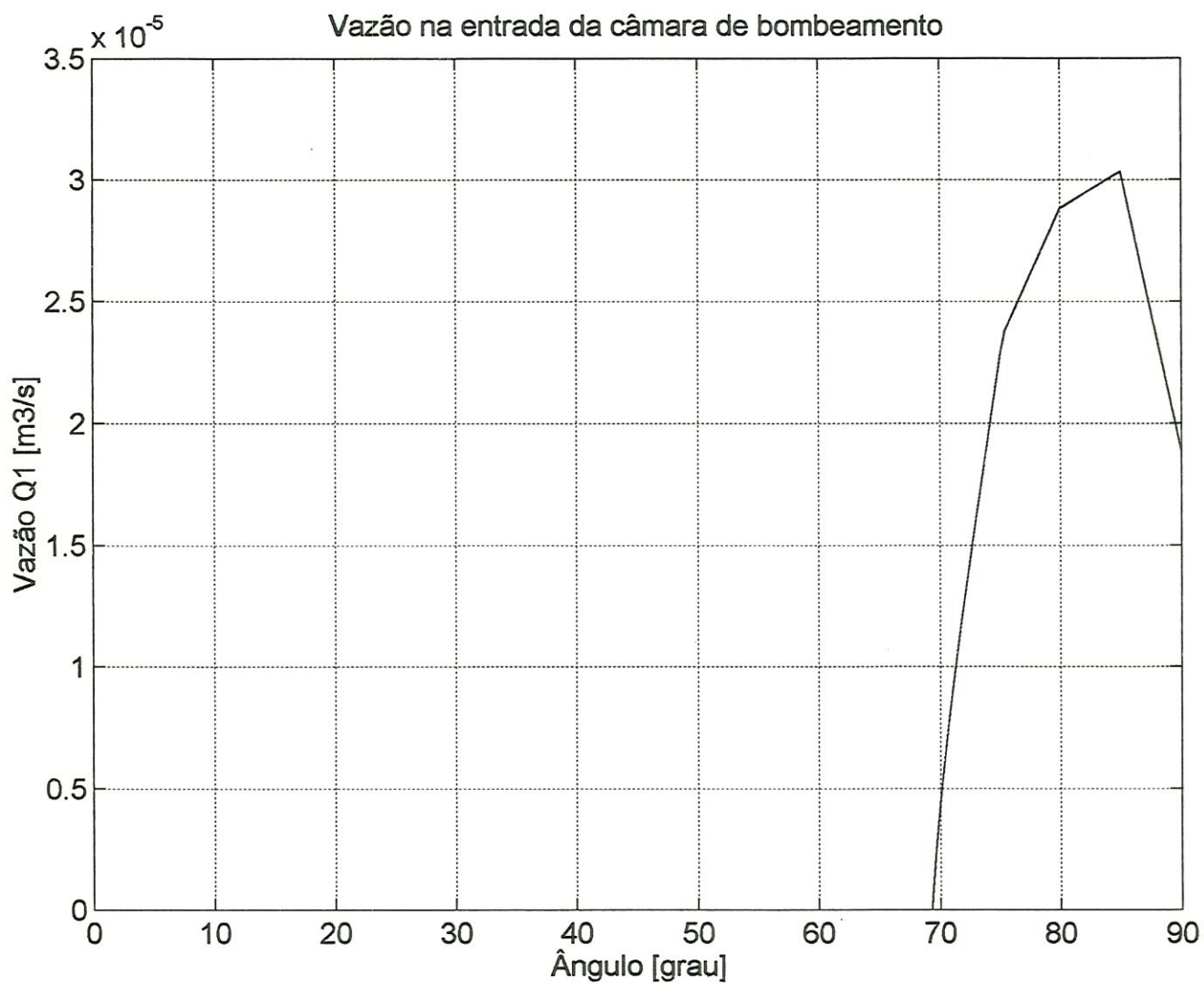


Figura A3.12 - Vazão Q_1 na entrada da câmara de bombeamento (EMOS 1500 rpm).

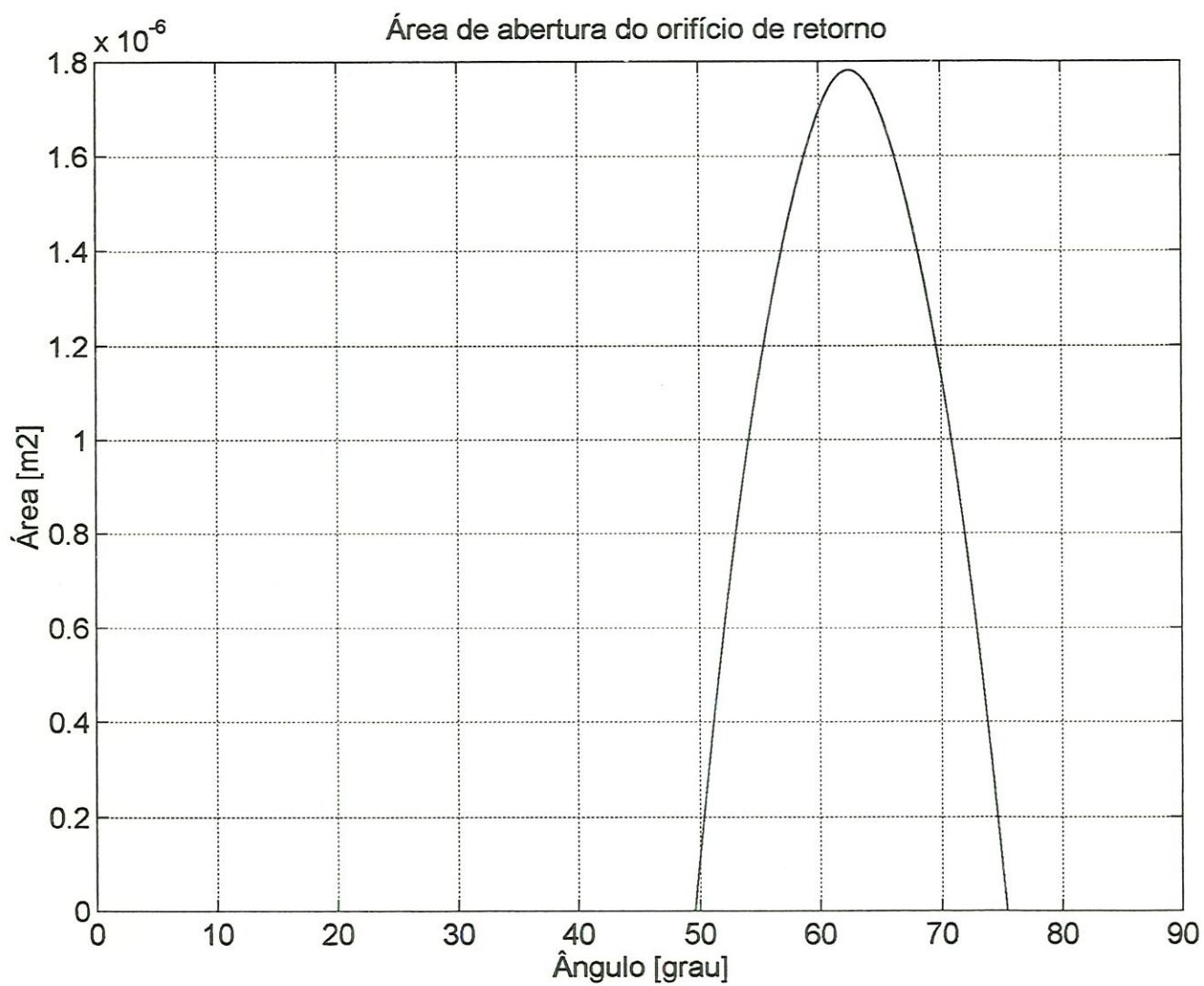


Figura A3.13 - Área de abertura do orifício de retorno (EMOS 1500 rpm).

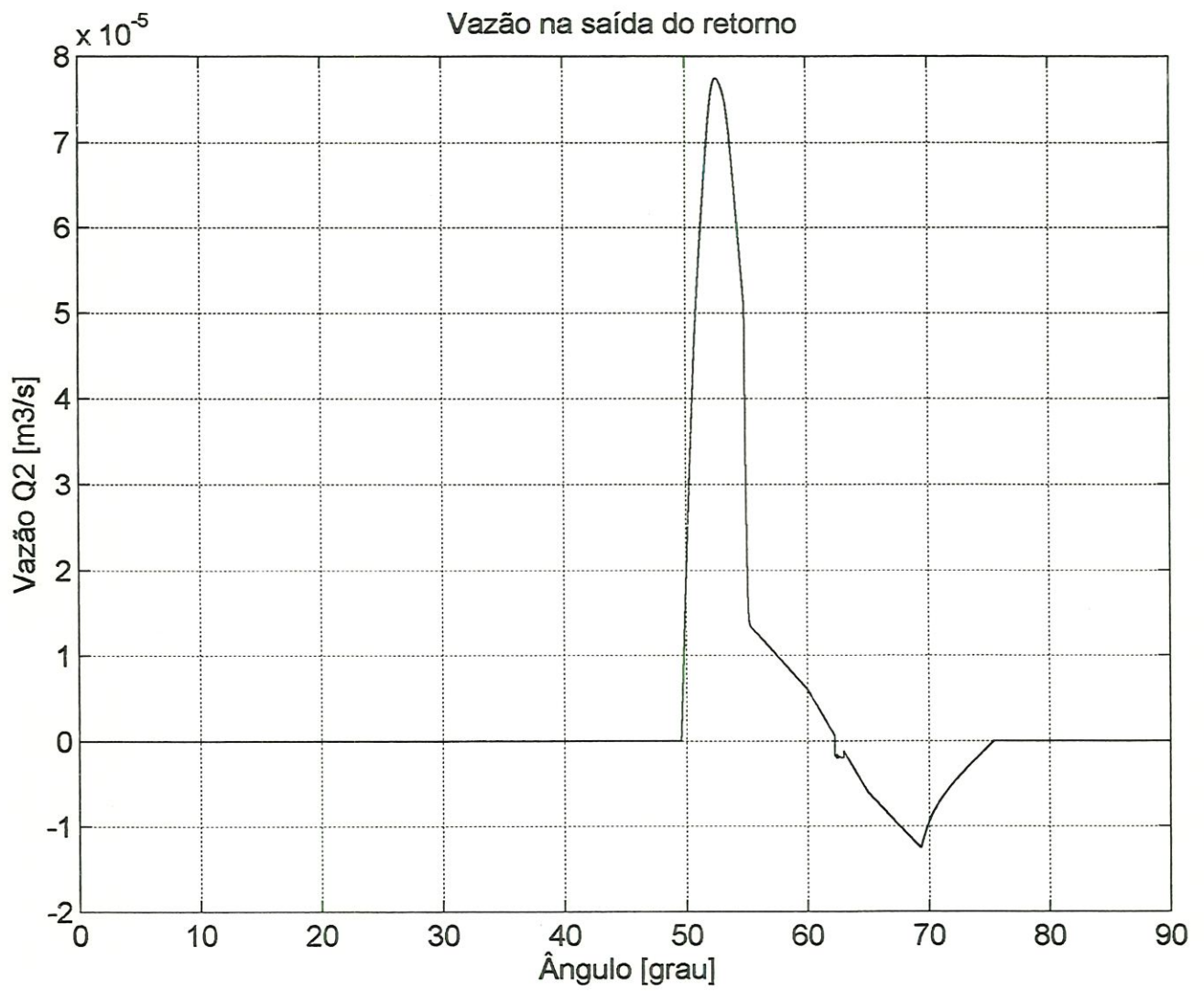


Figura A3.14 - Vazão Q_2 na saída do retorno (EMOS 1500 rpm).

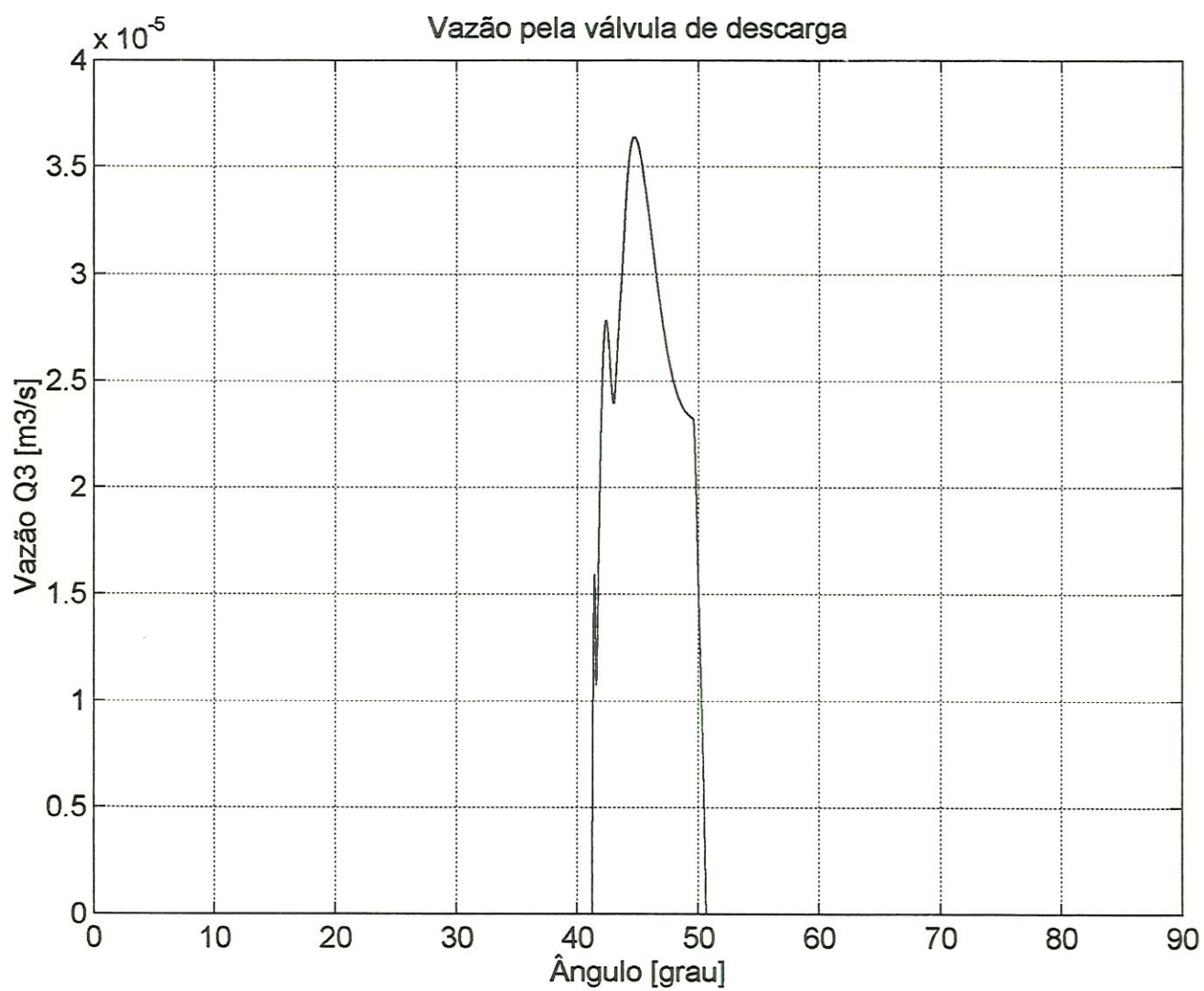


Figura A3.15 - Vazão Q_3 pela válvula de descarga (EMOS 1500 rpm).

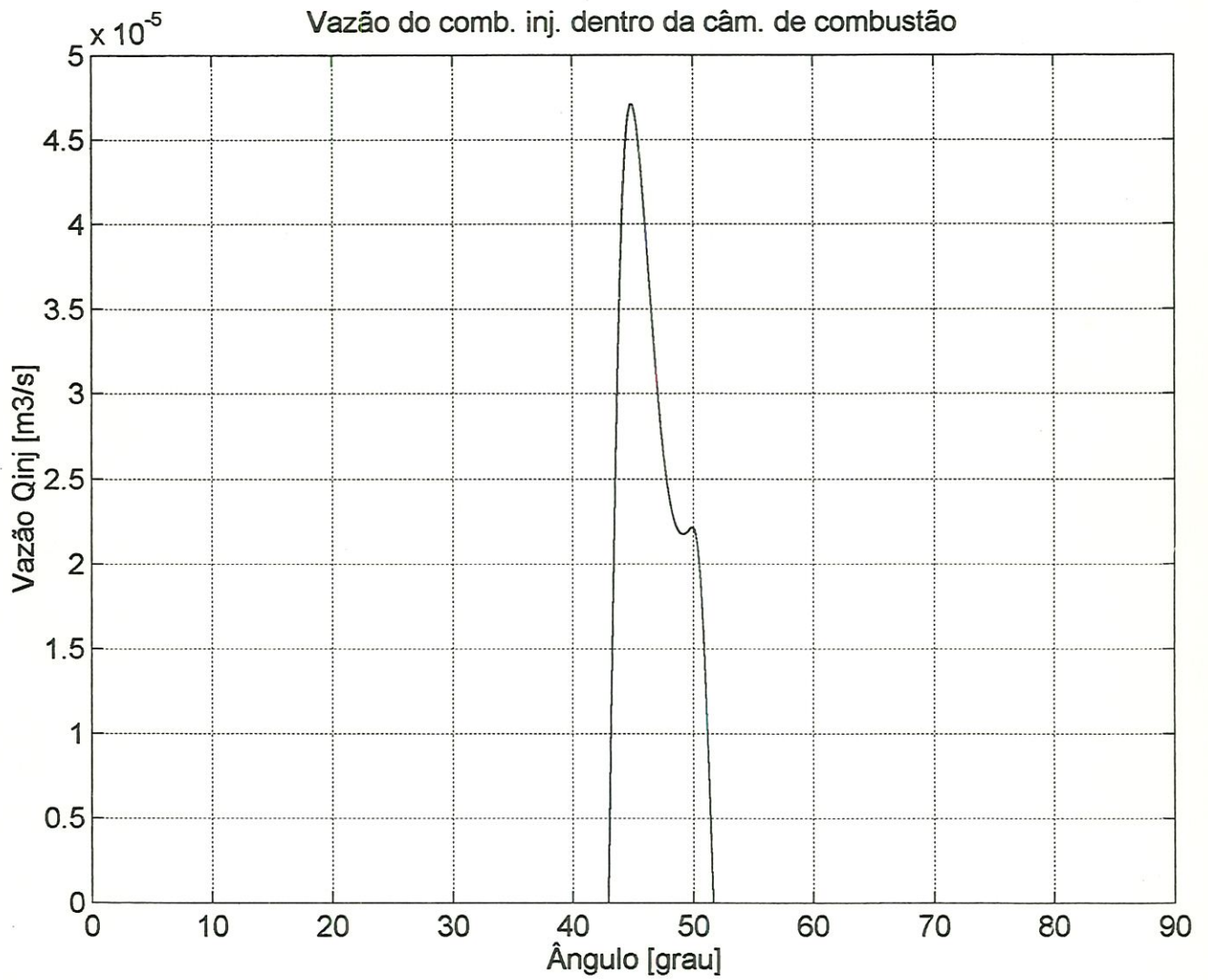


Figura A3.16 - Vazão Q_{inj} do combustível injetado dentro da câmara de combustão (EMOS 1500 rpm).