



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA**

**Otimização de um Cortador de Base Flutuante para Seguimento do
Perfil de Solo em Colhedoras de Cana-de-Açúcar**

Autor: Carlos Eduardo Silva Volpato
Orientador: Oscar Antonio Braunbeck

Tese de Doutorado apresentada a
Faculdade de Engenharia Agrícola da
Universidade Estadual de Campinas,
como requisito para obtenção do Grau
de Doutor em Engenharia Agrícola

Campinas, SP
Julho de 2001

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

V888o Volpato, Carlos Eduardo Silva
Otimização de um cortador de base flutuante para seguimento do perfil de solo em colhedoras de cana-de-açúcar / Carlos Eduardo Silva Volpato. --Campinas, SP: [s.n.], 2001.

Orientador: Oscar Antonio Braunbeck.
Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Máquinas agrícolas – Modelos matemáticos. 2. Simulação (Computadores). 3. Otimização matemática. 4. Dinâmica das máquinas. 5. Cana-de-açúcar - Colheita. I. Braunbeck, Oscar Antonio. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. III. Título.

A Deus, por tudo

A minha esposa Margarete, pelo amor, carinho e compreensão

Ao meu filho Eduardo, pela felicidade que é tê-lo como filho

A Dona Marta, por me ensinar como é importante lutar pela vida

Dedico

AGRADECIMENTOS

A minha Família e a Família de minha esposa pelo estímulo e apoio.

Ao Professor Oscar Antonio Braunbeck e sua Família pelos ensinamentos propiciados, pela confiança depositada e pela amizade gerada.

A FAPESP pelo suporte financeiro para realização do projeto.

A USITEP - Piracicaba, por acreditar no projeto ao construir o cortador de base.

A Universidade Federal de Lavras pela liberação para realização do curso e a CAPES (PICDT) pela concessão da Bolsa.

Ao Professor Inácio Maria dal Fabro pelos conselhos e estímulo.

Aos Professores, Funcionários e Colegas do Departamento de Máquinas Agrícolas da FEAGRI, em especial ao pessoal dos Laboratórios de Instrumentação e Controle (Professor Cappelli, Claudinho e Washington), Projetos (Edgar) e Protótipos (Professor Paulo Magalhães, Zé Maria, Luiz, Fubá e Chicão) pelos ensinamentos, sugestões, colaborações e amizade.

Ao Professor Luiz Alan Grandi e sua Família pela ajuda e estímulo.

Ao Professor Luiz Antonio Daniel e Dona Mara pelo companheirismo e amizade.

A Professora Mariângela Amendola pela ajuda matemática.

A Aninha e Marta, pelo eficiente e alegre trabalho na secretaria da Pós.

Ao Clovis e André pelo apoio em informática.

Aos Colegas de curso pelo companheirismo, amizade e sugestões, em especial aos cuiabanos João Carlos Maia e Aloisio Bianchini e sua Família, aos cearences André Bezerra e Silvia, ao Carlão e sua Família e ao bugrino Lucarelli e sua Família.

A Paula Ennes pela ajuda no desenvolvimento do modelo.

Aos colegas de república do início de jornada em Campinas Pedrão, Cal, Admilson e Bilula.

A todas as pessoas que direta ou indiretamente fizeram possível a culminação deste trabalho,

Os mais sinceros Agradecimentos.....

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA.....	ii
AGRADECIMENTOS.....	iii
SUMÁRIO.....	iv
LISTA DE FIGURAS.....	vii
LISTA DE QUADROS.....	xi
LISTA DE TABELAS.....	xi
LISTA DE APÊNDICES.....	xii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xiii
RESUMO.....	xvii
ABSTRACT.....	xviii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. O Problema e sua importância.....	1
1.2. Objetivos.....	3
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1. Cultura da Cana-de-Açúcar no Brasil.....	5
2.2. Importância Sócio-Econômica do Setor Sucroalcooleiro para o Brasil.....	6
2.3. Colheita de Cana-de-Açúcar.....	7
2.3.1. Sistemas de Colheita de Cana-de-Açúcar.....	7
2.3.2. Sistema de Limpeza da Cana-de-Açúcar.....	8
2.4 Colheita Mecânica da Cana-de-Açúcar.....	10
2.4.1. Evolução da Mecanização da Colheita da Cana-de-Açúcar no Brasil.....	10
2.4.2. Formas de Colheita Mecânica da Cana-de-Açúcar.....	11
2.5 Corte Basal Corte Basal.....	13
2.5.1. Sistema de Corte Basal de uma Colhedora	13
2.5.2. Influência do Sistema de Preparo do Solo/Plantio sobre o Corte de Base ..	14
2.5.3. Perdas de Matéria-Prima em Razão da Colheita Mecanizada	17
2.5.4. Perdas em Função do Corte de Base	19
2.5.5. Danos ao Caule e a Soqueira em Função do Corte de Base	20

2.5.6. O Corte de Base e a Presença de Solo na Matéria Prima	21
2.6. Dinâmica dos Mecanismos	27
2.6.1. Aspectos Conceituais	27
2.6.2. Aspectos Teóricos do Projeto de Mecanismos	28
2.6.3. Classificação dos Mecanismos	30
2.6.4. Modelagem e uso de Simulações Virtuais no Projeto de Mecanismos.....	31
2.6.5. Análise Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos	33
2.7. Otimização de Mecanismos	34
3. MATERIAL E MÉTODOS	39
3.1. Considerações Iniciais	39
3.2. Projeto Inicial do Mecanismos de Quatro Barras (projeto virtual)	40
3.3. Modelagem Matemática	42
3.3.1. Método de Newton-Euler - Análise Cinemática	43
3.3.1.1. Sistemas de Referência	44
3.3.1.2. Transformação de Coordenadas.....	45
3.3.1.3. Determinação do Vetor Posição mais Equação de Vínculo.....	47
2.3.1.3.1. Geometria do Mecanismo	47
2.3.1.3.2. Posição do Mecanismo	48
3.3.1.4. Equacionamento do Perfil do Solo	50
3.3.1.5. Determinação das Velocidades	52
3.3.1.5.1. Velocidade Angular	52
3.3.1.5.2. Velocidade Linear	52
3.3.1.6. Determinação das Acelerações	58
3.3.1.6.1. Aceleração Angular	58
3.3.1.6.1. Aceleração Linear	58
3.3.2. Método de Newton-Euler - Análise Dinâmica	66
3.3.2.1. Equilíbrio das Forças e Momentos da Barra Acionadora (L_2)	67
3.3.2.2. Equilíbrio das Forças e Momentos da Barra Acopladora (L_3)	67
3.3.2.3. Equilíbrio das Forças e Momentos da Barra Seguidora (L_4)	68
3.4. Simulação Virtual dos Modelos Dinâmicos	70

3.4.1. Parâmetros Variados para as Simulações.....	71
3.4.2. Simulação da Força Normal (F_N) para o Mecanismo Inicial	71
3.5. Otimização do Mecanismo	73
3.5.1. Otimização da Força Normal de Reação do Perfil	73
3.5.2. Definição da Função Objetivo	74
3.5.3. Definição das Restrições	75
3.5.4. Implementação do Algoritmo de Programação Quadrática Seqüencial	76
3.5.5. Funções Implementadas na Otimização	78
3.6. Ensaaios Experimentais.....	80
3.6.1. Projeto e Construção do Cortador de Base (Protótipo).....	80
3.6.2. Local de Realização dos Ensaios.....	80
3.6.3. Caracterização da Caixa de Solo.....	80
3.6.4. Unidade de Acionamento do Carro Porta Ferramentas.....	81
3.6.5. Controle e Automação do Carro Porta Ferramentas	83
3.6.6. Parâmetros Experimentais	84
3.6.7. Aquisição dos Dados	86
3.6.8. Análise dos Resultados entre os Modelos Simulado e Experimental.....	88
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	90
4.1. Simulações com o Mecanismo Inicial (Pré-Dimensionado)	90
4.2. Otimização do Mecanismo Inicial	96
4.3. Construção do Mecanismo	100
4.3.1 Parâmetros do Mecanismo	101
4.3.1.1. Rigidez da Mola	101
4.3.1.2. Frequência Natural de Oscilação do Mecanismo.....	101
4.3.1.3. Rigidez do Disco Cortador.....	103
4.4. Validação Experimental do Modelo Dinâmico.....	105
4.5 Otimização do Mecanismo Existente (Pós-Dimensionamento).....	115
5. CONCLUSÕES.....	129
6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	131
7. APÊNDICES.....	142

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Tecnologia atual para o mecanismo de corte basal.....	3
Figura 2: Evolução da produção de cana-de-açúcar no Brasil [milhões ton./safra].....	6
Figura 3: Operações básicas da colhedora de cana picada.....	14
Figura 4: Plantio no camalhão para melhor desempenho do cortador basal atual.....	15
Figura 5: Movimentação de solo pelo cortador basal na presença de sulco.....	16
Figura 6: Protótipo virtual da colhedora de cana-de-açúcar acoplada a trator agrícola.....	41
Figura 7: Protótipo virtual do mecanismo de corte basal.....	41
Figura 8: Caracterização física do mecanismo de quatro barras.....	41
Figura 9. Posicionamento dos sistemas de referência para o mecanismo.....	44
Figura 10: Projeção dos vetores unitários do sistema móvel sobre o sistema inercial com giro no eixo z no sentido positivo.	46
Figura 11: Circuitos vetoriais que definem a geometria e a posição do mecanismo em função da superfície do solo.....	47
Figura 12: Equacionamento do perfil do solo.....	50
Figura 13: Localização do centros de massa da barra acionadora (L2).....	53
Figura 14: Localização do centros de massa da barra acionadora (L3).....	53
Figura 15: Localização do centros de massa da barra acionadora (L4).....	53
Figura 16: Diagrama de corpo livre para acionadora ou barra 2.....	67
Figura 17: Diagrama de corpo livre para barra 3 ou acopladora.....	68
Figura 18: Diagrama de corpo livre para barra 2 ou acionadora.....	69
Figura 19: Fluxograma do programa para simulação da força normal de reação do perfil desenvolvido em linguagem simbólica do programa computacional científico Mathematica®, versão 3.0.	72
Figura 20: Fluxograma do programa de otimização implemento sobre o algoritmo SQP da função Constr do pacote científico Matlab®, versão 5.0.....	79
Figura 21: Vista isométrica da caixa de solo onde foi realizado os ensaios.....	81
Figura 22: Vista do cortador basal montado no carro porta ferramentas da caixa de solo.....	81
Figura 23: Cabo de aço.....	82

Figura 24: Motor de combustão interna.....	82
Figura 25: Guia do cabo de aço.....	82
Figura 26: Tambor rotativo no fosso.....	82
Figura 27: Fluxograma de acionamento do carro porta-ferramentas.....	82
Figura 28: Sensor de proximidade.....	83
Figura 29: Contador de pulsos.....	83
Figura 30: Interruptor de fim de curso (A) e batente físico (B).....	84
Figura 31: Tipos de perfis ensaiados.....	85
Figura 32: Estrutura de cavaletes.....	85
Figura 33: Painel de velocidade.....	86
Figura 34: Válvula de controle.....	86
Figura 35: Célula de carga fixada no disco de corte basal.....	86
Figura 36: Transdutor linear de deslocamento.....	87
Figura 37: "Spider" - Aquisição de dados.....	87
Figura 38: Transmissão de dados.....	87
Figura 39: Mesa de controle operacional	88
Figura 40: Fluxograma para aquisição dos dados	88
Figura 41: Perfil senoidal, amplitude 0,025 [m] e velocidade de 1,82 [m/s].....	91
Figura 42: Perfil senoidal, amplitude 0,025 [m] e velocidade de 1,82 [m/s].....	91
Figura 43: Perfil em rampa ascendente, amplitude 0,025 [m] e velocidade de 1,82 [m/s].....	91
Figura 44: Perfil em rampa ascendente, amplitude 0,025 [m] e velocidade de 1,82 [m/s].....	91
Figura 45: Perfil rampa descendente, amplitude 0,025 [m] e velocidade de 1,82 [m/s].....	91
Figura 46: Perfil rampa descendente, amplitude 0,025 [m] e velocidade de 1,82 [m/s].....	91
Figura 47: Perfil com amplitude zero e velocidade de 1,82 [m/s].....	95
Figura 48: Perfil com amplitude zero e velocidade de 1,82 [m/s].....	95
Figura 49: Força normal de reação do perfil (FN) para os mecanismos inicial (azul) e otimizado (vermelho) com mola	98
Figura 50: Força normal de reação do perfil (FN) para os mecanismos inicial (azul) e otimizado (vermelho) com mola e amortecimento.....	99
Figura 51: Deslocamento vertical do extremo frontal do disco cortador.....	102

Figura 52: Deformação da aba em balanço do disco de corte.....	104
Figura 53: Comportamento mecânico da aba em balanço do disco de corte.....	104
Figura 54: Efeito da vibração estrutural sem microndulação do perfil.....	106
Figura 55: Efeito da vibração estrutural com microndulação do perfil de 0,1 [mm].....	106
Figura 56: Força normal de reação (FN) para perfil senoidal de 0,025 [m] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s].....	107
Figura 57: Força normal de reação (FN) para perfil senoidal de 0,05 [m] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s].....	108
Figura 58: Força normal de reação (FN) para perfil em rampa ascendente de 0,025 [m] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s].....	109
Figura 59: Força normal de reação (FN) para perfil em rampa ascendente de 0,05 [m] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s].....	110
Figura 60: Força normal de reação (FN) para perfil em rampa descendente de 0,025 [m] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s].....	111
Figura 61: Força normal de reação (FN) para perfil em rampa descendente de 0,05 [m] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s].....	112
Figura 62: Cortador basal sustentado por mecanismo de quatro barras em nova proposta para otimização.....	115
Figura 63: Força normal de reação do perfil para mecanismo otimizado O1 com amplitude de 0,025 [m] e velocidade de 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).....	120
Figura 64: Força normal de reação do perfil para mecanismo otimizado O1 com amplitude de 0,05 [m] e velocidade de 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).....	121

Figura 65: Força normal de reação do perfil para mecanismo otimizado O2 com amplitude de 0,025 [m] e velocidade de 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).....	122
Figura 66: Força normal de reação do perfil para mecanismo otimizado O2 com amplitude de 0,05 [m] e velocidade de 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).....	123
Figura 67: Força normal de reação do perfil para mecanismo otimizado O3 com amplitude de 0,025 [m] e velocidade de 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).....	124
Figura 68: Força normal de reação do perfil para mecanismo otimizado O3 com amplitude de 0,05 [m] e velocidade de 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).....	125
Figura 69: Reação do perfil para amplitude de 0,025 [m], velocidade de 2,12 [m/s] e Dme ajustado de 4.300 [mm]	126
Figura 70: Reação do perfil para amplitude de 0,05 [m], velocidade de 2,12 [m/s] e Dme ajustadode 4.100 [mm]	126

LISTA DE QUADROS

Quadro 1: Quantidade de solo recolhida pela colhedora TOFT 6000 para diferentes condições do colmo, posições de corte tipos e condições de solo.....	24
--	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Propriedades de inércia e dimensões das barras de aço estrutural do mecanismo.....	42
Tabela 2: Sistemas de referência para o mecanismo.....	45
Tabela 3. Simulação da força de reação normal em perfil do tipo senoidal.....	92
Tabela 4. Simulação da força orça de reação normal em perfil do tipo rampa ascendente.....	92
Tabela 5. Simulação da força orça de reação normal em perfil do tipo rampa descendente.....	92
Tabela 6: Valores das variáveis de projeto antes e depois do processo de otimização para mecanismo apenas com mola.....	97
Tabela 7: Valores das variáveis de projeto antes e depois do processo de otimização para o mecanismo com mola e amortecedor.....	98
Tabela 8: Comparação da entre os mecanismo inicial e otimizado, com mola e com mola e amortecimento, da variação da força normal de reação do perfil, em [N]... ..	99
Tabela 9: Comportamento mecânico das molas helicoidais existentes (Lmo : 680 mm).....	101
Tabela 10: Amortecimento e frequência natural do mecanismo de quatro barras.....	102
Tabela 11: Deformação da aba do disco cortador em função da força aplicada.....	104
Tabela 12: Configurações e condições de otimização dos mecanismos estudados.....	117
Tabela 13: Efeito da velocidade e da altura de trabalho na reação média Rs do perfil senoidal com amplitude do perfil de 0,025 [m].....	119

LISTA DE APÊNDICES

Apêndice 1: Sistema de Equações Algébricas Lineares para Resolução do Sistema Matricial 9x9.....	142
Apêndice 2: Programa Desenvolvido no Mathematica para Simulação da Força Normal de Reação do Perfil com Contato Contínuo com o Perfil.....	143
Apêndice 3: Programas Desenvolvidos no Matlab para Otimização da Força Normal de Reação do perfil para o Mecanismo Original com Contato Contínuo com o Perfil.....	149
Apêndice 4: Programas Desenvolvidos no Matlab para Simulação da Força Normal de Reação do Perfil sem Contato Contínuo com o Perfil.....	163
Apêndice 5: Programas Desenvolvidos no Matlab para Otimização da Força Normal de Reação do Perfil para o Mecanismo Existente sem Contato Contínuo com o Perfil.....	177
Apêndice 6: Determinação do Ângulo da Mola (ϵ).....	184
Apêndice 7: Determinação da Posição Angular Tangente ao perfil do solo no ponto de contato "P" (β).....	185

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Iniciados pelo Alfabeto Romano

${}_I\vec{a}_{cm2}$: vetor aceleração linear absoluta do centro de massa da barra acionadora;

${}_I\vec{a}_{cm3}$: vetor aceleração linear absoluta do centro de massa da barra acopladora;

${}_I\vec{a}_{cm4}$: vetor aceleração linear absoluta do centro de massa da barra seguidora;

A : metade da amplitude ou altura do perfil (solo) ;

c : constante de amortecimento viscoso;

C_{m2} : centro de massa da barra acionadora;

C_{m3} : centro de massa da barra acopladora;

C_{m4} : centro de massa da barra seguidora;

Dme : distância externa de montagem da mola de translação;

Ds : distância entre sulcos;

${}_IdF_{Nx}$: componente na direção x da posição do centro de massa da barra acopladora em relação ao ponto de contato com o perfil no sistema inercial de referência.

${}_IdF_{Ny}$: componente na direção y da posição do centro de massa da barra acopladora em relação ao ponto de contato com o perfil no sistema inercial de referência.

${}_Id3a$: distância entre a articulação formada entre as barras acionadora e acopladora no sistema inercial de referência e o centro de massa da barra acopladora;

${}_Id3a_x$: componente na direção x da posição do centro de massa da barra acopladora em relação a articulação formada entre as barras acionadora e acopladora no sistema inercial de referência.

${}_Id3a_y$: componente na direção y da posição do centro de massa da barra acopladora em relação a articulação formada entre as barras acionadora e acopladora no sistema inercial de referência.

${}_Id3b_x$: componente na direção x da posição do centro de massa da barra acopladora em relação a articulação formada entre as barras seguidora e acopladora no sistema inercial de referência.

d_{3b_y} : componente na direção y da posição do centro de massa da barra acopladora em relação a articulação formada entre as barras seguidora e acopladora no sistema inercial de referência.

F_d : força de amortecimento;

F_H : componente horizontal da força normal de reação do perfil no ponto de contato;

F_M : força na mola;

F_{M_x} : componente horizontal da força na mola;

F_{M_y} : componente vertical da força na mola;

F_{ox} : força exercida pela barra fixa à barra acionadora na direção x no sistema de referência inercial

F_{oy} : força exercida pela barra fixa à barra acionadora na direção y no sistema de referência inercial

F_{ax} : força exercida pela barra acionadora à barra acopladora na direção x no sistema de referência inercial

F_{ay} : força exercida pela barra acionadora à barra acopladora na direção y no sistema de referência inercial

F_{bx} : força exercida pela barra acopladora à barra seguidora na direção x no sistema de referência inercial

F_{by} : força exercida pela barra acopladora à barra seguidora na direção y no sistema de referência inercial

F_{cx} : força exercida pela barra seguidora à barra fixa na direção x no sistema de referência inercial

F_{cy} : força exercida pela barra seguidora à barra fixa na direção y no sistema de referência inercial

F_N : força normal de reação do perfil no ponto de contato;

F_V : componente vertical da força normal de reação do perfil no ponto de contato;

I_2 : momento de inércia polar da barra acionadora;

I_3 : momento de inércia polar da barra acopladora;

I_4 : momento de inércia polar da barra seguidora;

k_m : constante elástica da mola;

k : constante elástica da mola por metro linear de mola;
 L_m : comprimento da mola de translação em qualquer instante;
 L_{m0} : comprimento inicial da mola de translação em qualquer instante;
 L_{1y} : comprimento da barra fixa;
 L_2 : comprimento da barra acionadora;
 L_3 : comprimento da barra acopladora;
 L_4 : comprimento da barra seguidora;
 $L_{5(t)}$: altura do perfil do solo correspondente ao ponto P em qualquer instante de tempo;
 $L_{6(0)}$: posição horizontal inicial da ponta do mecanismo, em relação a origem do sistema de coordenadas (O);
 $L_{6(t)}$: posição horizontal da ponta do mecanismo, em qualquer instante de tempo, em relação a origem do sistema de coordenadas (O);
 L_7 : altura do mecanismo em relação a origem (O) do sistema de coordenadas;
 $L_2/2$: distância entre a articulação formada pelas barras fixa e acionadora no sistema inercial de referência e o centro de massa da barra acionadora;
 $L_4/2$: distância entre a articulação formada pelas barras seguidora e acopladora no sistema inercial de referência e o centro de massa da barra seguidora;
 m_2 : massa da barra acionadora;
 m_3 : massa da barra acopladora;
 m_4 : massa da barra seguidora;
 P_2 : peso da barra acionadora;
 P_3 : peso da barra acopladora;
 P_4 : peso da barra seguidora;
 t : instante de tempo;
 T_2 : momento externo em relação ao centro de massa da barra acionadora;
 T_3 : momento externo em relação ao centro de massa da barra acopladora;
 T_4 : momento externo em relação ao centro de massa da barra seguidora;
 V : velocidade de deslocamento da máquina;
 ${}_I \vec{v}_{cm2}$: vetor velocidade linear absoluta do centro de massa da barra acionadora;
 ${}_I \vec{v}_{cm3}$: vetor velocidade linear absoluta do centro de massa da barra acopladora;

${}_I \vec{v}_{cm4}$: vetor velocidade linear absoluta do centro de massa da barra seguidora;

X_s : posição horizontal correspondente ao ponto P' do perfil de solo no instante t, medido desde o ponto P_o ;

X_p : posição horizontal correspondente ao ponto P do perfil de solo no instante t, medido desde o ponto P_o ;

y_p : cota vertical do ponto de contato

y_s : cota correspondente a altura do perfil ($L_5(t)$);

Símbolos Iniciados pelo Alfabeto Grego

α : ângulo de inclinação da rampa ;

β : posição angular da tangente do perfil do solo no ponto de contato disco/perfil;

ε : posição angular da mola de translação;

Δx : retração horizontal do extremo do disco cortador de base;

θ_2 : posição angular da barra acionadora (barra 2);

θ_3 : posição angular da barra acopladora (barra 3);

θ_4 : posição angular da barra seguidora (barra 4);

${}_I \vec{\theta}_2$: velocidade angular absoluta da barra acionadora;

${}_I \vec{\theta}_3$: velocidade angular absoluta da barra acopladora;

${}_I \vec{\theta}_4$: velocidade angular absoluta da barra seguidora;

${}_I \vec{\ddot{\theta}}_2$: aceleração angular absoluta do centro de massa da barra acionadora;

${}_I \vec{\ddot{\theta}}_3$: aceleração angular absoluta do centro de massa da barra acopladora;

${}_I \vec{\ddot{\theta}}_4$: aceleração angular absoluta do centro de massa da barra seguidora;

ω_{amort} : frequência de amortecimento;

$\omega_{natural}$: frequência natural;

RESUMO

As perdas e a contaminação da matéria-prima com terra durante o processo de colheita estão associadas ao acompanhamento do perfil do solo pelo cortador de base da colhedora, assim como este acompanhamento também está associado à demanda de manutenção e a potência de acionamento do cortador basal. Os cortadores de base utilizados atualmente nas colhedoras de cana-de-açúcar e forragens estão rigidamente fixados à estrutura da máquina sem recursos adequados para o seguimento do perfil do solo provocando perdas de matéria-prima que podem chegar, em certos casos, a mais de 10% e, recolhendo 3 a 5 [kg] de terra por tonelada de matéria-prima colhida. Assim sendo, a tese proposta teve como objetivo principal projetar um cortador de base (mecanismo de quatro barras) flutuante para o seguimento do perfil. O modelo físico foi matematicamente modelado pelo método de Newton-Euler. Inicialmente o modelo foi desenvolvido vinculado ao perfil, utilizando o programa computacional científico Mathematica®. Posteriormente, verificou-se que essa condição não era válida para certas condições experimentadas. Desta forma, a condição de segmento contínuo do perfil foi retirada efetuando-se o desenvolvimento do modelo sem vínculo com o perfil e agora, utilizando o programa computacional científico Matlab®. Após as simulações iniciais, o mecanismo foi otimizado tendo como função objetivo a ser minimizada a força normal de reação do perfil (F_N) e como variáveis de projeto os comprimentos das barras (L_{1y} , L_2 , l_3 e L_4), altura da operação (L_7), o comprimento inicial da mola (L_{m0}) e a constante elástica da mola (k_t). A partir dos resultados da otimização para o mecanismo inicial, um cortador basal experimental (unidade piloto) foi construído e seu desempenho de flutuação foi avaliado em caixa de solo trafegando sobre perfis senoidal, em rampa ascendente e em rampa descendente, com amplitudes de 0,025 e 0,05 [m] em velocidades de avanço de 0,69, 1,12, 1,48, 1,82 e 2,12 [m/s]. O desempenho do modelo virtual acompanhou satisfatoriamente os resultados experimentais da unidade piloto. A falta de robustez do mecanismo com relação à variável altura de operação foi contornado através do uso de mola com baixa rigidez e grande comprimento. Posteriormente, o mecanismo existente foi submetido a um processo de otimização, sem validação experimental, para um melhor ajuste do desempenho de flutuação, visando melhorias do cortador de base para uso futuramente. Os resultados demonstraram que o mecanismo existente ainda é passível de ajustes uma vez que os resultados da otimização melhoram ainda mais seu desempenho de flutuação sobre o perfil.

ABSTRACT

Following the soil surface in harvesting processes is related to dirt contamination and material losses as well as higher power and maintenance demands for the base cutting device. Present base cutters used in forage and sugarcane harvesters are mostly fixed to the machine structure without adequate resources to contour the ground; it generates losses that can reach 10% in certain cases, and take 3 to 5 kg of dirt per ton of raw material. The thesis main objective was to design a base cutter (supported by a four bar linkage) able to follow the ground profile. The mechanism was mathematically modeled by the Newton-Euler method. Initially, the model considered continuous contact with the profile, using the Mathematica® program. Later on, this condition was verified to be inadequate for certain experimental conditions. This way, the continuous contact condition was removed and a new model was proposed which allowed free motion of the coupler away from the profile, using the Matlab® program. After the initial simulations, the mechanism was optimized having as objective function, to be minimized (F_N), the normal reaction force of the profile and as design variables the lengths of the bars (L_{1y} , L_2 , l_3 and L_4), working height (L_7), the initial length of the spring (L_{mo}) and the stiffness of the spring (kt). Using the results of the optimization process an experimental base cutter (pilot unit) was built and its flotation performance was evaluated in a soil box. The pilot unit was tested on sinusoidal profiles as well as ascending and descending ramps, with amplitudes of 0,025 and 0,05 [m] and travel speeds of 0,69; 1,12; 1,48; 1,82 and 2,12 [m/s]. The performance of the virtual model satisfactorily followed the experimental results of the pilot unit. The lack of robustness of the mechanism with relationship to the working height was corrected through the use of a long spring with low stiffness. Finally, the existing mechanism was submitted to an optimization process, without experimental validation, for a better adjustment of the flotation acting. The results demonstrated that the floating performance of the existent mechanism can be further improved over the initial optimization results.

Capítulo I - Introdução

1.1. O Problema e sua Importância.

A agricultura moderna exige qualidade e produtividade nas operações que a compõem, principalmente no atual cenário de globalização da economia, onde a competitividade tem levado as empresas a reduzir custos, aumentar produtividade e, principalmente, colocar no mercado consumidor produtos de qualidade superior. Para o caso das agro-empresas, a globalização tem influenciado muito sobre todas as etapas que constituem o ciclo operacional de uma cultura agrícola (preparo do solo, plantio, tratos culturais, colheita, etc.). Essa realidade representa um desafio ainda maior no caso agrícola, uma vez que além da agricultura ser uma atividade muito complexa, muitas vezes fica na dependência de aspectos meteorológicos decisivos, como chuvas, temperatura, etc.

Dentre as etapas do ciclo operacional de uma cultura, a colheita normalmente se destaca pelas dificuldades e pelos altos custos envolvidos, seja essa conduzida de forma manual, semi-mecanizada ou totalmente mecanizada. Praticamente para todas as culturas agrícolas, a tendência atual é mecanizar a colheita, principalmente aquelas que demandam mais mão-de-obra desqualificada para realizá-la, como é o caso da cana-de-açúcar.

Neste contexto, a cultura da cana-de-açúcar se destaca de uma forma bastante significativa, pois além de envolver um contingente grande de mão-de-obra, é necessário a queima do canavial para viabilizar o corte manual. Esse sistema de corte, denominado de corte manual, representa aproximadamente 80% da cana colhida no Brasil (FURLANI NETO, 1995). Entretanto, problemas relacionados a sazonalidade da mão-de-obra, sindicalização dos trabalhadores rurais e, principalmente, devido a pressões de organizações ambientalistas e da saúde sobre a queima e seus efeitos sobre o ecossistema local bem como na saúde das populações circunvizinhas tem acelerado o processo de mecanização da colheita da cana-de-

açúcar, uma vez que, o corte manual da cana crua tem demonstrado ser inviável técnica e economicamente.

Paralelo a isso, uma nova conotação tem sido dada, nos últimos anos, a qual reforça ainda mais a tendência de se mecanizar a colheita da cana-de-açúcar, e que está relacionado com a palhada. Segundo RIPOLI et al (1990), é extraordinário o valor econômico que está em jogo e que se perde a cada safra, com a queima da palhada, a quem poderia ser aproveitada como fonte energética nas caldeiras das unidades produtoras, na medida que o bagaço de cana-de-açúcar expande seu uso energético em outras atividades industriais como cerâmica e cítrica, além de seu uso como matéria-prima para fabricação de papel, papelão, corrugados, conglomerados, furfural e ração após receber processos de hidrólise. Outro aspecto importante está relacionado à legislação ambiental. O Estado de São Paulo, assim como muitos de seus municípios já criaram leis específicas proibindo progressivamente a queima dos canaviais.

O processo de mecanização da colheita de cana-de-açúcar aumenta o rendimento dessa operação, diminuindo custos e, por conseguinte, aumenta a competitividade do açúcar e do álcool. Segundo ROMANACH & CARON (1999), a colheita mecânica apresenta um rendimento de aproximadamente cinco vezes maior em relação a colheita manual, considerando as atividades de corte, carregamento e catação e considerando ainda os atuais níveis de produtividade das usinas. Entretanto, algumas peculiaridades relacionadas as interações solo-máquina-planta durante a colheita, pelo disco cortador-basal, tem provocado danos à cana associados a perdas de qualidade e de matéria-prima.

A existência dessas perdas reside no fato de o mecanismo cortador-basal estar rigidamente acoplado à estrutura da colhedora, razão pela qual não consegue acompanhar o perfil do terreno, ignorando os sulcos e os camalhões. Assim sendo, o corte de soqueiras rente ao solo, localizadas no fundo do sulco, farão com que haja a necessidade de alta potência para cortar e movimentar o volume de solo conforme está ilustrado na Figura 1. Essa condição incorpora uma quantidade da ordem de 3-5 kg de solo por tonelada de matéria-prima, além de não promover um corte homogêneo em função das facas não manterem o gume afiado pelo contato com o solo, provocando danos às soqueiras com reflexos nos ciclos posteriores.

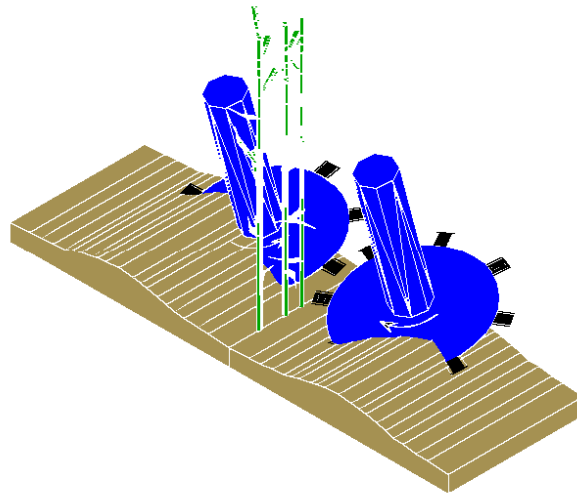


Figura 1: Tecnologia atual para o mecanismo de corte basal

Atualmente, as colhedoras de cana-de-açúcar usam cortador-basal rotativo com múltiplas lâminas que produzem um corte inercial por impacto ao nível do solo, com o disco cortador-basal realizando as funções de corte, varredura e alimentação ao mesmo tempo, fato esse que faz com os discos de alimentação girem à mesma velocidade tangencial que os de corte, impedindo que o mecanismo de corte seja independente para acompanhar o perfil do solo. Segundo BRAUNBECK (1999), esse grave problema pode ser resolvido através do emprego de ferramentas tecnológicas como modelagem virtual combinada com técnicas de otimização de sistemas mecânicos que visam soluções de engenharia alternativas e mais arrojadas.

1.2. Objetivos

A tese proposta visa dimensionar um mecanismo articulado de quatro barras capaz de acompanhar a superfície do perfil de solo com base na força de interação desenvolvida no ponto de contato disco-solo. Assim sendo, o objetivo geral deste trabalho é projetar e construir um mecanismo articulado (4 barras) de sustentação de um disco cortador de base, visando sua

flutuação sobre o solo, evitando assim o corte e o recolhimento de solo durante a operação de colheita. Especificamente, pretende-se:

- ⇒ Inicialmente, dimensionar um mecanismo de quatro barras ;
- ⇒ Modelar dinamicamente o sistema obtendo-se as equações de movimento do mecanismo e simulá-lo em programas computacionais científicos ;
- ⇒ Otimizar o mecanismo visando minimizar a força de interação solo-disco no ponto de contato;
- ⇒ Construir um protótipo de cortador basal baseado nas informações obtidas na otimização;
- ⇒ Avaliar em caixa de solo o modelo físico (experimental) para validação do seu desempenho de flutuação com o modelo teórico.

Capítulo II - Revisão Bibliográfica

2.1 Cultura da Cana-de-Açúcar no Brasil

A cana-de-açúcar (*Sacharum officinarum* L.) é uma planta pertencente à grande família das gramíneas (Gramidae), sendo uma das espécies agrícolas mais cultivadas em no mundo. Segundo ALFONSI et al (1987), essa planta sofre as influências das condições climáticas no curso do ano, sendo mais exigentes as destinadas à produção de açúcar. Devido as necessidades de altas taxas de sacarose, a planta precisa encontrar condições de temperatura e umidade adequadas que permitam um desenvolvimento suficiente durante a fase vegetativa, seguido de um período com restrição hídrica e ou térmica para forçar o repouso vegetativo e o enriquecimento em sacarose na época do corte. Dessa forma, a planta encontra suas melhores condições quando ocorre um período quente e úmido, com alta radiação solar durante a fase de crescimento, seguido de um período seco, ensolarado e mais frio durante as fases de maturação e colheita.

O Brasil, devido as suas dimensões continentais, proporciona à cultura canavieira as mais variadas condições climáticas. Possivelmente é o único país do mundo com duas épocas de colheita anuais: uma na região norte-nordeste (setembro-abril) e outra na região centro-sul (maio-dezembro). Normalmente, a cana-de-açúcar é plantada no sulco, a uma profundidade que varia entre 300 e 500 mm, com espaçamento entre sulcos variando de 1,3 a 1,5 m. Segundo COLETI (1987), a melhor época para o plantio da cana é entre janeiro e março, iniciando seu desenvolvimento para se obter o primeiro corte em aproximadamente 18 meses sendo denominada *cana de ano e meio*, caso não sejam usados maturadores químicos para induzir maturação precoce. O ciclo da cultura da cana de açúcar pode variar de 6 (cinco cortes) a 9 anos (oito cortes), dependendo do tipo de solo e das condições de manejo adotadas. A produtividade

média dos canaviais brasileiros está em torno de 70 t/ha, sendo esta maior para o corte da cana planta , diminuindo para os sucessivos cortes da cana soca.

2.2 Importância Sócio-Econômica do Setor Sucroalcooleiro para o Brasil

A cultura da cana-de-açúcar é uma das mais importantes espécies agrícolas exploradas no Brasil, o que torna o setor sucroalcooleiro de grande relevância no contexto sócio-econômico do país. O mercado sucroalcooleiro movimenta cerca de R\$ 12,7 bilhões por ano, com faturamentos diretos e indiretos, o que corresponde a 2,3% do PIB brasileiro (JORNALCANA, 2001).

O Brasil é o único país do mundo a utilizar em larga escala um combustível alternativo ao petróleo. Hoje, o álcool é reconhecido mundialmente pelas suas vantagens ambientais, sociais e econômicas, e os países desenvolvidos já estão demonstrando interesse na tecnologia brasileira. Na safra 99/2000 foram produzidas 306,9 milhões de toneladas de cana-de-açúcar, conforme mostra o gráfico da Figura 2, que se transformaram em 20 milhões de toneladas de açúcar e 12,8 bilhões de litros de álcool hidratado. (REVISTA GLOBO RURAL, 2001).

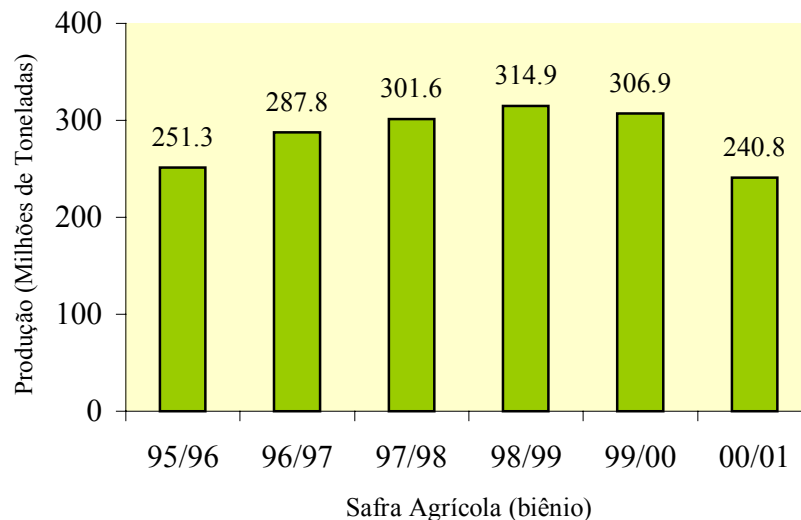


Figura 2: Evolução da produção de cana-de-açúcar no Brasil [milhões ton./safra].

O parque sucroalcooleiro nacional possui 308 indústrias em atividade, sendo 81 destilarias autônomas e 227 usinas de açúcar e álcool. Para se ter uma idéia do potencial desse mercado, basta citar que o volume previsto para a aquisição de produtos e insumos e contratação de serviços para 2001 ultrapassa a expressiva soma de R\$ 3 bilhões (JORNALCANA, 2001).

Atualmente o Brasil é o maior produtor mundial de cana-de-açúcar, com uma área plantada de aproximadamente 4,5 milhões de hectares. O país colheu na safra passada (99/00) algo em torno de 300 milhões de toneladas destinadas à produção de açúcar e álcool (IBGE, 2000). Dentro desse contexto, o Estado de São Paulo se destaca como maior produtor nacional. Em São Paulo se encontra quase a metade da área nacional canavieira, com uma área cultivada em torno de 2 milhões de hectares, atingindo uma produção de 160 milhões de toneladas, para uma produtividade média de 70 toneladas/hectare (IDEA,2000).

2.3. Colheita de Cana-de-Açúcar

2.3.1. Sistemas de Colheita de Cana-de-Açúcar

Sistema de colheita e transporte de cana-de-açúcar é um conjunto de operações que vão desde a queima do canavial (cana queimada) até a colocação da matéria-prima no pátio da unidade fabril. Segundo RIPOLI & SEGALLA (1981), no Brasil são encontrados três sistemas básicos de colheita e transporte de matéria-prima: manual, semi-mecanizado e mecanizado. Cada um desses sistemas apresenta várias alternativas no que se refere a utilização de ferramentas, máquinas e equipamentos de corte, carregamento, transporte e recepção.

Os mesmos autores descrevem que o sistema manual é aquele em que o corte e o carregamento se processam manualmente e o transporte é feito por intermédio de caminhões de pequena capacidade de carga, podendo haver transporte intermediário (baldeio) por tração animal. O sistema semi-mecanizado envolve corte manual com carregamento feito por guas carregadoras mecânicas autopropelidas ou montadas em tratores e o transporte feito por caminhões (Truck ou treminhão). O sistema mecanizado é aquele em que o corte e o carregamento são feitos por máquinas; o corte é feito por cortadoras-enleiradoras, cortadoras-

amontoadoras e ou colhedoras mecânicas combinadas, o carregamento feito por guas carregadoras mecânicas e o transporte feito por intermédio de caminhões (Truck ou treminhão).

A utilização de colhedoras vem crescendo muito nos últimos anos já que se trata da única opção técnica e econômica para realização da colheita. Na medida que se aperfeiçoa o sistema (colhedora combinada), exige-se mais do ponto de vista operacional ou gerencial, além da qualidade da matéria-prima colhida, que a torna bem diferente daquela colhida pelos sistemas manual e semi-mecanizado. Segundo SOARES et al (1994), o bom desempenho de um sistema mecanizado não depende somente da colhedora, sendo importante que se tenha:

- ⇒ Talhões devidamente preparados para a colheita mecânica;
- ⇒ Variedades adequadas;
- ⇒ Coordenação adequada entre os subsistemas participantes;
- ⇒ Manutenção adequada, principalmente a preventiva;
- ⇒ Planejamento da colheita;
- ⇒ Análise da relação custo/benefício do sistema.

RIPOLI & MIALHE (1987), afirmam que o uso racional de máquinas e implementos agrícolas, dentro de um sistema de colheita de cana-de-açúcar, como função básica da mecanização agrícola das agro-empresas, tem como objetivos fundamentais aumentar a produtividade dessa e reduzir os custos operacionais.

2.3.2. Sistema de Limpeza da Cana-de-Açúcar

Existem, no Brasil, duas formas de se realizar a limpeza das palhas e ponteiros da cana-de-açúcar. A primeira, que ainda é a mais utilizada, é feita por auxílio da queima do canavial. A segunda, se caracteriza pelo uso de despalhadores e despontadores das colhedoras mecânicas combinadas. Essas condições classificam os sistemas de limpeza em duas categorias: o primeiro, chamado de sistema de colheita de cana queimada e o segundo de sistema de colheita de cana crua (verde).

A eliminação da palha e da ponteira é, segundo IRVIN & DOYLE (1989) ,muito importante, pois a presença dessas aumentam as impurezas no carregamento da cana-de-açúcar e causam perdas em sacarose por melaço, além de aumentar as perdas de sacarose no bagaço devido ao alto teor de fibra, diminui a qualidade do açúcar produzido e aumentando o custo de processamento. A prática da queima prévia em canaviais se caracteriza por ser uma eficiente e econômica operação de limpeza da cana-de-açúcar (eliminação de folhas e palhas), influenciando positivamente no desempenho da operação de corte manual, reduzindo os esforços físicos dos trabalhadores, aumentando a capacidade de trabalho, reduzindo a incidência de animais peçonhentos e aumentando a disponibilidade de mão-de-obra (RIPOLI & MIALHE, 1987). Sob esse mesmo aspecto, FURLANI NETO (1991) comenta que o uso do fogo para limpeza de canaviais é pratica tradicional na região centro-sul do país, visando a eliminação de folhas e palhas com o objetivo de aumentar a produtividade dos sistemas de colheita semi-mecanizado e mecanizado. Entretanto, nos últimos anos, o desgaste ambiental imposto pelo modelo sócio-econômico em vigor e as pressões de organizações da saúde sobre a queimados canaviais, além das questões agronômicas e energéticas envolvidas, tem contribuído para a diminuição dessa prática e um aumento gradual na colheita de cana crua (RIPOLI et al, 1990).

RIPOLI & VILA NOVA (1992) apontam as seguintes vantagens para a permanência da palhada sobre o solo: diminuição ou até eliminação do uso de herbicidas, conservação da umidade do solo, melhor controle de erosão, aumento da quantidade de matéria orgânica no solo, redução da população de nematóides nocivos e a não destruição dos inimigos naturais da broca da cana. CHURCHWARD & POULSEN (1988) citam os benefícios considerados com a colheita da cana crua, especificamente sobre os aspectos agronômicos, pela manutenção dos resíduos provenientes da colheita sobre o solo, conservação da umidade, controle de crescimento do mato, economia no sistema de cultivo, perfilhamento e brotação das soqueiras, além de permitir o tráfego sem prejuízos ao solo.

Sobre os efeitos da queima sobre as perdas de açúcar e energia, PAYNE (1986) conclui que essa pode atingir até 50% da biomassa da planta bem como perdas não desprezíveis no teor

de sacarose. Para RIPOLI et al (1990), a colheita de cana crua resulta nas seguintes vantagens imediatas: redução na poluição ambiental; redução nos riscos de incêndios florestais; melhorias agronômicas no ecossistema agrícola e melhor aproveitamento do potencial energético da palhada. Entretanto, sob o ponto de vista técnico-operacional, a colheita mecânica apresenta a vantagem de viabilizar a colheita de cana crua, visto que o corte manual nesse sistema, é praticamente inviável, como mostra TILLMANN (1994), em estudo realizado com corte manual de cana crua e queimada, para duas variedades de cana (SP70-6163 e SP71-1406) onde conclui que tanto o desempenho operacional como econômico da colheita manual sem queima prévia foram significativamente inferiores aos verificados para a cana queimada. SOARES et al (1994) afirmam que atualmente, a colheita mecânica da cana-de-açúcar deixou de ser uma preocupação para as usinas, pois o Brasil já dispõe de máquinas aptas para operar em cana crua, cada uma com suas características próprias, porém atendendo bem as exigências do mercado.

2.4. Colheita Mecânica da Cana-de-Açúcar

2.4.1. Evolução da Mecanização da Colheita da Cana-de-Açúcar no Brasil

A história da mecanização do corte da cana-de-açúcar tem como marco estabelecido em São Paulo, o ano de 1973, início das operações em escala comercial com a utilização de equipamentos de fabricação nacional e tecnologia importada. RIPOLI & VILA NOVA (1992) registram porém, uma primeira experimentação no Brasil com equipamento totalmente importado, em 1956, e a iniciativa pioneira de desenvolvimento de uma cortadora-amontoadora em 1962, por uma empresa nacional sediada em Piracicaba-SP.

Segundo FURLANI NETO et al (1986), o PROALCOOL, iniciado em 1975, foi o grande propulsor da cultura da cana-de-açúcar no Brasil, abrindo novas fronteiras agrícolas para sua expansão e, conseqüentemente, gerando novas tecnologias voltadas para a implantação da mecanização da cultura no país. A colheita mecanizada tornou-se uma realidade, sendo imprescindível para atender toda a demanda de abastecimento da indústria sucro-alcooleira.

Entretanto, o processo de colheita mecanizada no Brasil ainda não atingiu níveis importantes em termos de área colhida quando comparado com outros países produtores como os Estados Unidos da América, África do Sul e Austrália. Segundo dados da COPERSUCAR (1994), na safra 92/93 apenas 10% da cana colhida no Brasil foram feitas mecanicamente, sendo que para o Estado de São Paulo, este índice varia de 10 a 15 %, embora existam usinas com quase o total de sua área colhidas mecanicamente. Atualmente, São Paulo é o Estado que exhibe o maior potencial de mecanização da colheita da cana-de-açúcar, visto que, é o Estado onde se encontram as maiores e o maior número de usinas produtoras, além do relevo plano a levemente ondulado da maioria dos locais de produção permitir o emprego com eficiência de colhedoras mecânicas. VEIGA FILHO (1994) estima que, no ano 2000, o Estado de São Paulo colherá de forma mecanizada, uma área de aproximadamente 60% de sua área total de efetivo plantio com essa cultura.

2.4.2. Formas de Colheita Mecânica da Cana-de-Açúcar

Muito se tem pesquisado sobre a colheita mecânica da cana-de-açúcar no Brasil, entretanto, o maior dilema ainda persiste no fato de se saber qual a melhor forma de colher a cana, se de forma inteira ou de forma picada. O mercado brasileiro conta com máquinas para as duas formas de colheita. Segundo RIPOLI (1990), a tecnologia de colheita de cana picada que o país importou nos últimos anos vem se adaptando as nossas condições de campo. Entretanto, isso é totalmente contrário ao método tradicional até então empregado no Brasil que é o da colheita da cana inteira, obrigando a indústria a investir uma soma elevada de recursos na substituição do sistema tanto a nível de recepção na usina como a nível de transporte.

SILVEIRA (1991) considera que a decisão sobre o uso de cana inteira ou picada irá depender do sistema total de colheita adotado pela empresa, envolvendo queima, corte, carregamento, transporte, recepção, armazenamento e moagem. Segundo o mesmo autor, o importante é fechar o ciclo de colheita no menor tempo possível, evitando a perda do teor de sacarose, o qual se acentua após a queima. RIPOLI & PARANHOS (1990) citam as principais

vantagens e desvantagens dos dois tipos básicos de máquinas para o corte da cana-de-açúcar, entre as quais se destacam:

► **Colhedora de Cana Inteira**

► **Vantagens**

- ⇒ Podem ser facilmente introduzidos com qualquer sistema de transporte;
- ⇒ Corte e carregamento são operações independentes;
- ⇒ Colmos inteiros não se deterioram tão rapidamente quanto os colmos picados e podem ser estocados por períodos mais longos;
- ⇒ Ponteiras remanescentes podem ser cortadas manualmente quando dispostas em montes ou estaleiros;
- ⇒ Não são necessários recipientes especiais para estocagem dos colmos.

► **Desvantagens**

- ⇒ Há a necessidade de guas carregadoras, uma vez que essas cortadoras depositam o material cortado no terreno;
- ⇒ O sistema de transporte não é eficientemente utilizado devido a larga variação encontrada na densidade das cargas;
- ⇒ As perdas de cana que caem durante o trajeto campo-usina são grandes;
- ⇒ A qualidade da matéria-prima que chega até a usina é prejudicada pelo conteúdo de matéria estranha presente devido ao carregamento;
- ⇒ Dificuldades operacionais em locais com declividade acima de 10%.

► **Colhedora de Cana Picada**

► **Vantagens**

- ⇒ Eliminam o uso de carregadoras, depositando a cana picada diretamente no sistema de transporte;
- ⇒ Cortam todo o tipo de cana (ereta ou extremamente acamada);
- ⇒ Resulta em um sistema de transporte mais eficientemente programado;

⇒ Interrupções da usina ou do sistema de transporte não resulta em cana cortada e deixada no campo sujeita à deterioração.

► **Desvantagens**

- ⇒ As operações de corte e transporte estão estreitamente ligadas;
- ⇒ Implica em mudança onerosa no sistema de transporte, pois a cana picada exige transporte especial (carroceria fechada);
- ⇒ Se o órgão picador não é eficiente, o rachamento dos rebolos resultará em deteriorações mais rápidas;
- ⇒ Em canas deitadas, ponteiros são freqüentemente incluídos na matéria-prima enviada à usina;
- ⇒ Dependendo da distância entre o campo e a usina, há necessidade de estações de transbordo.

Segundo GADANHA Jr. et al (1991), os principais fabricantes nacionais das colhedoras de cana inteira são DMB Máquinas e Implementos Agrícolas Ltda., Egídio Artioli & Cia. Ltda., ENGEAGRO Máquinas e Sistemas Agro-indústriais Ltda., MOTOCANA S/A. e SANTAL Equipamentos S/A. Para a cana picada, os principais fabricantes são ENGEAGRO Máquinas e Sistemas Agro-indústriais e SANTAL Equipamentos S/A. Atualmente com a globalização da economia encontram-se disponíveis comercialmente colhedoras importadas como CLASS, CAMECO, AUSTOFT, VTP e BRASTOFT, esta última, resultante da associação das empresas ENGEAGRO, AUSTOFT e CASE.

2.5. Corte Basal

2.5.1. Sistema de Corte Basal de uma Colhedora

Desde o momento do corte basal até o carregamento no veículo de transporte, a cana passa por varias etapas dentro da colhedora. No caso de uma colhedora de cana picada, estas, ilustrada pela Figura 3, são: posicionamento e corte de base, recolhimento e transporte interno de

canas inteiras, corte da cana em toletes e elevação ou lançamento dos toletes com retirada das impurezas.

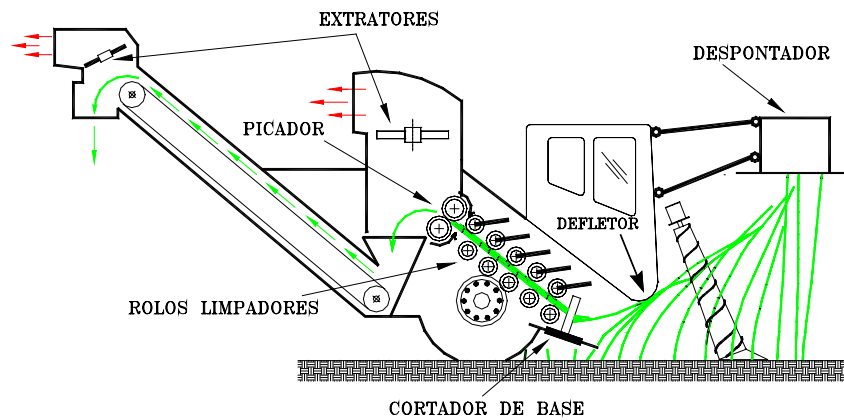


Figura 3: Operações básicas da colhedora de cana picada.

O corte basal é realizado através de um sistema composto de um ou dois discos rotativos, com múltiplas lâminas (facas) que realizam o corte inercial por impacto da cana ao nível do solo. Além dos discos, compõem ainda o sistema: defletor, sistema de direcionamento da cana para a posição de corte (pirulitos) e motores hidráulicos. O sistema de corte basal é o mesmo tanto nas cortadoras como nas colhedoras (RIPOLI & PARANHOS, 1990).

2.5.2. Influência do Sistema de Preparo do Solo/Plantio sobre o Corte de Base

Alguns pesquisadores tem procurado relacionar o sistema de preparo do solo e plantio da cana-de-açúcar com a sua colheita mecânica. O sistema de preparo do solo e plantio surge como um dos aspectos mais importantes em relação ao corte basal nas colhedoras mecânicas de cana-de-açúcar. A medida que aumentam os desníveis, buracos, presença de obstáculos (pedras, tocos, etc.) na área, também aumentam as dificuldades de operação da máquina, refletindo em maiores

perdas de matéria-prima, aumento nos percentuais de matéria estranha e maiores exigências de reparos e manutenção das máquinas.

Apesar do conjunto cortador basal possuir acionamento hidráulico permitindo variação na altura do corte, ele é projetado para cortar colmos em um ponto um pouco acima do nível do terreno, ou seja, a touceira deverá estar sobre um leve camalhão, conforme ilustra a Figura 4.

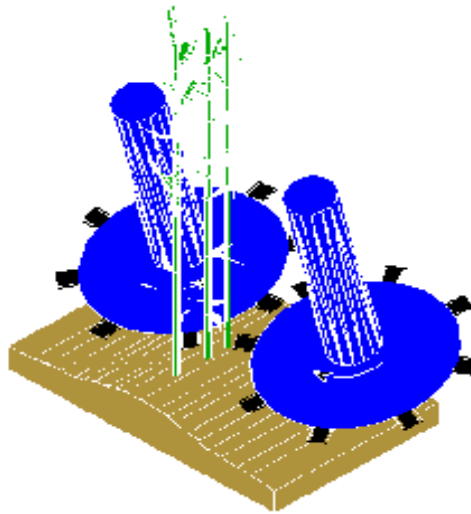


Figura 4: Plantio no camalhão para melhor desempenho do cortador basal atual.

Segundo RIPOLI & PARANHOS (1990), esta condição é raramente encontrada, pois as práticas de preparo do solo em uso no Brasil não estão voltadas para a colheita mecanizada. Dessa forma, quando a cana-de-açúcar se encontra em sulcos mais profundos, corta-se um grande volume de solo, correndo-se o risco da soqueira ser destruída durante o corte, conforme mostra Figura 5.

Quando a cana se encontra dentro do sulco, não há possibilidade da máquina cortar na altura desejada, havendo mais dilaceramento do internódio do que, propriamente, um cisalhamento, gerando um corte não homogêneo, deixando-se um toco alto aumentando as perdas

no campo, aumentando-se também a probabilidade de ataque de insetos e doenças devido aos danos gerados na soqueira, além de cortar e incorporar solo a matéria-prima colhida.

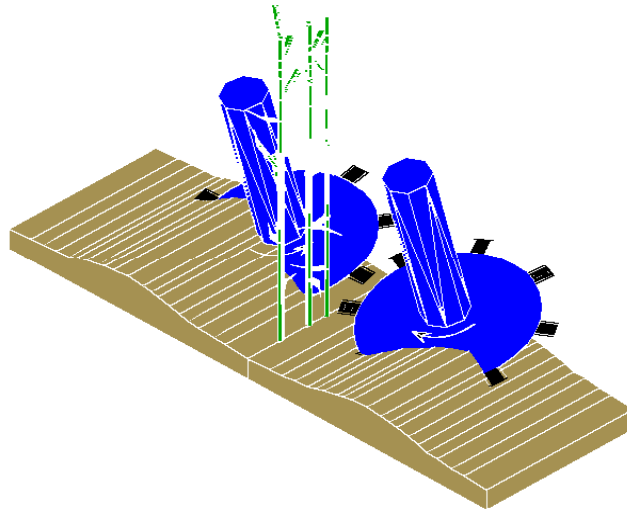


Figura 5: Movimentação de solo pelo cortador basal na presença de sulco.

Segundo MAGALHÃES & BRAUNBECK (1998), o plantio da cana-de-açúcar é realizado no sulco a uma profundidade de 300 mm, com quebra do camalhão ou nivelamento precário, que normalmente dificulta a operação do mecanismo de corte e alimentação. Em decorrência disso, o corte rente de soqueiras localizadas no fundo do sulco fará com que haja a necessidade de alta potência para acionar o mecanismo de corte, incorporando de 3 a 6 Kg de solo por tonelada de matéria-prima, além de não promover um corte homogêneo, prejudicando a produção das soqueiras posteriores. O gume cortante das lâminas do disco cortador de base sofre desgaste rápido na condição de operação em contínuo contato com o solo à alta velocidade ($> 20\text{m/s}$).

Segundo FURLANI NETO (2000) o plantio nivelado pode ser uma solução, pois deixa a superfície do solo praticamente uniforme, sem ondulações, facilitando o emprego da colhedora com maior velocidade e menor desgaste da máquina gerando uniformidade na altura de corte dos

colmos e menor desperdício das partes basais, mais ricas em sacarose. O problema em não se utilizar essa técnica está também relacionado com os aspectos agrônômicos envolvidos com a retenção de água no sulco.

2.5.3. Perdas de Matéria-Prima em Razão da Colheita Mecanizada

Desde a queima do canavial para auxiliar a despalha dos colmos até a saída dos produtos finais, açúcar e álcool, ocorrem perdas de açúcar e de matéria-prima. Parte dessas perdas acontecem diretamente no corte basal ou indiretamente devido a perda de eficiência industrial provocada pelo recolhimento de terra (RIDGE, 1988). Segundo FERNANDES & IRVAINE (1986), essas perdas são as seguintes:

▶ Perdas matéria-prima no processo de colheita

- ▶ No material não colhido (desponte e corte basal);
- ▶ Durante o carregamento (cana deixada no campo);
- ▶ Durante o transporte até a indústria;
- ▶ Por evaporação de água do colmo.

▶ Perdas de açúcar no processo de colheita

- ▶ No material não colhido ou perdido no sistema (colmos, pontas, corte basal, toletes das colhedoras, etc.);
- ▶ Por deterioração microbiológica ou bioquímica (inversão da sacarose);
- ▶ Por exudação na superfície do colmo.

Outra forma de classificar as perdas de matéria-prima é apresentada pela COPERSUCAR (1988), em que as perdas foram classificadas em visíveis e invisíveis. A denominação de perdas visíveis é dada pela facilidade de serem essas detectadas no campo, representadas pelas canas inteiras, toletes, pedaços de cana, ponteiros, tocos e canas esmagadas perdidas no campo ou presas à colhedora. Já, as perdas invisíveis são representadas pelos estilhaços e fragmentos de colmos que se desprendem durante a ação dos mecanismos de corte e picagem da colhedora e são lançados e misturados ao solo, dificultando assim a quantificação desse tipo de perda no campo.

TAMBOSCO et al (1977), estudando as colhedoras Toft-robot 300, Santal 115, Massey Ferguson 201 e Claas Libertadora 1400, determinaram as perdas da matéria-prima no campo cujos valores foram, respectivamente: 10,07 t/ha, 16,81 t/ha, 17,13 t/ha e 15,60 t/ha. MASON et al (1978) analisaram em seis ensaios os efeitos da variedade e marca de combinada nos resultados da colheita na Austrália. Segundo eles, a cana deixada no campo varia entre 2 e 10%, embora reconheçam que esta faixa pode estar subestimada, uma vez que baseia-se em amostragem de campo após a colheita, não sendo possível coletar pequenos pedaços de cana ou colmos esmagados. Os resultados obtidos por DE BEER & BOEVEY (1979) na África do Sul, estimando as perdas de campo para colhedoras com manutenções boa e deficiente, mostraram que as máquinas deixaram no campo 6,8% e 15,3% do potencial de produção da área (119 t/ha). DE BEER (1980), conclui sobre os mesmos dados que as perdas de colmos utilizáveis na usina deixados no campo ficam entre 2 e 10% e as perdas invisíveis ficam entre 3 e 6%.

RIPOLI & ALVES BERTO (1981), avaliando o desempenho da colhedora SANTAL 115 para cana queimada e ereta na região de Campos - RJ, verificou perdas visíveis no campo de 4,75% de colmos industrializáveis (toletes de colmos, tocos na soqueira ou colmos inteiros) não colhidos, o que representa aproximadamente 5,61 t/ha para a média dos rendimentos agrícolas das áreas ensaiadas.

LIMA (1994) comparou as perdas de matéria-prima no campo para cana crua, com a colhedora ENGEAGRO E - 8000 e para cana queimada, com a colhedora ENGEAGRO E - 6000. Dentre os resultados obtidos, concluiu que para a colhedora de cana crua as perdas foram de 4,71% ou 3,86 t/ha e para a colhedora de cana queimada foi de 4% ou 3,54 t/ha.

Segundo UENO et al (1989); DICK (1986) ; RIDGE & DICK (1989), consideráveis perdas de cana podem ocorrer devido a colheita mecânica da cana-de-açúcar. Para UENO & IZUMI (1992), estas perdas podem frequentemente chegar a 10-15% na colheita de cana crua. Perdas de açúcar também ocorrem, assim como uma subsequente deterioração devido a colheita mecânica (UENO & IZUMI 1986; UENO et al , 1989).

Segundo BRAUNBECK & MAGALHÃES (1997), as colhedoras de cana picada apresentam quatro pontos principais onde ocorrem perdas de cana: cortador de base, rolos alimentadores, picador e extratores.

As perdas de matéria-prima em função da colheita mecânica são bastantes claras e expressivas. Entretanto, pouco ou quase nada se tem verificado a respeito da ação do disco cortador basal sobre essas perdas. O que se verifica é que essas perdas estão bem mais associadas as perdas visíveis e aos danos provocados à base e as canas cortadas, sendo as perdas invisíveis pouco citadas, apesar de serem bem significativas.

2.5.4. Perdas em Função do Corte de Base

A deficiência no controle da altura de corte das colhedoras de cana-de-açúcar, além de contaminar os colmos com terra durante a operação em profundidade, provoca também corte elevado com a conseqüente perda de matéria-prima. Essas perdas são aquelas que ficam no campo sob a forma de: material não cortado (constituem-se basicamente de tocos deixados pela regulagem da altura de corte pelo disco cortador basal), pedaços, estilhaços, lascas e caldo, logo após a ação do disco cortador basal.

Em relação a isso, FURLANI NETO (1984) observou perdas de cana nos tocos deixados pela altura do corte basal de 1,48 t/ha. CRUZ (1976) encontrou perdas 8 t/ha em decorrência das imperfeições provocadas pelo corte basal em colheita mecânica. VAN GROENIGEN (1972) determinou perdas no campo da ordem de 3 a 12% provocadas pela ação do corte basal. OMETTO (1994) apresenta perdas na forma de tocos deixados pelo cortador de base quando o corte é elevado. Essas perdas atingiram 1,17% (1,26 t/ha) na cana queimada e 1,44% (1,43 t/ha) na cana sem queimar, de um total de aproximadamente 5% de perdas totais visíveis.

HENKEL et al (1979), verificando as perdas de cana no campo em função do disco cortador basal para a colhedora TOFT 6000, concluiu que a quantidade de cana deixada diminui para a posição do disco cortador basal mais baixa; que a quantidade de cana inteira deixada para trás foi alta quando o corte foi feito acima ou ao nível do solo, especialmente para o corte da cana

deitada ao nível do solo, com perda de até 8,3 t/ha. Para eles, devido a essas perdas de cana inteira em canaviais deitados, há um incentivo para o corte abaixo do nível do solo, que apresenta o grave problema da contaminação com terra em solo úmido e colmos deitados que pode atingir 60 kg/ton. de matéria-prima.

2.5.5. Danos ao Colmo e a Base da Soqueira em Função do Corte Basal

Segundo KROES & HARRIS (1996), as vantagens apresentadas pelo uso do corte mecânico são bastantes óbvias, entretanto, algumas peculiaridades relacionadas as interações máquina-planta durante a colheita pelo disco cortador basal tem gerado danos à cana. Estes danos provocam muitas perdas de produção. Os danos no caule (colmo) aumentam a possibilidade do primeiro rebolo ser totalmente desperdiçado no extrator de impurezas. Os danos na base geram uma possível redução de produção na colheita seguinte, por aumentar sua exposição ao ataque de pragas e doenças ou por destruir ou remover as novas gemas responsáveis pela brotação e formação do novo canavial.

NOVAES (1977), ao avaliar danos causados pelo formato da lâmina, número de lâminas no cortador e diferentes velocidades tangenciais do disco cortador basal concluiu que a lâmina retangular produz maior qualidade no corte da cana. Este aumento na qualidade de corte melhorou com o aumento do número e com o aumento da velocidade periférica da lâmina. Também concluiu que, a qualidade do corte está relacionado com a ocorrência e etapas dos cortes limpos (integral em uma única passada), porém observou que o corte por rasgamento apresentou menor qualidade em comparação aos demais tipos de corte.

GUPTA & ODUORI (1992) em trabalhos com diferentes velocidades de rotação de corte e ângulos concluíram que a combinação ótima desses parâmetros, como velocidade rotacional de 800 rpm, ângulo oblíquo de 35 graus e ângulo de inclinação de 27 proporcionam a melhor qualidade de corte. Revelam ainda que as velocidades abaixo de 600 rpm tende a quebrar a cana em sua base em vez de cortá-la e velocidades rotacionais maiores que 800 rpm aumentam consideravelmente o poder de corte.

KROES & HARRIS (1994) testaram os efeitos de quatro formatos de lâminas em um cortador basal de cana-de-açúcar. Eles concluíram que a lâmina Standard Austoft, com bordas cortantes nas duas laterais, apresentou pequena diferença na qualidade do corte em relação as duas espessuras testadas. A lâmina com borda recortada e com bordas cortantes em apenas uma lateral, melhorou a qualidade do corte para altas taxas de alimentação. A lâmina Round, com borda cortante arredondada, empurrou o colmo para fora da ação de corte da lâmina. Os mesmos autores observaram também que, quando a lâmina fica cega, há uma tendência do colmo ser empurrado para o lado ou sofrer um colapso.

2.5.6. O Corte de Base e a Presença de Solo na Matéria Prima

Segundo STUPIELLO & FERNANDES (1984), o conceito de matéria-estranha refere-se a tudo que não for colmos ou rebolos de colmos maduros que acompanham a matéria-prima, como palhas, palmito, folhas, colmos secos, pedra, solo, etc. O teor de matéria-estranha depende das condições de cultivo (comprimento dos colmos, idade e desenvolvimento), da variedade de cana-de-açúcar, da qualidade da limpeza, do tipo e do teor de umidade do solo, da altura do corte basal e da presença de ponteiros, da eretibilidade dos colmos, da produtividade agrícola e do tipo de máquina empregada. Segundo BROTHERDON (1990), a matéria estranha presente na matéria-prima oriunda de uma colhedora de cana picada constitui-se de material vegetal (palhas, ponteiros, folhas, brotos imaturos, raízes, etc.) e de material mineral (solo solto e aderido às raízes, pedras, areias, etc.).

RIDGE & DICK (1987) realizaram testes para avaliar os modelos de colhedoras australianas, em termos de eficiência para remover matéria estranha e perdas de cana durante o processo de limpeza em canaviais com e sem queimada prévia. Dentre uma das conclusões que chegaram foi que a principal fonte de impurezas minerais encontrada na matéria-prima é originária do mecanismo de corte basal.

RIDGE E DICK (1988) destacam que a redução do nível de terra na cana colhida mecanicamente teve uma alta prioridade no programa de trabalho do BSES nos anos de 1987 e

1988 na Austrália. Os autores consideram que o processamento da cana com terra gera um custo adicional na indústria de 0,62 a 0,95 A\$/tonelada de cana processada e verificaram que o teor de impurezas da matéria-prima entregue na indústria é diretamente proporcional ao teor de impurezas contida na variedade de cana-de-açúcar e inversamente proporcional ao diâmetro dos colmos o que lhes permite concluir que variedades com alto teor de folhas e diâmetro pequeno dos colmos não são adequadas para a colheita de cana sem queima prévia.

Segundo GARSON (1992), a quantidade de solo que entra na indústria de transformação juntamente com a matéria-prima tem aumentado muito nos últimos anos em função da colheita mecanizada da cana-de-açúcar. O solo presente na matéria-prima reduz a eficiência na indústria e aumenta os custos operacionais e de manutenção, além de provocarem desgaste de equipamentos da fábrica e nas colhedoras e razão do seu efeito abrasivo.

A quantidade de terra incorporada à matéria-prima varia com a posição mais ou menos ereta dos colmos. RIDGE et al. (1984) verificaram menor contaminação com terra nos colmos eretos. Os mesmos autores verificaram também teores de terra inferiores na cana sem queimar, comportamento este justificado em função da maior aderência superficial na cana queimada como consequência da exudação de sacarose.

Com relação aos problemas operacionais na fábrica em função da presença de solo na matéria-prima, MULLER et al (1982) os agrupa da seguinte forma: transporte de material adicional até a fábrica; redução na capacidade efetiva do esmagador; requerimento adicional na capacidade de filtragem e perdas de pol e lodo; fadigamento da planta química e dificuldades de manter a qualidade do açúcar.

CLARKE et al (1988) estimaram que um ponto percentual adicional de solo no suprimento de cana ocasionará na indústria de açúcar a adição de um valor mínimo de US\$ 0,57 por tonelada de cana e, elevando o preço a um valor mínimo por tonelada de açúcar de US\$ 300.

FUELLING et al (1978) e MASON et al (1978) apoiados nesses argumentos, afirmam, dessa forma, que é essencial que a quantidade de solo seja minimizada durante a colheita

mecânica de cana de açúcar. Em decorrência disso, FUELLING (1982) conclui que os fabricantes de colhedoras combinadas devem avaliar melhor o sistema de corte de base e de limpeza e procurar dar mais ênfase na redução do nível de solo presente na matéria-prima.

HENKEL et al (1979) considera que as colhedoras modernas de cana-de-açúcar tem potência suficiente para possibilitar o corte abaixo do nível do solo. A ação de recolher e alimentar os discos do cortador basal joga uma excessiva quantidade de solo para dentro da máquina misturando-se com a cana colhida. Dependendo da eficiência do sistema de limpeza da colhedora, isso será a origem do potencial de abastecimento de solo entregue na indústria. Segundo os próprios autores isso é um pouco comum de acontecer pois o rendimento da cana aumenta com o corte abaixo do nível do solo assim como também melhoram o recolhimento e levantamento da cana deitada .

TAMBOSCO et al (1978), estudando as colhedoras combinadas Santal 115, Toft Robotic-300 e Massey Ferguson 201, para o Estado de São Paulo, determinaram respectivamente para solo argiloso e arenoso, os seguintes valores de presença de solo na cana em percentagem sobre a carga total: Santal-115 (0,12 e n/d); Toft Robot-300 (0,26 e 0,25) e para a Massey Ferguson 201 (0,14 e 0,24).

RIPOLI & MIALHE (1980), estudando as colhedoras combinadas Santal 115, Toft Robotic - 300 e Massey Ferguson 201, para o Estado de Alagoas, determinaram os seguintes valores de presença de solo na cana em percentagem sobre a carga total: Santal-115 (1,29%); Toft Robot-300 (0,61%) e para a Massey Ferguson 201 (0,59%).

HENKEL et al (1979), pesquisando a quantidade de solo é recolhida pela colhedora TOFT 6000 para diferentes condições do colmo, tipos de solo, condições do solo e posições de corte obtiveram os resultados conforme a Quadro 1:

Quadro 1: Quantidade de solo recolhida pela colhedora TOFT 6000 para diferentes condições do colmo, posições de corte tipos e condições do solo.

Colmo	Teor Água	Tipo de Solo	Corte Basal*	Solo Recolhido (%)
			A	0,22
Ereto	Seco	P. Amarelo	G	0,39
			B	1,71
			A	0,54
Ereto	Úmido	P. Amarelo	G	0,68
			B	6,45
			A	NR**
Deitado	Seco	P. Amarelo	G	0,57
			B	5,10
			A	0,15
Ereto	Seco	L. Vermelho	G	0,31
			B	0,56

*A= 50 mm acima do nível do solo, G= nível do solo e B= 50 mm acima do nível do solo.

** Não Registrado

Segundo RIDGE et al. (1984), a posição relativa entre o cortador de base e o eixo dianteiro da colhedora afeta o nível de contaminação com terra dos colmos. Os cortadores de base convencionais são normalmente fixados na parte inferior e frontal do chassi da colhedora, ficando o ajuste de altura por conta do operador que hidraulicamente modifica a posição relativa entre a estrutura da colhedora e as rodas dianteiras. O cortador de base localizado à frente do eixo dianteiro melhora a visibilidade do operador, mas paralelamente apresenta maior variabilidade na altura de corte, como consequência da maior distância aos pontos de apoio nas rodas. O cortador localizado próximo ao eixo dianteiro consegue um melhor acompanhamento do solo mas dificulta a visão do operador e exige o uso de mostradores dentro da cabine para permitir o ajuste manual da altura de corte por parte do operador.

Segundo RIDGE (1990), as maneiras de minimizar o problema da presença de solo na matéria-prima são as alterações nas práticas culturais existentes (preparo do solo, plantio, largura entre fileiras, etc.) ou através de mudanças no projeto do disco cortador basal. Segundo os mesmos autores, os fatores relacionados ao corte basal que contribuem para o alto nível de solo na matéria-prima são: ação de corte e movimentação de solo (efeito aração) das sapatas dos levantadores helicoidais de cana deitada; excessivo ângulo empurrador de colmo antes do corte basal e excessivo fluxo de solo no cortador basal quando o corte é realizado abaixo do nível do solo.

RIDGE & DICK (1992) identificaram vários fatores para minimizar o recolhimento de solo pela colhedora, que são:

- ▶ Tencionar a mola de sustentação dos levantadores helicoidais (pirulitos) para reduzir a pressão de apoio das sapatas no solo;
- ▶ Estreitamento das placas laterais flutuantes;
- ▶ Redução do ângulo empurrador de colmos antes do corte basal;
- ▶ Uso de disco cortador basal vazado (pé de galinha);
- ▶ Diminuição da velocidade dos rolos “buttlifter”;
- ▶ Tensionamento das molas de flutuação dos rolos superiores.

BURGHER & NIX (1979), compararam o recolhimento de solo entre uma colhedora com mecanismo de corte basal de um disco com outra máquina com mecanismo cortador basal de discos duplos. Eles concluíram que a colhedora com mecanismo cortador de base com um disco reduziu a quantidade de solo recolhida pela máquina.

Outros trabalhos visando reduzir a quantidade de solo recolhida pela máquina, seguem a linha do controle automático de altura do mecanismo cortador basal. Para GARSON (1992), o controle automático de altura do mecanismo de corte basal das colhedoras de cana-de-açúcar pode ser um efetivo caminho para reduzir a quantidade de solo presente no suprimento de cana para a indústria.

Segundo GARSON & ARMSTRONG (1993), as outras vantagens de um sistema automático de controle de altura de corte basal são: redução do consumo de combustível, maior facilidade de operação da colhedora, e redução dos danos a base da cana. Resultados obtidos a partir de testes experimentais de campo conduzidos por HENKEL et al (1979), indicaram que a quantidade de solo presente no suprimento de cana é influenciada pela altura operacional do corte basal para uma colhedora de cana picada. Segundo os mesmos autores, várias tentativas tem sido feitas para desenvolver meios de controlar a altura de corte basal. As mais recentes estão polarizados em duas linhas.

A primeira delas busca a medição da oscilação em torno da queda de pressão hidráulica do motor de acionamento dos discos, baseado no aumento de carga no motor quando este corta o solo, provocando uma variação de torque que será captada pelos sensores que automaticamente corrigirão a posição dos discos cortadores de base impedindo que eles continuem penetrando no solo. Nessa linha, trabalhos desenvolvidos por SUGGES & ABRAMS JR (1972), BOAST (1986), MUSUMECI & BITMEAD (1991) não apresentaram resultados positivos em relação ao recolhimento de solo, sendo, basicamente concluídos que o uso de sensores hidráulicos podem ser aplicados para melhorar a eficiência do corte, mas ainda dependem de futuros desenvolvimentos. Mais recentemente, RAFULL & ALVAREZ (1999) preocupados com os elevados índices de perdas provocados pelas colhedoras de cana em Cuba, construíram e avaliaram um protótipo de mecanismo hidráulico para controle da altura de corte de colhedoras de cana-de-açúcar e concluíram que o tempo de retorno do mecanismo é muito alto, sendo de 0,85 segundos quando sofreu excitação do tipo rampa e 0,90 segundos para o caso de excitação do tipo impulso.

No Brasil, LOPES (2000) trabalhou com um sistema de controle hidráulico retroalimentado através de um modelo de laboratório em escala que utilizava uma sapata articulada para detectar o perfil do solo e estimar o erro de segmento. O trabalho simulou o comportamento dinâmico da plataforma de corte de colhedoras combinadas de grãos, com base na resposta de frequência no intervalo de 0,1 a 5 Hz, utilizando três modelos (dois empíricos e um analítico).

A Segunda linha de pesquisa trabalha com a emissão de pulsos de radiação ultra-sônica por meio de sensores de altura que captam o tempo de retorno das ressonâncias associadas a esse pulso, dando a indicação da distância até a superfície que causou essa reflexão, corrigindo automaticamente a posição dos discos cortadores de base impedindo que eles penetrem no solo.

Nessa linha, GARSON & ARMSTRONG (1993) avaliaram a performance de um sistema de ajuste automático de altura de corte basal para colhedoras de cana-de-açúcar, onde concluíram que o uso de radiação ultra-sônica é um bom indicador para o controle de altura do disco cortador basal. Entretanto, os resultados para consumo específico de combustível e da quantidade de solo que entra, na colhedora foram desapontadores.

GARSON (1992), pesquisando cada uma das duas técnicas apontadas anteriormente, mostrou que os resultados indicaram que a oscilação de torque no motor hidráulico do cortador basal não foi promissor para uma indicação da altura de corte. As técnicas baseadas em alcance ultra-sônico aparecem como mais promissoras. Entretanto, os resultados obtidos mostraram que tal recomendação é improvável de ser efetivado para colhedora de cana crua, devido as falsas ressonâncias provocadas pelas folhas verdes, sendo limitada ao uso apenas em colhedoras de cana queimada.

O controle automático da altura de corte é utilizado nas colhedoras Class atuais, onde o controle de altura toma como referência o ponto de apoio das helicóides alimentadoras (pirulitos), as quais se encontram afastadas de 600 a 700 mm do ponto de corte dos discos.

2.6. Dinâmica dos Mecanismos

2.6.1. Aspectos Conceituais

Reuleaux, citado por SHIGLEY (1969), define máquina como sendo uma combinação de corpos resistentes dispostos de tal forma que, por seus intermédios, as forças mecânicas podem ser compelidas a realizar trabalho, acompanhado de certos movimentos. Assim, pode-se entender máquina como o conjunto de peças fixas e móveis capaz de transformar ou transmitir a energia recebida.

O mesmo autor define cinemática, a ciência do mecanismo puro, como o estudo dos arranjos de máquina por meio das quais os movimentos mútuos de suas partes, considerados como mudanças de posição, são determinados. Em suma, uma máquina tem haver com a transmissão de energia, enquanto que mecanismos esta ligado à transmissão de movimento.

De uma maneira mais específica, SHABANA (1989) define mecanismos ou sistemas multicorpos mecânicos (MBS) como sendo um conjunto de elementos de máquinas, ligados entre si por elos ou juntas, de forma a produzir um movimento específico. Os elos são ligações entre os corpos que restringem os movimentos relativos, reduzindo dessa forma os graus de liberdade do sistema. Os elos podem restringir translações ou rotações entre dois corpos.

Segundo ALBURQUERQUE (1974), as máquinas podem ter constituição bastante simples, ou na maioria das vezes muito complexas. Assim sendo, o estudo global de uma máquina só é possível para um número muito limitado delas, tornando-se necessário considerá-la subdividida, virtualmente em mecanismos cujos estudos nos permitirão apreender o seu funcionamento geral. Dessa forma, mecanismo é então, o conjunto de peças móveis e fixas ligados de tal maneira que ao movimento de uma das peças correspondam a movimentos bem determinados nas outras.

As peças ou partes de um mecanismo podem ser ligadas de alguma maneira, afim de transmitir o movimento do acionador para o seguidor ou membro de saída. Essas conexões são chamadas pares cinemáticos porque uma união consta de dois elementos, um para cada peça. Dessa forma, pode-se definir peça como sendo a união rígida entre dois elementos que são membros de pares cinemáticos diferentes.

2.6.2. Aspectos Teóricos do Projeto de Mecanismos

A teoria das máquinas e mecanismos é a ciência aplicada usada para compreender as relações entre a geometria e o movimento de partes de uma máquina ou de mecanismos (SHIGLEY & VICKER Jr., 1980).

Projeto mecânico é o conjunto de operações necessárias para se tornar real a construção ou montagem de uma máquina ou de partes dessas, que são os mecanismos. O projeto de máquinas ou de mecanismos consiste na concepção e disposição de peças que satisfaçam a determinado objetivo, e a seguir na definição da geometria de cada peça, o seu material, processo de fabricação e montagem em seus mínimos detalhes (SHIGLEY, 1969).

Segundo SKARSKY (1980), o projeto de um mecanismo percorre uma série de passos lógicos para atingir a sua resolução. Estes são os seguintes:

- 1°. Definição do problema:** envolvendo a identificação de suas características, da transformação do movimento;
- 2°. Critério de projeto:** envolvendo os parâmetros e os requisitos técnicos (limitações e exequibilidade física);
- 3°. Seleção do tipo de mecanismo:** Escolha entre o mecanismo mais favorável da imensa família de mecanismos;
- 4°. Síntese cinemática :** definição da geometria dos elementos constituintes do mecanismo;
- 5°. Análise cinemática e dinâmica:** fase esta em que se verifica o atendimento das especificações de projeto;
- 6°. Otimização:** quando se busca melhor atingir as metas proposta.

Muitas análises são normalmente efetuadas durante o processo de tomada de decisão, afim de se poder comparar as várias possíveis soluções que se apresentem. No projeto de máquinas, o conjunto e a disposição das peças escolhidas constituirá normalmente um ou mais mecanismos que deverão ser analisados afim de que possam ser melhor avaliados e projetados, devendo as investigações serem feita do ponto de vista cinemático, dinâmico e da sua configuração topológica (SKARSKY, 1980a).

Segundo ALBURQUERQUE (1974), a divisão dessa ciência em duas partes, embora não seja totalmente necessária, trás grande simplificação ao seu estudo. A primeira dessas partes é a cinemática em que apenas são usadas as unidades fundamentais de comprimento e tempo. A

segunda, é a dinâmica na qual a unidade fundamental de força é adicionada às de comprimento e tempo.

Por fim, mais recentemente agrega-se a estes o conceito de otimização, indispensável quando procura-se melhor atingir as metas propostas, constituindo a função objetiva e as equações de restrição do sistema, maximizando ou minimizando a referida função de acordo com as restrições observadas pelo projeto.

2.6.3. Classificação dos Mecanismos

De acordo com DEDINI (1996), os mecanismos podem ser divididos segundo seus princípios de funcionamento, a sua geometria ou ainda segundo o tipo de transformação de movimento que promovem. Segundo o mesmo autor, numa outra classificação distingue-se, também, os mecanismos planos (bidimensionais) e os espaciais (tridimensionais). Levando-se em consideração os mecanismos com elementos mecânicos, SKARSKY (1980a) os destaca, segundo as peculiaridades do movimento transmitido classificando-os da seguinte maneira:

- ▶ **Mecanismos de movimento uniforme:** engrenagens, rodas de fricção, mecanismos de rosca e os de acoplamento flexível;
- ▶ **Mecanismos de movimento periódico:** mecanismos de barra, camos, engrenagens não circulares e mecanismos intermitentes.

Em suas multiformes construções, os mecanismos de barras destacam-se dos demais pela sua simplicidade e extrema versatilidade e são preferencialmente usados nos lugares, onde, ao lado de altas velocidades e elevada capacidade de carga, dá-se muita importância à resistência ao desgaste.

Dentre todos os mecanismos de barras que se possa existir, na sua mais simples concepção, o mecanismo de quatro barras, também conhecido como quadrilátero articulado é o mais usado graças a sua extrema simplicidade e robustez (SKARSKY, 1980). Segundo ERDMAN & SANDOR (1991), os mecanismos de quatro são usados em uma grande variedade de máquinas e mecanismos, por ser o mais simples mecanismo de loop fechado.

Um mecanismo de quatro barras é basicamente constituído por três barras móveis e uma fixa, e quatro articulações. A barra móvel que é conectada a fonte de potência é a primeira a se mover, é chamada de barra acionadora. A barra móvel de saída, é chamada de barra seguidora. Entre as barras acionadora e seguidora, encontra-se o acoplador (ERDMAN & SANDOR, 1991).

2.6.4. Modelagem e uso de Simulações Virtuais no Projeto de Mecanismos.

Segundo TENENBAUM (1997), um engenheiro é um especialista em modelagem, cuja tarefa primordial é a de resolver problemas, o que implica em buscar compreender a realidade física, geralmente complexa, a partir de modelos simples que se aproximam daquela realidade. A modelagem propõe o desenvolvimento de um modelo matemático ou descrição matemática, o qual com a precisão necessária representa as leis que regem o processo em estudo. Geralmente apresenta-se na forma de uma função de uma ou diversas variáveis ou na forma de um sistema de equações e desigualdades (SANTA, 1989).

A essência da modelagem encontra-se no estabelecimento, durante o processo de pesquisa, dos indicadores predominantes na determinação das relações funcionais fundamentais. Por isso, a modelagem das equações de movimento para um mecanismo de quatro barras consiste de um sistema de equações não lineares das relações cinemáticas (deslocamentos, velocidades e acelerações) e dinâmicas (forças e momentos) do mecanismo.

O movimento de um sistema mecânico multicorpo é governado por equações dinâmicas de movimento que são compostas de equações diferenciais e algébricas. As equações diferenciais são expressões de leis físicas clássicas do movimento (leis de Newton) que descrevem o movimento dos corpos rígidos e as equações algébricas levam em conta as restrições da geometria do sistema ou do movimento, tais como barras conectando corpos adjacentes ou características particulares do contato entre os corpos.

O uso de modelagem matemática no projeto mecanismos é uma prática comum a qual permite o desenvolvimento de sistemas mecânicos com a redução de custos e tempos de projeto, e a otimização das características de desempenho. Este uso abraça todos os aspectos do projeto e

em particular, o movimento. Através do estabelecimento de hipóteses simplificadas e da aplicação de leis físicas apropriadas, as equações de movimento são obtidas para representar os aspectos relevantes do comportamento do sistema mecânico a ser estudado.

Segundo PASQUINI Jr. & COSTA NETO (1996), no estudo de um problema de modelagem, a definição apropriada dos aspectos relevantes a serem considerados é um ponto muito importante. Assim, é necessário discutir qual deve ser o modelo utilizado, levando-se em consideração a complexidade desejada e sua aproximação com o modelo real. Nesta hora, o uso de uma ferramenta computacional que permite uma modelagem rápida e completa, levando-se em consideração seus vários subsistemas, é fundamental.

De uma maneira geral, o processo de modelagem matemática de um mecanismo de quatro barras segue os seguintes passos:

- 1°. Descrever o modelo físico de um sistema o qual contém os aspectos relevantes para o estudo desejado, com suas hipóteses e simplificação;
- 2°. Obter equações que descrevam matematicamente o comportamento do sistema;
- 3°. Resolver as equações resultantes analiticamente ou numericamente com o objetivo de estimar o comportamento do sistema;
- 4°. Verificar os resultados do modelo por comparação com o comportamento do sistema real;
- 5°. Modificar o modelo se necessário ou usá-lo para proposta de análise e projeto.

O uso de computadores para realizar as tarefas 2 e 3 é, atualmente, uma prática essencial, como os programas de geração de equações de sistemas multicorpos, permitindo aos pesquisadores se concentrarem mais nos aspectos mais importantes descritos pelos passos 1 e 5.

A técnica de simulação matemática de sistemas mecânicos pode ser usada para a análise e o estudo de projetos de qualquer sistema mecânico que possa ser modelado como uma série de corpos rígidos interconectados por juntas, sob a influência de forças, com movimentos pré-determinados e restringido por vínculos. As equações de movimento desses sistemas são muito

trabalhosas e difíceis para serem geradas à mão, mesmo para sistemas compostos de um pequeno número de corpos rígidos interconectados.

Segundo PRADO & COSTA (1996), as equações de movimento para um sistema mecânico multicorpo de corpos rígidos podem ser geradas através de programas computacionais em que os dados dos corpos rígidos (dados geométricos e inerciais) e das suas interconexões (vínculos cinemáticos e leis de força) são dados como argumentos para o programa.

2.6.5. Análise Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos

Segundo SKARSKY (1980b), a análise cinemática trata dos métodos de determinação e avaliação das grandezas cinemáticas de um mecanismo, definido dimensionalmente mediante as técnicas construtivas da síntese cinemática. Esta avaliação decide, em última instância, sobre a compatibilidade do mecanismo com as exigências impostas e indica possíveis correções para sua melhoria. De modo geral, a análise cinemática trata, através de verificações e determinações, da resolução dos seguintes problemas: deslocamento (posição), velocidades e acelerações, lineares e angulares em função da geometria do sistema mecânico.

De acordo com SUH & RADCLIFFE (1978), a análise cinemática de mecanismos planos envolve formas de notação vetorial que são métodos analíticos básicos para descrever o movimento de corpos rígidos. Segundo eles, vetores podem ser descritos usando notação polar complexa ou notação vetorial cartesiana, cada qual com suas vantagens e desvantagens. Métodos matriciais, em combinação com a notação vetorial, são também empregados, particularmente quando métodos numéricos são aplicados.

Segundo SANTOS (2001), para se descrever o movimento de cada corpo rígido de um mecanismo, é necessário, antes de tudo, definir um sistema de referência, onde os vetores de posição, velocidade e aceleração, bem como os de força e de momento, possam ser representados. Toda interpretação dos movimentos é, então, realizada nesse referencial escolhido. Um sistema de referência é definido como uma base vetorial, representada por vetores unitários, ou cursores. Este sistema de referencia ou base pode ser inercial ou móvel.

Segundo MABIE & OCVIRK (1967), para dimensionamento de mecanismos que resistam à esforços é necessário que se conheçam as forças e momentos agindo sobre cada elemento ou corpo do mecanismo. Cada um deles, por menor que seja, deverá ser criteriosamente analisado na sua função de transmitir forças.

Segundo SANTOS (2001), os subsídios básicos para o levantamento das equações diferenciais que descrevem os movimentos dos corpos rígidos e das forças de reação nos vínculos ou pontos de conexão do sistema de corpos rígidos baseados no método Newton-Euler, são obtidos através do cálculo de grandezas físicas como velocidade linear (v), aceleração linear (a) do centro de massa dos corpos rígidos, velocidade angular (ω) e aceleração angular ($\dot{\omega}$) dos mesmos, baseados nas relações geométricas dos movimentos, levando-se em consideração as restrições físicas e vínculos cinemáticos de cada corpo.

Para WETZEL & ALEMEIDA (1996), na análise cinemática deve-se ter uma equação de elo motor para cada grau de liberdade, isto é, o movimento do mecanismo é imposto e a partir dele pode-se calcular as forças de reação e inércia. Na análise dinâmica não há necessariamente uma equação de movimento para cada grau de liberdade, mas é necessário fornecer as condições iniciais do mecanismo (posição, velocidade e aceleração). Nesse caso, o movimento será resultante das forças externas sobre o mecanismo.

2.7. Otimização de Mecanismos

LUENBERGER (1989) conceitua otimização como sendo a principal linha para a análise de muitos problemas de decisões complexas. A otimização implica em minimizar (ou, equivalentemente, maximizar, dependendo da formulação do problema) uma função sujeita ou não a restrições que são empregadas conforme os limites das variáveis de decisão utilizadas.

Segundo SANTA (1989), em termos gerais, pode-se dizer que o problema da otimização consiste em um problema de programação matemática que pode ser formulado da seguinte maneira: achar o valor das variáveis $x = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ as quais minimizam ou maximizam, dependendo do que se deseja, uma determinada função das variáveis mencionadas $Q = \{x_1, x_2, \dots,$

x_n } denominada função objetivo. Para tal fim, as variáveis e as funções que as implicam devem estar submetidas às restrições e vínculos do tipo: $a_i \leq x_i \leq b_i$ onde, $i = 1, 2, 3, \dots, n$. A solução deste problema conduz, então, a extremar a função objetivo através de uma adequada manipulação das variáveis de projeto.

Existem dois tipos de programação matemática para abordar a solução do problema de otimização: Quando a função Q e todas as variáveis dependem linearmente das variáveis de controle X , estamos perante um problema de programação linear; se pelo menos uma variável depende não-linearmente das variáveis de controle X , então estamos perante um caso de programação não-linear.

De modo geral, resultam problemas lineares ou não-lineares, restritos ou irrestritos. FRIEDLANDER (1994) afirma que a complexidade da minimização restrita é dada diretamente pelo tipo de restrição que a programação utiliza, sendo que essas restrições podem ser de igualdade e/ou desigualdade, e ainda lineares e ou não-lineares.

Segundo GILL et al (1981), os casos com restrições lineares abrangem uma significativa parte dos problemas de programação. A minimização ou maximização de uma função sujeita a restrições lineares são chamadas de Problemas de Programação Linear (PL), e estes, são comumente encontrados em aplicações comerciais.

Segundo ROOT & RAGSDELL (1976), a primeira verdadeira otimização de mecanismos é atribuída a Chebychev. Desde os tempos de Chebychev até os dias de hoje, vários pesquisadores deram sua contribuição no campo da síntese e otimização de mecanismos. Estes, estão muito bem citados e comentados por MURCIA (1997).

Técnicas mais eficientes de otimização para síntese de mecanismos incluem o método de precisão de KRAMER & SANDOR (1975), a técnica de otimização heurística de DATSERIS & FREUDENSTEIN (1979), o método do gradiente reduzido generalizado “GRG” de GABRIELE & RAGSDELL (1989) e a uma técnica alternativa do método do gradiente reduzido generalizado “GRG” empregando programação quadrática seqüencial.

GUPTA & RAVINDRAN (1983) apresentaram um amplo estudo para a solução geral de problemas de programação não linear e problemas de otimização discreta não linear, desenvolvendo um código para computador. Os resultados numéricos indicam os efeitos dos parâmetros do problema como o número variáveis e restrições.

BETTS (1983) apresentou uma detalhada descrição para identificar a divergência entre o desenvolvimento de um algoritmo e a modelagem de sistemas, sugerindo que o desenvolvimento de algoritmos deve responder as necessidades do usuário, recomendando que a modelagem de sistemas deve ser mais cuidadosa, perceptível e preciso de requerimentos de algoritmo de otimização. Fronteiras em otimização na engenharia surgem por causa das diferentes necessidades e requerimentos de desenvolvimento de algoritmos e modelagem de sistemas, conseqüentemente, essas fronteiras podem enlaçar a eficiência do ótimo processo do projeto.

SANDGREN & RAGSDELL (1980), em estudo comparativo, aplicado para solucionar 30 problemas clássicos de engenharia, utilizaram 35 softwares de programação não linear baseados em métodos de aproximação linear, das penalidades interno e exterior, do gradiente reduzido e dos multiplicadores de Lagrange, onde constataram que o método do gradiente reduzido foi mais efetivo, seguro e robusto que os demais métodos testados.

PARKONSON & WILSON (1988) contataram que os resultados obtidos através do método da programação quadrática seqüencial (SQP) podem ser superiores aos obtidos através do método do gradiente reduzido, enquanto que o desenvolvimento de um algoritmo híbrido entre o método da programação quadrática seqüencial e o do gradiente reduzido resolve automaticamente o problema da degeneração.

SANDGREN (1990) propôs o método da árvore para a otimização de mecanismos que considera ambas as mudanças: geométricas e topológicas. A otimização foi realizada através de um algoritmo de programação não linear, sendo que a combinação do método da estrutura da árvore e a programação não linear provém de um único projeto circunstancial que pode manejar resultados semelhantes como a incerteza nos parâmetros de projeto. A técnica foi aplicada para

projetar um mecanismo gerador de função com incerteza exata de um ponto do acoplador e do comprimento das barras.

Mais recentemente, a base para muitos algoritmos de programação não linear é a solução das equações de Kuhn-Tucker (KT), tentando conseguir o cálculo direto dos multiplicadores de Lagrange. Os métodos Quase-Newton garantem convergência super-linear, ao acumularem informações de segunda ordem com relação às equações KT, utilizando para isso um procedimento de atualização Quase-Newton. Esses métodos, são usualmente chamados de métodos de Programação Quadrática Seqüencial (SQP), visto que um subproblema de Programação Quadrática é resolvido em cada iteração principal. (POUCAR CASAS, 1998).

Os métodos SQP são, atualmente, amplamente difundidos na área de programação não-linear. Encontram-se na literatura científica inúmeras aplicações deste método em processos de otimização, principalmente para o caso de estruturas. Dentre outros, pode-se citar BUCHER & BRAUN (1993), MAHMOUD et all (1994) e RINGERTZ (1995).

Segundo IGUTI (1998), os métodos SQP são os algoritmos de uso geral padrão mais usados para resolver problemas de otimização não linear que cumpram os seguintes pré-requisitos:

- O problema não seja excessivamente grande;
- As funções e gradientes possam ser avaliados com alta precisão;
- O problema seja bem comportado.

O desempenho dos métodos SQP, com relação a outros métodos, é melhor em termos de eficiência, exatidão e percentual de êxito para uma grande variedade de tipos de problemas testados. Devido a isto, no momento, o método SQP é o método mais amplamente empregado para otimização restrita não-linear (HERSKOVITS, 1995). A literatura científica também reporta estudos da performance de diferentes implementações do método SQP, como por exemplo AFONSO & HOROWITZ (1997).

MURCIA & BRAUNBECK (1996) desenvolveram um trabalho com vistas ao dimensionamento otimizado de mecanismos articulados para o seguimento do perfil do solo em processos de colheita de grãos onde usaram para isso o software de otimização OPT.3.2 conseguindo reduzir o valor da força vertical no garfo cortador de 24,4 para 10,8 N para um perfil senoidal de solo com amplitude de 40 mm e período 0,36 s, coerente com operações agrícolas executadas com velocidades de 4 a 8 km/h.

Capítulo III - Material e Métodos

3.1. Considerações Iniciais

O projeto do cortador de base faz parte de uma linha de pesquisa da FEAGRI-UNICAMP cuja meta foi conceber uma colhedora de cana-de-açúcar, inicialmente em estágio de unidade piloto auto-propelida ou acoplada a trator, incorporando as funções básicas de corte de base, alimentação, limpeza, lançamento e giro de 90° operando em campo para quantificação de perdas, capacidade operacional e qualidade de matéria-prima para posteriormente dar prosseguimento na forma de uma colhedora de cana-de-açúcar em escala comercial.

Neste capítulo, serão demonstrados todos os procedimentos e desenvolvimentos formais para se alcançar os objetivos do trabalho proposto. Em suma, os critérios e procedimentos previamente utilizados por MURCIA (1997) na otimização de mecanismos leves, aplicados a colhedoras de cereais (feijão), serão aplicados, avaliados e analisados para o caso de mecanismos mais pesados, em escala real, representado por um mecanismo de quatro barras para o corte basal das colhedoras de cana-de-açúcar.

Inicialmente, o mecanismo de quatro barras para o corte basal foi pré-dimensionado virtualmente em função das características operacionais da colheita de cana-de-açúcar em sistema de cana crua e inteira, para o corte de uma linha por passada, e das condições de colheita encontradas (interações máquina-solo). A partir deste pré-dimensionado, foram desenvolvidos modelos matemáticos teóricos e feitas simulações em programas computacionais científicos. O dimensionamento otimizado do mecanismo através do comprimento das barras e da constante da mola de suspensão envolveu a força de interação solo-disco no ponto de apoio com o solo, a qual surge da solução do sistema de equações e constituiu a função objetivo do processo de otimização. O mecanismo otimizado foi construído em escala real em parceria com a empresa USITEP, e avaliado experimentalmente em caixa de solo para perfis senoidal, rampa ascendente

e descendente. Neste procedimento foram utilizados equipamentos eletrônicos para obtenção e registro da força normal de reação do solo.

Para melhor compendimento da seqüência metodológica utilizada no trabalho, optou-se por dividir este capítulo obedecendo a seguinte ordem de desenvolvimento:

- Projeto inicial do mecanismo de quatro barras;
- Modelagem matemática pelos métodos de Newton-Euler e Lagrange;
- Simulações virtuais;
- Otimização do mecanismo;
- Projeto final e construção do mecanismo;
- Validação dos modelos em caixa de solo e análise comparativa .

É importante destacar que foram feitas algumas suposições antes de iniciar o desenvolvimento do modelo, as quais, encontram se a seguir:

- O sistema pode ser discretizado em corpos rígidos;
- O solo foi considerado uma superfície indeformável;
- A força de corte foi desprezada;
- Embora se utiliza uma calota esférica, o contato disco-solo pode ser representado por um ponto;
- A aceleração longitudinal do sistema pode ser desprezada;
- O chassi da máquina desloca-se apenas horizontalmente.

3.2. Projeto Inicial do Mecanismo de Quatro Barras

O projeto inicial do mecanismo de quatro barras foi feito em computador digital utilizando-se o programa para desenho mecânico AutoCad R-14→. Suas partes constituintes: barra acionadora (L_2), barra acopladora (L_3) e barra seguidora (L_4) foram pré-dimensionadas em função das características operacionais de uma colhedora de cana-de-açúcar acoplada a trator agrícola de rodas em sistema de cana crua e inteira, colhendo uma linha de cana por passada. Este conjunto para colheita bem como a caracterização do referido mecanismo de quatro barras estão mostradas nas Figuras 6, 7 e 8.

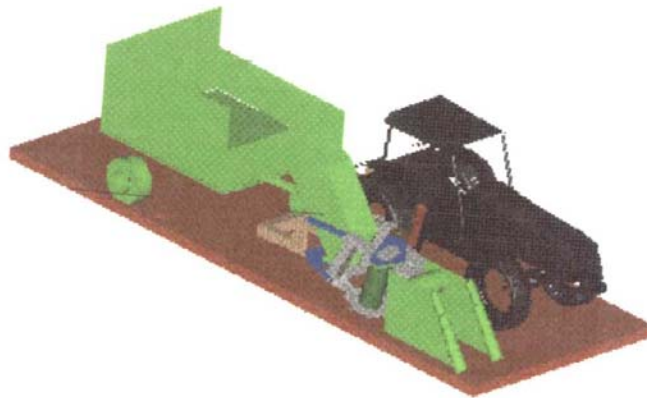


Figura 6: Protótipo virtual da colhedora de cana-de-açúcar acoplada a trator agrícola

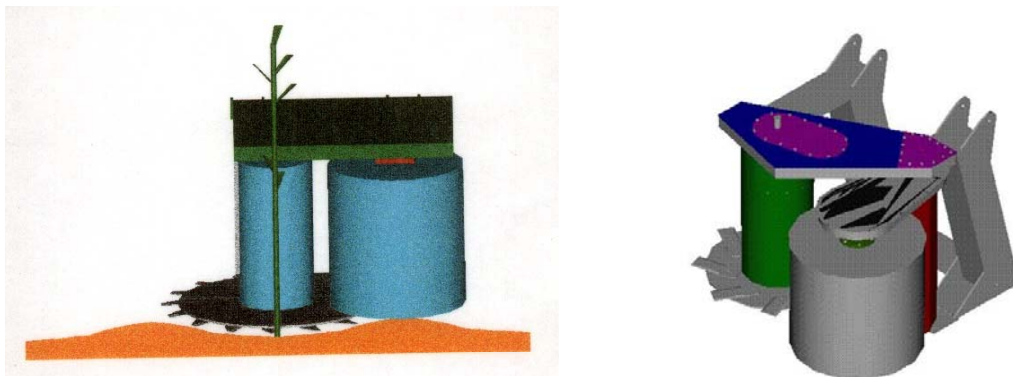


Figura 7: Protótipo virtual do mecanismo de corte basal.

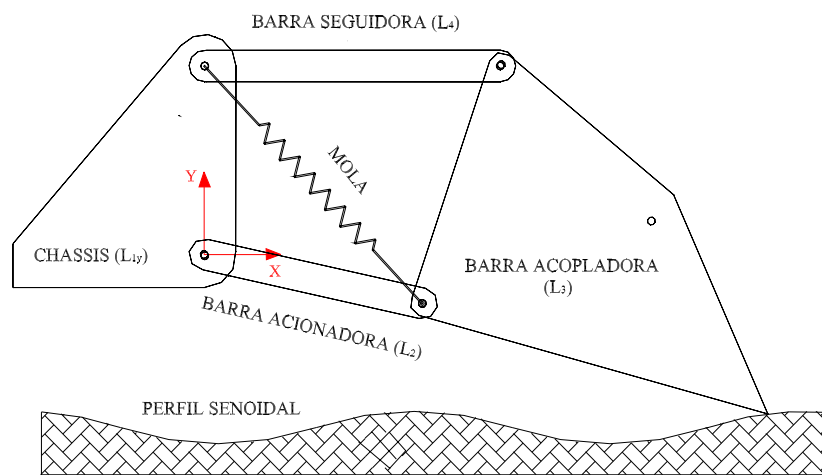


Figura 8: Caracterização física do mecanismo de quatro barras.

As barras acionadora (L₂) e seguidora (L₄) são peças geométricas denominadas de barras prismáticas retangulares, isto é, caracterizam-se por apresentar comprimento muito maior em relação a sua secção transversal. A barra acopladora (L₃), é composta por uma série de peças que incluem uma transmissão de corrente de rolos, lâminas de corte, flanges, eixos, engrenagens, rolamentos, rodas dentadas, mancais, motor hidráulico e caixa portadora. cilíndricas de eixo perpendicular ao plano do mesmo nas articulações.

As propriedades de inércia das peças das barras (L₂ e L₄) e das peças que compõem a barra (L₃) bem como as dimensões das mesmas foram obtidas pelo próprio AutoCad através dos comandos “*mass prop*” e “*dist*”. Essas se encontram mostradas pelo Tabela 1.

Tabela 1: Propriedades de inércia e dimensões das barras de aço estrutural do mecanismo.

Barra	Massa [kg]	Momento de Inércia Iz [kg. m ²]	Comprimento [mm]
L ₂	45,1	3,82	501
L ₃	397,5	95,2	1045
L ₄	11,5	4,6	796

3.3. Modelagem Matemática

Cabe ao engenheiro a função de discriminar e selecionar quais modelos são mais apropriados para solucionar um dado problema e avaliar os resultados que se podem esperar dos mesmos. Neste caso em questão, o objetivo de engenharia foi fazer com que um mecanismo articulado de quatro barras de uma máquina colhedora de cana-de-açúcar realize o corte basal da cana-de-açúcar ao nível do solo e ao mesmo tempo, seja capaz de acompanhar a superfície do solo, flutuando sobre a mesma. Para se atingir essa meta, o passo seguinte foi proceder a modelagem matemática e, posteriormente, a resolução numérica do sistema físico.

A modelagem matemática foi feita pela análise cinemática e dinâmica do mecanismo descrito acima. Após a modelagem matemática, obteve-se as equações que descrevem o movimento do mecanismo de quatro barras para o corte basal da cana-de-açúcar (sistema de corpos rígidos) e as forças de reação nos vínculos cinemáticos da dinâmica de acordo com o método de Newton-Euler, descrito por SANTOS (2001). Ao final deste processo obtém-se um

conjunto de equações algébricas cuja determinação dos resultados necessitou do uso de métodos numéricos para resolução.

3.3.1 Método de Newton-Euler - Análise Cinemática

A cinemática é o ramo da física mecânica que estuda os movimentos dos sistemas mecânicos (posição, velocidade e aceleração) sem se preocupar com suas causas. O objetivo desta análise se faz de fundamental importância, uma vez que para se obter a equação de movimento de um sistema qualquer será sempre necessário expressar, antes, velocidades e acelerações de seus elementos como funções das coordenadas que descrevem a configuração do sistema.

Toda a análise foi feita a partir do vetor posição de cada barra. Em outras palavras, as posições, velocidades (lineares e angulares) e acelerações (lineares e angulares) de cada corpo foram descritas em função das relações geométricas do movimento do mecanismo de quatro barras proposto, levando-se em consideração suas restrições físicas e os vínculos cinemáticos de cada corpo constituinte. Para o desenvolvimento da parte cinemática, usar-se-á a seqüência metodológica proposta por SANTOS (2001), como segue abaixo:

- ⇒ Determinação do sistema de referência;
 - ➔ Sistema Inercial
 - ➔ Sistema Móvel
- ⇒ Determinação da matriz de transformação de coordenadas;
- ⇒ Determinação do vetor posição mais as equações de vínculo;
- ⇒ Determinação do vetor velocidade mais as equações de vínculo;
- ⇒ Determinação do vetor aceleração mais as equações de vínculo;
- ⇒ Determinação do vetor de velocidade linear absoluta dos centros de massa dos corpos;
- ⇒ Determinação do vetor de aceleração linear absoluta dos centros de massa dos corpos.

3.3.1.1 Sistemas de Referência

Para se descrever o movimento de cada corpo rígido de um mecanismo, inicialmente é preciso definir um sistema de referência, onde os vetores de posição, velocidade e aceleração, bem como os de força e de momento, possam ser representados. Toda interpretação dos movimentos foi, então, realizada nesse referencial escolhido.

Segundo SANTOS (2001), um sistema de referência é definido como uma base vetorial, representada por vetores unitários, ou cursores. Este sistema de referência ou base pode ser inercial ou móvel. O mecanismo de quatro barras para realizar o corte basal da cana-de-açúcar flutuante sobre a superfície do solo foi analisado cinematicamente de acordo com os sistemas de referência descritos pela Figura 9.

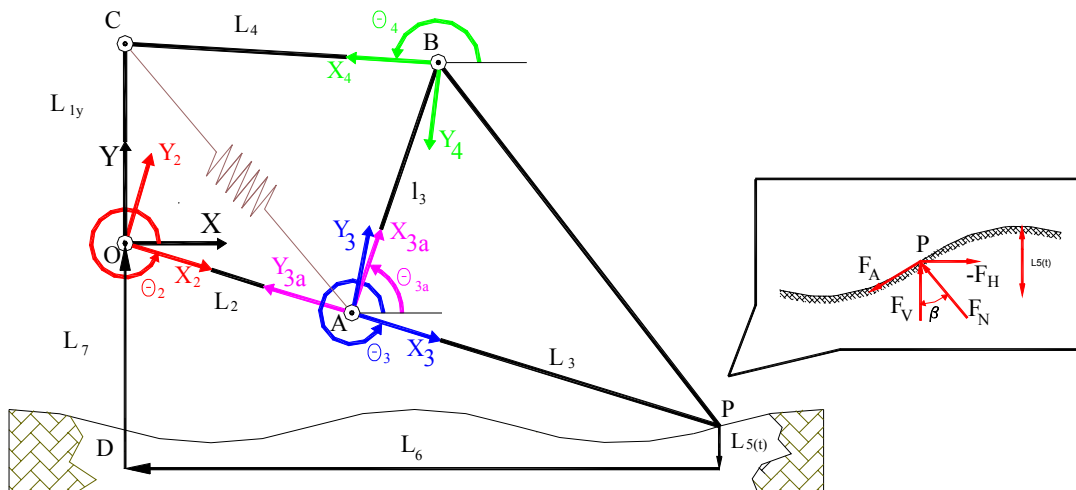


Figura 9. Posicionamento dos sistemas de referência para o mecanismo

Os sistemas de referências observados pela Figura 9 estão descritos de uma maneira mais explicativa por intermédio da Tabela 2.

Tabela 2: Sistemas de referência para o mecanismo.

Posição	Sistema de Referência	Coordenadas	Giro dos Sistemas Móveis
O	Inercial (I)	X, Y, Z	
O	Móvel B ₂	X ₂ , Y ₂ , Z ₂	Solidário a barra L ₂
A	Móvel B _{3a}	X _{3a} , Y _{3a} , Z _{3a}	Solidário a barra l ₃
A	Móvel B ₃	X ₃ , Y ₃ , Z ₃	Solidário a barra L ₃
B	Móvel B ₄	X ₄ , Y ₄ , Z ₄	Solidário a barra L ₄
P	Inercial (I)	X, Y, Z	
D	Inercial (I)	X, Y, Z	

3.3.1.2 Transformação de Coordenadas

Uma vez definidos os sistemas de referência, é necessário que se consiga sempre passar as coordenadas de um vetor para outro e vice-versa. Isto foi feito através das equações (4) e (5) com o auxílio das matrizes de transformação de coordenadas T_θ , ou T_θ^T (transposta), obtida pela seguinte relação:

$${}_B L = [T_\theta]_I L \dots\dots\dots(1)$$

$${}_I L = [T_\theta]^T_B L \dots\dots\dots(2)$$

Desta forma, qualquer vetor (L) descrito numa base I (inercial) ou B (móvel) poderá ser passado para outra B ou I, simplesmente quando os mesmos são multiplicados pela matriz de transformação de coordenadas T_θ ou T_θ^T . A matriz de transformação de coordenadas T_θ é uma matriz dependente do tempo, responsável por transformar a representação de um vetor descrito na base inercial I para a base móvel B. Sua transposta T_θ^T , por sua vez, transforma um vetor descrito na base móvel B para a base inercial I.

Para o caso em estudo, foram levados todos os vetores descritos nas bases móveis (B_n) para a base inercial I, aplicando-se, por conseguinte, a equação (2). Em todas as bases móveis verificadas (B₂, B₃, B₄), o sistema móvel girará em torno do eixo Z no sentido positivo, conforme ilustra a Figura 10.

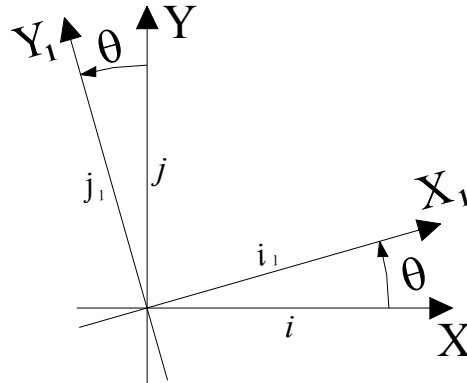


Figura 10: Projeção dos vetores unitários do sistema móvel sobre o sistema inercial com giro no eixo z no sentido positivo.

Assim sendo, a matriz de transformação de coordenadas do sistema inercial para a base móvel foi a mesma para todas as bases. Desta maneira, aplicando-se a equação (2) temos:

Matriz de transformação de coordenadas da base móvel B₂, a qual gira solidária à barra 2 (acionadora), para o sistema inercial é:

$$[T_{\theta_2}]^T = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 & 0 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots(3)$$

Matriz de transformação de coordenadas da base móvel B₃, a qual gira solidária à barra 3 (acopladora), para o sistema inercial é:

$$[T_{\theta_3}]^T = \begin{bmatrix} \cos\theta_3 & -\sin\theta_3 & 0 \\ \sin\theta_3 & \cos\theta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots(4)$$

Matriz de transformação de coordenadas da base móvel B_{3a}, a qual gira solidária à barra 3 (acopladora), para o sistema inercial é:

$$[T_{\theta_{3a}}]^T = \begin{bmatrix} \cos\theta_{3a} & -\sin\theta_{3a} & 0 \\ \sin\theta_{3a} & \cos\theta_{3a} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots(5)$$

Matriz de transformação de coordenadas da base móvel B_4 , a qual gira solidária à barra 4 (seguidora) ,para o sistema inercial é:

$$[T\theta_4]^T = \begin{bmatrix} \text{Cos}\theta_4 & -\text{Sen}\theta_4 & 0 \\ \text{Sen}\theta_4 & \text{Cos}\theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots(6)$$

3.3.1.3 Determinação do Vetor Posição mais Equação de Vínculo

Considerando cada barra do mecanismo como um vetor é possível definir sua configuração geométrica instantânea pela equação vetorial de malha fechada (7), segundo DOUGHTY (1988) e KIMBRELL (1991), conforme ilustra a Figura 11.

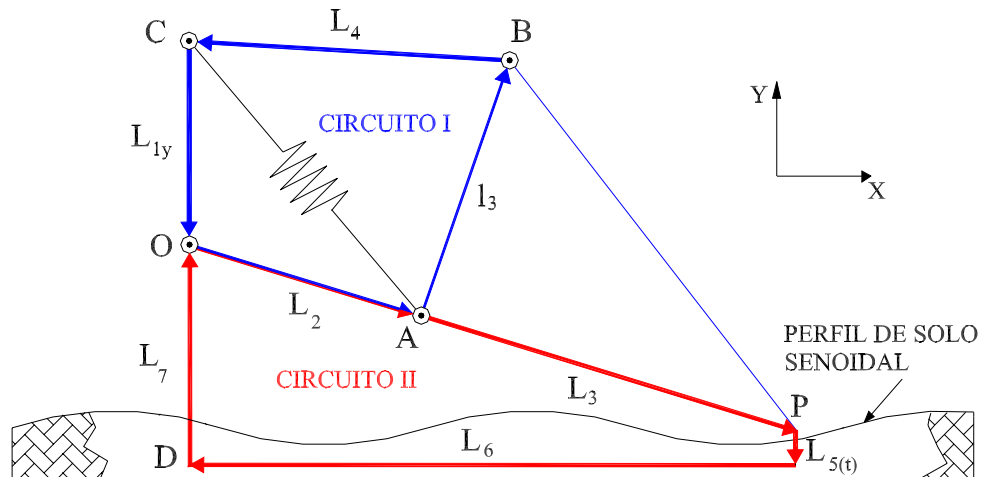


Figura 11: Circuitos vetoriais que definem a geometria e a posição do mecanismo em função da superfície do solo.

3.3.1.3.1. Circuito I: (Define a Geometria do Mecanismo)

Analisando o circuito vetorial I da Figura 11 pode-se escrever a equação (7) que define a geometria do mecanismo em cada instante de tempo. Desta forma, a equação vetorial fechada que descreverá a geometria do mecanismo é dada por:

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_2 + \vec{L}_3 + \vec{L}_4 = 0 \dots\dots\dots(7)$$

Em que:

$${}_I \vec{L}_1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ -L_{1y} \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad {}_{B2} \vec{L}_2 = \begin{Bmatrix} L_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad {}_{B3a} \vec{l}_3 = \begin{Bmatrix} l_3 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \text{ e } \quad {}_{B4} \vec{L}_4 = \begin{Bmatrix} L_4 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Levando todos os vetores para a base inercial I, tem-se:

$${}_I \vec{L}_1 + [T\theta_2]^T {}_{B2} \vec{L}_2 + [T\theta_{3a}]^T {}_{B3} \vec{l}_3 + [T\theta_4]^T {}_{B4} \vec{L}_4 = 0 \dots\dots\dots(8)$$

$${}_I \vec{L}_1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ -L_{1y} \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(9)$$

$${}_I \vec{L}_2 = [T\theta_2]^T {}_{B2} \vec{L}_2 = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\text{Sen}\theta_2 & 0 \\ \text{Sen}\theta_2 & \cos\theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} L_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} L_2 \cos\theta_2 \\ L_2 \text{Sen}\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(10)$$

$${}_I \vec{l}_3 = [T\theta_{3a}]^T {}_{B3} \vec{l}_3 = \begin{bmatrix} \cos\theta_{3a} & -\text{Sen}\theta_{3a} & 0 \\ \text{Sen}\theta_{3a} & \cos\theta_{3a} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} l_3 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} l_3 \cos\theta_{3a} \\ l_3 \text{Sen}\theta_{3a} \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(11)$$

$${}_I \vec{L}_4 = [T\theta_4]^T {}_{B4} \vec{L}_4 = \begin{bmatrix} \cos\theta_4 & -\text{Sen}\theta_4 & 0 \\ \text{Sen}\theta_4 & \cos\theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} L_4 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} L_4 \cos\theta_4 \\ L_4 \text{Sen}\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(12)$$

Somando-se as equações 9, 10,11 e 12; obtêm-se as duas equações vetoriais de vínculo na base inercial do “loop” que descreverá a geometria do mecanismo são:

$$L_2 \cos\theta_2 + l_3 \cos\theta_{3a} + L_4 \cos\theta_4 = 0 \dots\dots\dots(13)$$

$$-L_{1y} + L_2 \text{Sen}\theta_2 + l_3 \text{Sen}\theta_{3a} + L_4 \text{Sen}\theta_4 = 0 \dots\dots\dots(14)$$

3.3.1.3.2. Circuito II: (Define Posição do Mecanismo em Função do Solo)

Analisando o “Loop” II da Figura 11 pode-se escrever a equação (15) que define o posicionamento do cortador de base com relação ao solo. Desta forma, a equação vetorial fechada que descreverá a posição do mecanismo em função do micro-relevo é dada por:

$$\vec{L}_2 + \vec{L}_3 + \vec{L}_5 + \vec{L}_6 + \vec{L}_7 = 0 \dots\dots\dots(15)$$

Em que:

$${}_{B_2}\vec{L}_2 = \begin{Bmatrix} L_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad {}_{B_3}\vec{L}_3 = \begin{Bmatrix} L_3 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad {}_I\vec{L}_5 = \begin{Bmatrix} 0 \\ -L_5 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad {}_I\vec{L}_6 = \begin{Bmatrix} -L_6 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \mathbf{e} \quad {}_I\vec{L}_7 = \begin{Bmatrix} 0 \\ L_7 \\ 0 \end{Bmatrix};$$

Levando-se todos os vetores para a base inercial I, temos:

$$[T\theta_2]^T {}_{B_2}\vec{L}_2 + [T\theta_3]^T {}_{B_3}\vec{L}_3 + {}_I\vec{L}_5(t) + {}_I\vec{L}_6(t) + {}_I\vec{L}_7 = 0 \dots\dots\dots(16)$$

$${}_I\vec{L}_2 = [T\theta_2]^T {}_{B_2}\vec{L}_2 = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 & 0 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} L_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} L_2 \cos\theta_2 \\ L_2 \sin\theta_2 \\ 0 \end{bmatrix} \dots\dots\dots(17)$$

$${}_I\vec{L}_3 = [T\theta_3]^T {}_{B_3}\vec{L}_3 = \begin{bmatrix} \cos\theta_3 & -\sin\theta_3 & 0 \\ \sin\theta_3 & \cos\theta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} L_3 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} L_3 \cos\theta_3 \\ L_3 \sin\theta_3 \\ 0 \end{bmatrix} \dots\dots\dots(18)$$

$${}_I\vec{L}_5 = \begin{Bmatrix} 0 \\ -L_5 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(19)$$

$${}_I\vec{L}_6 = \begin{Bmatrix} -L_6 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(20)$$

$${}_I\vec{L}_7 = \begin{Bmatrix} 0 \\ L_7 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(21)$$

Somando-se as equações 17, 18, 19, 20 e 21; obtêm-se as duas equações vetoriais de vínculo na base inercial do “loop” II que descreverá o mecanismo de quatro barras e definirá a posição em qualquer instante (t).

$$L_2 \cos \theta_2 + L_3 \cos \theta_3 - L_6(t) = 0 \dots\dots\dots(22)$$

$$L_2 \sin \theta_2 + L_3 \sin \theta_3 - L_5(t) + L_7 = 0 \dots\dots\dots(23)$$

$$\theta_3 - \theta_{3a} = \Delta\theta \dots\dots\dots(24)$$

A solução das equações (13), (14), (22), (23) e (24) fornecerá a posição do mecanismo, θ_2 , θ_3 , θ_4 e $L_6(t)$, em cada posição sobre o solo e para cada tipo de perfil de superfície de solo a ser estudada.

3.3.1.4 Equacionamento do Perfil do Solo

Para a obtenção do equacionamento do perfil do solo, o mecanismo foi posicionado no instante denominado “ponto inicial” ($t = 0$) e depois num dado instante qualquer, aqui mostrado como um quarto de período para um perfil senoidal, conforme mostra a Figura 12.

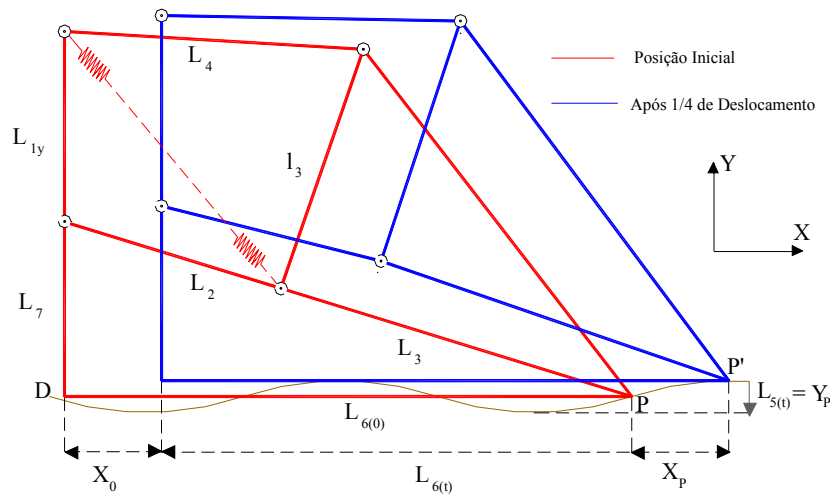


Figura 12: Equacionamento do perfil do solo.

Analisando a Figura 12, pode-se escrever a equação que definirá o posicionamento do disco cortador basal em função do micro-relevo do solo. Esta, foi escrita em função do perfil que a superfície do solo seguirá durante a passagem do cortador basal. Foram analisados três tipos de perfil de superfície de solo, simulando condições reais de campo encontrados nos canaviais passíveis de serem colhidos de forma mecânica. Os tipos de perfil e as funções que os descrevem são:

1º. Senoidal: $y_s(t) = A \text{Sen}\left(\frac{2\pi}{Ds}\right) Vt \dots\dots\dots(25)$

2º. Rampa ascendente: $y_s(t) = Tg(\alpha)Vt$ (26)

3º. Rampa descendente: $y_s(t) = -Tg(\alpha)Vt$ (27)

Em que:

y_s = cota correspondente a altura do perfil ($L_5(t)$) [m];

A = metade da amplitude do solo [m];

Ds = distância entre sulcos [m];

V = velocidade de deslocamento da máquina [m/s];

t = instante de tempo [s];

α = ângulo de inclinação da rampa [rad.];

Para todos os tipos de perfil, a maneira de se equacionar a posição do mecanismo, foi a mesma, mudando-se apenas a sua função. Assim sendo, a metodologia abaixo servirá para todos os três tipos de perfil, aqui, demonstrada para o perfil senoidal.

No desenvolvimento do equacionamento do perfil do solo, a cota correspondente a altura do perfil (y_s) foi representado pela equação de $L_5(t)$.

Primeiramente, foi considerado o mecanismo na posição $t = 0$ e depois, na posição correspondente a um deslocamento em dado instante t (Δt). O mecanismo deslocou a uma velocidade constante da posição $t = 0$ para a posição t (Δt). Será considerado para o desenvolvimento em questão, que o micro-relevo do solo descreverá um perfil senoidal, equação (25). A posição do mecanismo correspondente ao instante t é dada pela seguinte equação:

$$x_s = Vt \text{(28)}$$

A medida que a máquina desloca-se de $t = 0$ para t , inicia-se a elevação do perfil de solo. Desta forma, o extremo do disco cortador basal irá elevar-se, retraindo-se automaticamente um valor Δ_x dado pela seguinte equação

$$\Delta_x = \vec{L}_{6(0)} - \vec{L}_6(t) \text{(29)}$$

Assim sendo, substituindo as equações (28) e (29) em (25), obtém-se o vetor posição que descreve a altura do perfil de solo correspondente ao ponto $x[\vec{l}_5(t)]$, medido desde o plano de referência \overline{DP} .

$${}_I \vec{L}_5 = A \text{Sen} \left(\frac{2\pi}{D_S} \right) (X_S - \Delta_X) \dots\dots\dots(30)$$

$${}_I \vec{L}_5 = A \text{Sen} \left(\frac{2\pi}{D_S} \right) (V.t - \vec{L}_{6(0)} + \vec{L}_6(t)) \dots\dots\dots(31)$$

Substituindo \vec{L}_5 da equação (23), pela expressão de \vec{L}_5 da equação (31), tem-se:

$$L_2 \text{Sen} \theta_2 + L_3 \text{Sen} \theta_3 - [A \text{Sen} \left(\frac{2\pi}{D_S} \right) Vt - (\vec{L}_{6(0)} + \vec{L}_6(t))] + L_7 = 0 \dots\dots\dots(32)$$

3.3.1.5 Determinação das Velocidades (Linear Absoluta e Angular)

3.3.1.5.1 Velocidade angular das barras

O vetor de velocidade angular foi definido como a primeira derivada do vetor de posição na base inercial em relação ao tempo. É importante ressaltar que a derivada deste vetor deve ser sempre feita no sistema de referência inercial. Assim sendo, as velocidades angulares das barras, que aparecem nas equações (30) a (34) surgem por diferenciação das equações de posição (13), (14), (22), (23) e (24).

$$-L_2 \dot{\theta}_2 \text{Sen} \theta_2 - l_3 \dot{\theta}_{3a} \text{Sen} \theta_{3a} - L_4 \dot{\theta}_4 \text{Sen} \theta_4 = 0 \dots\dots\dots(33)$$

$$L_2 \dot{\theta}_2 \text{Cos} \theta_2 + l_3 \dot{\theta}_{3a} \text{Cos} \theta_{3a} + L_4 \dot{\theta}_4 \text{Cos} \theta_4 = 0 \dots\dots\dots(34)$$

$$-L_2 \dot{\theta}_2 \text{Sen} \theta_2 - L_3 \dot{\theta}_3 \text{Sen} \theta_3 - \dot{L}_6(t) = 0 \dots\dots\dots(35)$$

$$L_2 \dot{\theta}_2 \text{Cos} \theta_2 + L_3 \dot{\theta}_3 \text{Cos} \theta_3 - \dot{L}_5(t) = 0 \dots\dots\dots(36)$$

$$\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_{3a} = 0 \dots\dots\dots(37)$$

3.3.1.5.2 Velocidade Linear Absoluta do Centro de Massa dos Corpos

A velocidade linear absoluta do centro de massa dos corpos é determinada baseando-se nas relações geométricas dos movimentos executados pelos corpos, obedecendo as suas restrições físicas, que são as equações de vínculo, conforme ilustra as Figuras 13, 14 e 15.

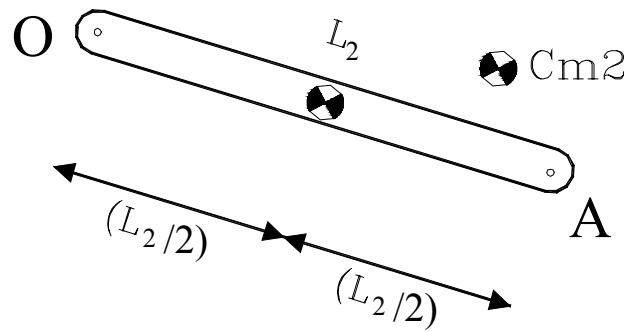


Figura 13: Localização do centros de massa da barra acionadora (L_2)

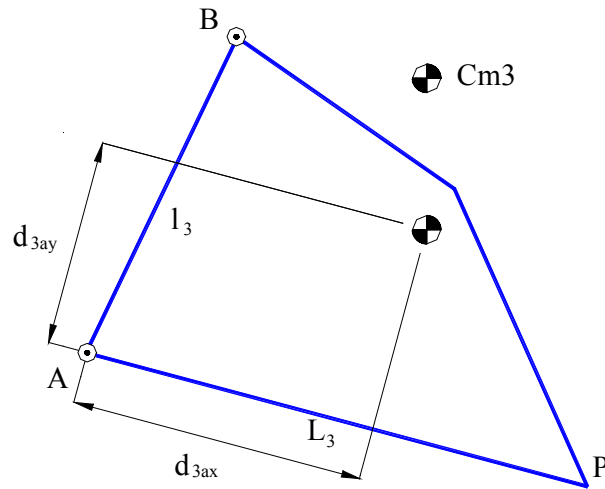


Figura 14: Localização do centros de massa da barra acionadora (L_3)

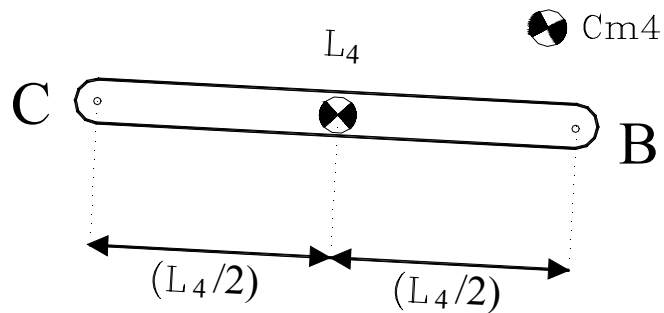


Figura 15: Localização do centros de massa da barra acionadora (L_4)

Esses vetores podem ser representados na base inercial (${}_I v_i$) ou móvel, (${}_{B_i} v_i$). Utilizando os conceitos de sistema móvel de referência, pode-se escrever de forma geral, este vetor, pela seguinte equação:

$${}_I \vec{v}_{cm} = {}_I \vec{v}_P + {}_I \vec{\dot{\theta}}_i \times {}_I \vec{r}_i + {}_I \vec{v}_{rel} \dots\dots\dots(38)$$

em que:

${}_I \vec{v}_{cm}$ = vetor velocidade linear absoluta do centro de massa de um corpo rígido [m/s];

${}_I \vec{v}_P$ = vetor velocidade linear absoluta de um ponto conhecido (“P”) do corpo rígido, onde a origem do sistema móvel está posicionada [m/s];

${}_I \vec{\dot{\theta}}_i$ = velocidade angular absoluta do corpo rígido [rad/s];

${}_I \vec{r}_i$ = vetor posição com origem no ponto conhecido (“P”) e destino no centro de massa do corpo rígido [m];

${}_I \vec{\dot{\theta}} \times \vec{r}_i$ = componente de velocidade tangencial do centro de massa do corpo rígido (produto vetorial da velocidade angular do sistema móvel pelo seu vetor posição, ambos descritos no sistema inercial) [m/s];

${}_I \vec{v}_{rel}$ = velocidade relativa do centro de massa do corpo [m/s].

3.3.1.5.2.1 Velocidade Linear Absoluta do Centro de Massa da Barra Acionadora (L₂)

Com o auxílio do sistema móvel B₂ solidário à barra acionadora, pode-se escrever que a velocidade absoluta de seu centro de massa é:

$${}_{B_2} \vec{v}_{Cm2} = {}_{B_2} \vec{v}_0 + {}_I \vec{\dot{\theta}}_2 \times {}_{B_2} \vec{r}_2 + {}_{B_2} \vec{v}_{2rel} \dots\dots\dots(39)$$

Considerando-se ${}_{B_2} \vec{v}_0$ e ${}_{B_2} \vec{v}_{2rel}$

$${}_B \vec{v}_{Cm} = {}_I \vec{\dot{\theta}} \times {}_B \vec{r} \dots\dots\dots(40)$$

Sendo:

$${}_{B_2} \dot{\vec{\theta}}_2 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_2 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{velocidade angular da barra 2 ;}$$

$${}_{B_2} \vec{r}_{OCm2} = \begin{Bmatrix} (L_2/2) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{vetor posição da distância do ponto O até o centro de massa da barra 2;}$$

Assim sendo, tem-se a seguinte velocidade no centro de massa da barra 2, na base B₂:

$${}_{B_2} \vec{v}_{Cm2} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_2 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} (L_2/2) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow {}_{B_2} \vec{v}_{Cm2} = \begin{Bmatrix} 0 \\ (L_2/2)\dot{\theta}_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(41)$$

Assim sendo, obtém-se as componentes da velocidade linear absoluta na base inercial do centro de massa da barra acionadora, pela seguinte equação:

$${}_I \vec{v}_{Cm2} = [T\theta_2]^T {}_{B_2} \vec{v}_{Cm2} \dots\dots\dots(42)$$

De onde chega-se que ${}_I \vec{v}_{Cm2}$ é:

$${}_I \vec{v}_{Cm2} = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 & 0 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ (L_2/2)\dot{\theta}_2 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -(L_2/2)\dot{\theta}_2 \sin\theta_2 \\ (L_2/2)\dot{\theta}_2 \cos\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$${}_I \vec{v}_{Cm2} = \begin{Bmatrix} -(L_2/2)\dot{\theta}_2 \sin\theta_2 \\ (L_2/2)\dot{\theta}_2 \cos\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(43)$$

3.3.1.5.2.2 Velocidade Linear Absoluta do Centro de Massa da Barra Acopladora (L₃)

Com o auxílio do sistema móvel B₃ solidário à barra acopladora, pode-se escrever que a velocidade absoluta de seu centro de massa é:

$${}_{B_3} \vec{v}_{Cm3} = {}_{B_3} \vec{v}_A + {}_{B_3} \dot{\vec{\theta}}_3 \times {}_{B_3} \vec{r}_{ACm3} + {}_{B_3} \vec{v}_{3rel} \dots\dots\dots(44)$$

Considerando-se ${}_{B_3} \vec{v}_{3rel}$

$${}_B \vec{v}_{Cm} = {}_B \vec{v}_A + {}_B \dot{\vec{\theta}} \times {}_B \vec{r}_{ACm} \dots\dots\dots(45)$$

Em que:

$${}_{B3}\dot{\vec{\theta}}_3 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_3 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{velocidade angular da barra 3;}$$

$${}_{B2}\vec{r}_{ACm3} = \begin{Bmatrix} d3ax \\ d3ay \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow d_{3ax} \text{ é a componente em x da distância do ponto A até o centro de massa da}$$

barra 3 e d_{3ay} é a componente y da distância do ponto A até o centro de massa da barra 3;

$${}_I\vec{v}_A = \begin{Bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2\text{Sen}\theta_2 \\ L_2\dot{\theta}_2\text{Cos}\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{velocidade linear absoluta do ponto A;}$$

tem-se a seguinte velocidade linear absoluta no centro de massa da barra 3, na base B_3 :

$${}_{B3}\vec{v}_{Cm3} = \begin{Bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2\text{Sen}\theta_2 \\ L_2\dot{\theta}_2\text{Cos}\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_3 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} d3ax \\ d3ay \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow {}_{B3}\vec{v}_{Cm3} \begin{Bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2\text{Sin}\theta_2 \\ L_2\dot{\theta}_2\text{Cos}\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -d3ay\dot{\theta}_3 \\ d3ax\dot{\theta}_3 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(46)$$

Assim sendo, obtém-se as componentes da velocidade linear absoluta na base inercial do centro de massa da barra acopladora, pela seguinte equação:

$${}_I\vec{v}_{Cm3} = \vec{v}_A + [T\theta_3]^T {}_{B3}\vec{v}_{Cm3} \dots\dots\dots(47)$$

$${}_I\vec{v}_{Cm3} = \begin{Bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2\text{Sen}\theta_2 \\ L_2\dot{\theta}_2\text{Cos}\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Cos}\theta_2 & -\text{Sen}\theta_2 & 0 \\ \text{Sen}\theta_2 & \text{Cos}\theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -d3ay\dot{\theta}_3 \\ d3ax\dot{\theta}_3 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow$$

$${}_I\vec{v}_{Cm3} = \begin{Bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2\text{Sen}\theta_2 \\ L_2\dot{\theta}_2\text{Cos}\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_3(-d3ax\text{Sen}\theta_3 - d3ay\text{Cos}\theta_3) \\ \dot{\theta}_3(d3ax\text{Cos}\theta_3 - d3ay\text{Sen}\theta_3) \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow$$

$${}_I\vec{v}_{Cm3} = \begin{Bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2\text{Sen}\theta_2 + \dot{\theta}_3(-d3ax\text{Sen}\theta_3 - d3ay\text{Cos}\theta_3) \\ L_2\dot{\theta}_2\text{Cos}\theta_2 + \dot{\theta}_3(d3ax\text{Cos}\theta_3 - d3ay\text{Sen}\theta_3) \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(48)$$

3.3.1.5.2.3 Velocidade Linear Absoluta do Centro de Massa da Barra Seguidora (L₄)

Com o auxílio do sistema móvel **B₄** solidário à barra seguidora, pode-se escrever que a velocidade absoluta de seu centro de massa é:

$${}_{B_4}\vec{v}_{cm4} = {}_{B_4}\vec{v}_C + {}_{B_4}\dot{\theta}_4 \times {}_{B_4}\vec{r}_{CCm4} + {}_{B_4}\vec{v}_{4rel} \dots\dots\dots(49)$$

Sendo ${}_{B_4}\vec{v}_C$ e ${}_{B_4}\vec{v}_{4rel} = 0$, obtém-se:

$${}_{B_4}\vec{v}_4 = {}_{B_4}\dot{\theta}_4 \times {}_{B_4}\vec{r}_{CCm4} \dots\dots\dots(50)$$

Sendo:

$${}_{B_4}\dot{\theta}_4 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_4 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{velocidade angular da barra 4;}$$

$${}_{B_4}\vec{r}_{CCm4} = \begin{Bmatrix} (L_4/2) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{vetor posição da distância do ponto C até o centro de massa da barra 4;}$$

Assim sendo, tem-se a seguinte expressão para velocidade no centro de massa da barra 4, na base B₄:

$${}_{B_4}\vec{r}_{CCm4} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_4 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} (L_4/2) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow {}_{B_4}\vec{v}_{Cm4} = \begin{Bmatrix} 0 \\ (L_4/2)\dot{\theta}_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(51)$$

Assim sendo, obtém-se as componentes da velocidade linear absoluta na base inercial do centro de massa da barra seguidora, pela seguinte equação:

$${}_I\vec{v}_{Cm4} = [T\theta_4]^T {}_{B_4}\vec{v}_{Cm4} \dots\dots\dots(52)$$

De onde chega-se que ${}_I\vec{v}_{Cm4}$ é:

$${}_I\vec{v}_{Cm4} = \begin{bmatrix} \cos\theta_4 & -\sin\theta_4 & 0 \\ \sin\theta_4 & \cos\theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ (L_4/2)\dot{\theta}_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow {}_I\vec{v}_{Cm4} = \begin{Bmatrix} -(L_4/2)*\dot{\theta}_4*\sin\theta_4 \\ (L_4/2)*\dot{\theta}_4*\cos\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(53)$$

3.3.1.6 Determinação das Acelerações

3.3.1.6.1 Aceleração Angular das Barras

O vetor aceleração absoluta foi definido como a derivada segunda do vetor de posição na base inercial em relação ao tempo. A solução das equações (30) a (34) fornece as velocidades $\dot{\theta}_2, \dot{\theta}_3, \dot{\theta}_4$ e $\dot{L}_6(t)$ e suas derivadas geram as equações de (54) a (58) de cuja solução surgem as acelerações $\ddot{\theta}_2, \ddot{\theta}_3, \ddot{\theta}_4$ e $\ddot{L}_6(t)$.

$$-L_2\ddot{\theta}_2\text{Sen}\theta_2 - L_2\dot{\theta}_2^2\text{Cos}\theta_2 - l_3\ddot{\theta}_{3a}\text{Sen}\theta_{3a} - l_3\dot{\theta}_{3a}^2\text{Cos}\theta_{3a} - L_4\ddot{\theta}_4\text{Sen}\theta_4 - L_4\dot{\theta}_4^2\text{Cos}\theta_4 = 0 \dots\dots\dots(54)$$

$$L_2\ddot{\theta}_2\text{Cos}\theta_2 - L_2\dot{\theta}_2^2\text{Sen}\theta_2 + l_3\ddot{\theta}_{3a}\text{Cos}\theta_{3a} - l_3\dot{\theta}_{3a}^2\text{Sen}\theta_{3a} + L_4\ddot{\theta}_4\text{Cos}\theta_4 - L_4\dot{\theta}_4^2\text{Sen}\theta_4 = 0 \dots\dots\dots(55)$$

$$-L_2\ddot{\theta}_2\text{Sen}\theta_2 - L_2\dot{\theta}_2^2\text{Cos}\theta_2 - L_3\ddot{\theta}_3\text{Sen}\theta_3 - L_3\dot{\theta}_3^2\text{Cos}\theta_3 - \ddot{L}_6(t) = 0 \dots\dots\dots(56)$$

$$-L_2\ddot{\theta}_2\text{Cos}\theta_2 - L_2\dot{\theta}_2^2\text{Sen}\theta_2 + L_3\ddot{\theta}_3\text{Cos}\theta_3 - L_3\dot{\theta}_3^2\text{Sen}\theta_3 - \ddot{L}_5(t) = 0 \dots\dots\dots(57)$$

$$\ddot{\theta}_3 - \ddot{\theta}_{3a} = 0 \dots\dots\dots(58)$$

3.3.1.6.2 Aceleração Linear Absoluta do Centro de Massa das Barras

A aceleração linear absoluta do centro de massa dos corpos é determinada baseando-se nas relações geométricas dos movimentos executados pelos corpos, obedecendo as suas restrições físicas, que são as equações de vínculo, conforme ilustra a Figura 11, 12 e 13. Esses vetores podem ser representados na base inercial \mathbf{I}_i ou móvel, \mathbf{B}_i . Utilizando os conceitos de sistema móvel de referência, pode-se escrever de forma geral, este vetor, pela seguinte equação:

$${}_I\vec{a}_{cmi} = {}_I\vec{a}_p + {}_I\dot{\theta}_i \times {}_I\dot{\theta}_i \times \vec{r}_i + {}_I\ddot{\theta}_i \times \vec{r}_i + 2{}_I\dot{\theta}_i \times {}_I\vec{v}_{irel} + {}_I\vec{a}_{irel} \dots\dots\dots(59)$$

onde:

${}_I\vec{a}_{cmi}$ = vetor aceleração linear absoluta do centro de massa de um corpo rígido [m/s^2];

${}_I\vec{a}_p$ = vetor aceleração linear absoluta de um ponto conhecido (“P”) do corpo rígido, onde a origem do sistema móvel está posicionada [m/s^2];

${}_I\dot{\theta}_i$ = velocidade angular absoluta do corpo rígido [rad/s];

${}_I \vec{r}_i$ = vetor posição com origem no ponto conhecido (“P”) e destino no centro de massa do corpo rígido [m];

${}_I \ddot{\theta}_2$ = aceleração angular absoluta do corpo rígido [rad/s²];

${}_I \vec{v}_{rel}$ = velocidade relativa do centro de massa do corpo rígido i em relação ao ponto conhecido (“P”) do corpo rígido, onde a origem do sistema móvel está posicionada [m/s];

${}_I \vec{a}_{rel}$ = aceleração relativa do centro de massa do corpo rígido i em relação ao ponto conhecido (“P”) do corpo rígido, onde a origem do sistema móvel está posicionada [m/s²];

${}_I \ddot{\theta}_2 \times_I \vec{r}_i$ = componente de aceleração tangencial do centro de massa do corpo rígido (produto vetorial da velocidade angular do sistema móvel pelo seu vetor posição, ambos descritos no sistema inercial) [m/s²];

${}_I \dot{\theta}_i \times_I \dot{\theta}_i \times_I \vec{r}_i$ = componente de aceleração centrífuga do centro de massa do corpo rígido (produto vetorial da velocidade angular do sistema móvel pelo seu vetor posição, ambos descritos no sistema inercial) [m/s²];

$2 \times_I \dot{\theta}_i \times_I \vec{v}_{rel} + {}_I \vec{a}_{irel}$ = componente de aceleração de coriolis do corpo rígido [m/s²]

Assim sendo, as velocidades dos centros de massa para os corpos do sistema mecânico em estudo serão dadas por:

3.3.1.6.2.1 Aceleração Linear Absoluta do Centro de Massa da Barra Acionadora (L₂)

Com o auxílio do sistema de referência inercial, para a barra acionadora, pode-se escrever a seguinte equação que representa a aceleração linear absoluta de seu centro de massa:

$${}_I \vec{a}_{cm2} = {}_I \vec{a}_o + {}_I \dot{\theta}_2 \times_I \dot{\theta}_2 \times_I \vec{r}_{OCm2} + {}_I \ddot{\theta}_2 \times_I \vec{r}_{OCm2} + 2 {}_I \dot{\theta}_2 \times_I \vec{v}_{2rel} + {}_I \vec{a}_{2rel} \dots\dots\dots(60)$$

Considerando-se ${}_I \vec{a}_o = 0$ e $2 {}_I \dot{\theta}_2 \times_I \vec{v}_{2rel} + {}_I \vec{a}_{2rel} = 0$ e, tem-se a seguinte expressão para a aceleração linear absoluta do centro de massa da barra 2:

$${}_I \vec{a}_{cm2} = {}_I \dot{\theta}_2 \times_I \dot{\theta}_2 \times_I \vec{r}_{OCm2} + {}_I \ddot{\theta}_2 \times_I \vec{r}_{OCm2} \dots\dots\dots(61)$$

Sendo:

$${}_{B_2}\dot{\theta}_2 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_2 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{velocidade angular da barra 2;}$$

$${}_{B_2}\ddot{\theta}_2 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{aceleração angular da barra 2 ;}$$

$${}_{B_2}\vec{r}_{OCm2} = \begin{Bmatrix} (L_2/2) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{vetor posição da distância do ponto O até o centro de massa da barra 2;}$$

Passando o vetor ${}_{B_2}\vec{r}_{OCm2}$ da base B_2 para a inercial, multiplicando-o pela sua matriz de transformação de coordenadas transposta através da seguinte expressão:

$${}_I\vec{r}_{OCm2} = [T\theta_2]^T {}_{B_2}\vec{r}_{OCm2} \dots\dots\dots(62)$$

De onde chega-se que ${}_I\vec{r}_{OCm2}$ é:

$${}_I\vec{r}_{OCm2} = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 & 0 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (L_2/2) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} (L_2/2)\cos\theta_2 \\ (L_2/2)\sin\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(63)$$

Substituindo os termos da equação (61), obtém-se a expressão:

$${}_I\vec{a}_{cm2} = \begin{matrix} \text{A} & \text{B} & \text{C} & \text{D} & \text{E} \end{matrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_2 \end{Bmatrix} \times \left(\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_2 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} (L_2/2)\cos\theta_2 \\ (L_2/2)\sin\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \right) + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} (L_2/2)\cos\theta_2 \\ (L_2/2)\sin\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(64)$$

Fazendo o produto vetorial B x C, tem-se o vetor \vec{BC}

$$\vec{BC} = \begin{Bmatrix} -(L_2/2)\dot{\theta}_2\sin\theta_2 \\ (L_2/2)\dot{\theta}_2\cos\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(65)$$

Fazendo o produto vetorial A x BC, tem-se o vetor \vec{ABC}

$$\overrightarrow{ABC} = \begin{Bmatrix} -(L_2/2)\dot{\theta}_2 \text{Cos} \theta_2 \\ -(L_2/2)\dot{\theta}_2 \text{ein} \theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (66)$$

Fazendo o produto vetorial D x E, tem-se o vetor \overrightarrow{DE}

$$\overrightarrow{DE} = \begin{Bmatrix} -(L_2/2)\ddot{\theta}_2 \text{Sen} \theta_2 \\ (L_2/2)\ddot{\theta}_2 \text{Cos} \theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (67)$$

Somando-se os vetores \overrightarrow{ABC} e \overrightarrow{DE} , tem-se ${}_I \vec{a}_{cm2}$:

$${}_I \vec{a}_{cm2} = \begin{Bmatrix} -(L_2/2)\dot{\theta}_2 \text{Cos} \theta_2 \\ -(L_2/2)\dot{\theta}_2 \text{ein} \theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -(L_2/2)\ddot{\theta}_2 \text{Sen} \theta_2 \\ (L_2/2)\ddot{\theta}_2 \text{Cos} \theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (68)$$

Assim sendo, obtém-se a seguinte equação que representa as componentes horizontal e vertical da aceleração linear absoluta no centro de massa da barra acionadora (L₂).

$${}_I \vec{a}_{cm2} = \begin{Bmatrix} -(L_2/2)\dot{\theta}_2^2 \text{Cos} \theta_2 - (L_2/2)\ddot{\theta}_2 \text{Sen} \theta_2 \\ -(L_2/2)\dot{\theta}_2^2 \text{Sen} \theta_2 + (L_2/2)\ddot{\theta}_2 \text{Cos} \theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (69)$$

3.3.1.6.2.2 Aceleração Linear Absoluta do Centro de Massa da Barra Acopladora (L₃)

Com o auxílio do sistema de referência inercial, para a barra acopladora, pode-se escrever a seguinte equação que representa a aceleração linear absoluta de seu centro de massa:

$${}_I \vec{a}_{cm3} = {}_I \vec{a}_A + {}_I \dot{\theta}_3 \times {}_I \dot{\theta}_3 \times {}_I \vec{r}_{ACm3} + {}_I \ddot{\theta}_3 \times {}_I \vec{r}_{ACm3} + 2 {}_I \dot{\theta}_3 \times {}_I \vec{v}_{3rel} + {}_I \vec{a}_{3rel} \dots\dots\dots (70)$$

Considerando-se $2 {}_I \dot{\theta}_3 \times {}_I \vec{v}_{3rel} + {}_I \vec{a}_{3rel} = 0$

Desta forma, obtém-se a seguinte expressão para a aceleração linear absoluta do centro de massa da acionadora (L₂):

$${}_I \vec{a}_{cm2} = {}_I \vec{a}_A + {}_I \dot{\theta}_3 \times {}_I \dot{\theta}_3 \times {}_I \vec{r}_{ACm3} + {}_I \ddot{\theta}_2 \times {}_I \vec{r}_{ACm3} \dots\dots\dots (71)$$

Sendo:

$${}_I \vec{a}_A = \begin{Bmatrix} -L_2 \dot{\theta}_2^2 \text{Cos} \theta_2 - L_2 \ddot{\theta}_2 \text{Sen} \theta_2 \\ -L_2 \dot{\theta}_2^2 \text{Sen} \theta_2 + L_2 \ddot{\theta}_2 \text{Cos} \theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{aceleração linear absoluta do ponto "A"};$$

$${}_{B_3} \dot{\theta}_3 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_3 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{velocidade angular da barra 3};$$

$${}_{B_3} \ddot{\theta}_3 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\theta}_3 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{aceleração angular da barra 3};$$

$${}_{B_3} \vec{r}_{ACm3} = \begin{Bmatrix} d3ax \\ d3ay \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow \text{vetor posição da distância do ponto A até o centro de massa da barra 3};$$

Passando o vetor ${}_{B_3} \vec{r}_{ACm3}$ da base B_3 para a inercial, multiplicando-o pela sua matriz de transformação de coordenadas transposta através da seguinte expressão:

$${}_{B_2} \vec{r}_{ACm3} = [T\theta_3]^T {}_{B_2} \vec{r}_{ACm3} \dots \dots \dots (72)$$

De onde chega-se que ${}_I \vec{r}_{ACm3}$ é:

$$\begin{aligned} {}_I \vec{r}_{ACm3} &= \begin{bmatrix} \text{Cos} \theta_3 & -\text{Sen} \theta_3 & 0 \\ \text{Sen} \theta_3 & \text{Cos} \theta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d3ax \\ d3ay \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} d3ax \text{Cos} \theta_3 - d3ay \text{Sen} \theta_3 \\ d3ay \text{Sen} \theta_3 + d3ax \text{Cos} \theta_3 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow \\ {}_I \vec{r}_{ACm3} &= \begin{Bmatrix} d3ax \text{Cos} \theta_3 - d3ay \text{Sen} \theta_3 \\ d3ay \text{Sen} \theta_3 + d3ax \text{Cos} \theta_3 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} {}_I d3ax \\ {}_I d3ay \\ 0 \end{Bmatrix} \dots \dots \dots (73) \end{aligned}$$

Substituindo os termos da equação (72), obtém-se a expressão:

$${}_I \vec{a}_{cm3} = {}_I \vec{a}_A + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_3 \end{Bmatrix} \times \left(\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_3 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} {}_I d3ax_3 \\ {}_I d3ay \\ 0 \end{Bmatrix} \right) + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\theta}_3 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} {}_I d3ax_3 \\ {}_I d3ay \\ 0 \end{Bmatrix} \dots \dots \dots (74)$$

Fazendo o produto vetorial B x C, tem-se o vetor \overrightarrow{BC}

$$\overrightarrow{BC} = \begin{Bmatrix} -{}_1d3ay\dot{\theta}_3 \\ {}_1d3ax\dot{\theta}_3 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(75)$$

Fazendo o produto vetorial A x BC, tem-se o vetor \overrightarrow{ABC}

$$\overrightarrow{ABC} = \begin{Bmatrix} -{}_1d3ax\dot{\theta}_3^2 \\ -d3ay{}_1\dot{\theta}_3^2 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(76)$$

Fazendo o produto vetorial D x E, tem-se o vetor \overrightarrow{ED}

$$\overrightarrow{ED} = \begin{Bmatrix} -{}_1d3ay\dot{\theta}_3 \\ {}_1d3ax\dot{\theta}_3 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(77)$$

Somando-se os vetores ${}_1\vec{a}_A$, \overrightarrow{ABC} e \overrightarrow{DE} , obtém-se a equação (78) que representa as componentes horizontal e vertical da aceleração linear absoluta no centro de massa da barra acopladora (L₃)

$$\begin{aligned} {}_1\vec{a}_{cm3} &= \begin{Bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2^2 \text{Cos}\theta_2 - L_2\ddot{\theta}_2 \text{Sen}\theta_2 \\ -L_2\dot{\theta}_2^2 \text{Sen}\theta_2 + L_2\ddot{\theta}_2 \text{Cos}\theta_2 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -{}_1d3ax\dot{\theta}_3^2 \\ -{}_1d3ay\dot{\theta}_3^2 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -{}_1d3ay\ddot{\theta}_3 \\ {}_1d3ax\ddot{\theta}_3 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow \\ {}_1\vec{a}_{cm3} &= \begin{Bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2^2 \text{Cos}\theta_2 - L_2\ddot{\theta}_2 \text{Sen}\theta_2 - \ddot{\theta}_3({}_1d3ay - {}_1d3ax\dot{\theta}_3^2) \\ -L_2\dot{\theta}_2^2 \text{Sen}\theta_2 + L_2\ddot{\theta}_2 \text{Cos}\theta_2 + \ddot{\theta}_3({}_1d3ax - d3ay\dot{\theta}_3^2) \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(78) \end{aligned}$$

3.3.1.6.2.3 Aceleração linear absoluta do centro de massa da barra seguidora (L₄)

Com o auxílio do sistema de referência inercial, para a barra seguidora, pode-se escrever a seguinte equação que representa a aceleração linear absoluta de seu centro de massa:

$${}_1\vec{a}_{cm4} = {}_1\vec{a}_C + {}_1\dot{\theta}_4 \times {}_1\dot{\theta}_4 \times {}_1\vec{r}_{OCm4} + {}_1\ddot{\theta}_4 \times {}_1\vec{r}_{OCm4} + 2{}_1\dot{\theta}_4 \times {}_1\vec{v}_{Cm4rel} + {}_1\vec{a}_{Cm4rel} \dots\dots\dots(79)$$

Considerando-se ${}_I \vec{a}_C = 0 \dots 2 \dot{\theta}_4 \times_I \vec{v}_{Cn4rel} + {}_I \vec{a}_{Cm4rel} = 0$, tem-se a seguinte expressão para a aceleração linear absoluta do centro de massa da barra 4:

$${}_I \vec{a}_{cm4} = {}_I \dot{\theta}_4 \times_I \dot{\theta}_4 \times_I \vec{r}_{OCm4} + {}_I \ddot{\theta}_4 \times_I \vec{r}_{OCm4} \dots \dots \dots (80)$$

Sendo:

$${}_{B4} \dot{\theta}_4 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_4 \end{Bmatrix} \text{ (velocidade angular da barra 4) ;}$$

$${}_{B4} \ddot{\theta}_4 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\theta}_4 \end{Bmatrix} \text{ (aceleração angular da barra 4) ;}$$

$${}_{B4} \vec{r}_{OCm4} = \begin{Bmatrix} -(L_4/2) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \text{ (vetor posição da distância do ponto C até o centro de massa da barra 4),}$$

tem-se a seguinte velocidade no centro de massa da barra 2, na base B₂.

Passando o vetor ${}_{B4} \vec{r}_{CCm4}$ da base B₄ para a inercial, multiplicando-o pela sua matriz de transformação de coordenadas transposta através da seguinte expressão:

$${}_I \vec{r}_{CCm4} = [T\theta_4]^T {}_{B4} \vec{r}_{OCm4} \dots \dots \dots (81)$$

De onde chega-se que ${}_I \vec{r}_{CCm4}$ é:

$${}_I \vec{r}_{OCm4} = \begin{bmatrix} \cos\theta_4 & -\sin\theta_4 & 0 \\ \sin\theta_4 & \cos\theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} -(L_4/2) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -(L_4/2)\cos\theta_4 \\ -(L_4/2)\sin\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots \dots \dots (82)$$

Substituindo os termos da equação (81), obtém-se a expressão:

$${}_I \vec{a}_{cm4} = \begin{matrix} \text{A} & \text{B} & \text{C} & \text{D} & \text{E} \end{matrix} \left\{ \begin{matrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_4 \end{matrix} \right\} \times \left\{ \begin{matrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_4 \end{matrix} \right\} \times \begin{Bmatrix} -(L_4/2)\cos\theta_4 \\ -(L_4/2)\sin\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{matrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\theta}_4 \end{matrix} \times \begin{Bmatrix} -(L_4/2)\cos\theta_4 \\ -(L_4/2)\sin\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots \dots \dots (83)$$

Fazendo-se o produto vetorial BxC, , tem-se o vetor \vec{BC} :

$$\overrightarrow{BC} = \begin{Bmatrix} (L_4/2)\dot{\theta}_4 \text{Sen}\theta_4 \\ -(L_4/2)\dot{\theta}_4 \text{Cos}\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(84)$$

Fazendo-se o produto vetorial $A \times BC$, , tem-se o vetor \overrightarrow{ABC} :

$$\overrightarrow{ABC} = \begin{Bmatrix} (L_4/2)\dot{\theta}_4^2 \text{Cos}\theta_4 \\ (L_4/2)\dot{\theta}_4^2 \text{Sen}\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(85)$$

Fazendo-se o produto vetorial $D \times E$, tem-se o vetor \overrightarrow{DE} :

$$\overrightarrow{DE} = \begin{Bmatrix} (L_4/2)\ddot{\theta}_4 \text{Sen}\theta_4 \\ -(L_4/2)\ddot{\theta}_4 \text{Cos}\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(86)$$

Somando-se os vetores \overrightarrow{ABC} e \overrightarrow{DE} , obtém-se a equação (87) que representa as componentes horizontal e vertical da aceleração linear absoluta no centro de massa da barra seguidora (L_4).

$${}_I \vec{a}_{cm4} = \begin{Bmatrix} (L_4/2)\dot{\theta}_4^2 \text{Cos}\theta_4 \\ (L_4/2)\dot{\theta}_4^2 \text{Sen}\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} (L_4/2)\ddot{\theta}_4 \text{Sen}\theta_4 \\ -(L_4/2)\ddot{\theta}_4 \text{Cos}\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow$$

$${}_I \vec{a}_{cm4} = \begin{Bmatrix} (L_4/2)\dot{\theta}_4^2 \text{Cos}\theta_4 + (L_4/2)\ddot{\theta}_4 \text{Sen}\theta_4 \\ (L_4/2)\dot{\theta}_4^2 \text{Sen}\theta_4 - (L_4/2)\ddot{\theta}_4 \text{Cos}\theta_4 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(87)$$

Ao final da modelagem matemática pela análise cinemática do sistema mecânico, serão obtidas as velocidades e acelerações angulares e as velocidades e acelerações lineares dos centros de massa das barras. Como já visto anteriormente, a obtenção destas variáveis é fundamental para se escrever a equação de movimento que governa o mecanismo proposto.

3.3.2. Método de Newton-Euler - Análise Dinâmica

A análise dinâmica tem como objetivo determinar as reações nas articulações e a força de interação perfil-disco (força normal de reação do perfil no ponto de contato) que, inclusive, constituiu-se na função objetivo a ser minimizada.

As equações de equilíbrio dinâmico, baseadas nas leis de Newton-Euler, conforme SANTOS (2001), foram escritas para cada uma das barras usando o diagrama de corpo livre. A parte dinâmica do método baseia-se fundamentalmente nas equações (88) e (89). Como produto final do método, obteremos as equações diferenciais de movimento e as reações dinâmicas nos apoios.

$$\sum F_i = m_i \bar{a}_i \dots\dots\dots(88)$$

$$\sum T_i = I_i \ddot{\theta}_i \dots\dots\dots(89)$$

Onde :

F_i = Forças externas nas articulações de cada barra “i” [N];

T_i = Momentos externos em relação aos centros de massa das barras “i” [N.m];

m_i = Massa das barras “i” [kg];

I_i = Momento de inércia polar de cada barra “i” [kg/m²]

\bar{a}_i = Aceleração de translação do centro de massa da barra “i” [m/s²];

$\ddot{\theta}_i$ = Aceleração de rotação do centro de massa da barra “i” [rad/s²].

Para melhor detalhar a forma como as equações do equilíbrio dinâmico foram desenvolvidas, o diagrama de corpo livre de cada barra do mecanismo foi desenhado e analisado isoladamente, como mostra a seguir:

3.3.2.1 Equilíbrio das Forças e Momentos da Barra Acionadora (L₂)

Através do diagrama de corpo livre da barra acionadora (L₂), mostrado pela Figura 16, pode-se escrever as equações do equilíbrio dinâmico para esta barra conforme mostra a seguir:

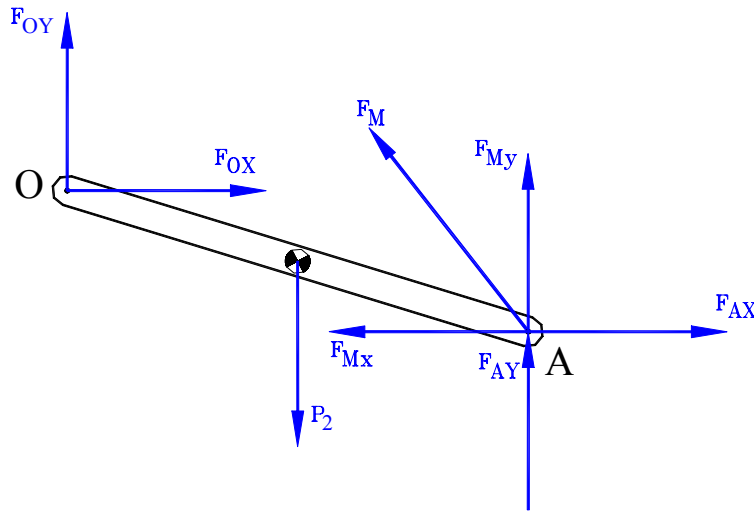


Figura 16: Diagrama de corpo livre para acionadora ou barra 2

O equacionamento do ângulo da mola, expressado por (ε) encontra-se detalhadamente descrito no Apêndice VI.

Assim sendo, podemos escrever as seguintes equações de equilíbrio dinâmico para a barra acionadora ou barra L₂:

$$\sum F_{2X} = F_{OX} + F_{AX} - F_M \cos(\varepsilon) - m_2 a_{(x)cm2} \dots\dots\dots(90)$$

$$\sum F_{2Y} = F_{OY} + F_{AY} + F_M \sin(\varepsilon) - m_2 g - m_2 a_{(y)cm2} \dots\dots\dots(91)$$

$$\sum T_2 = -F_{OX} \left(\frac{L_2}{2}\right) \cos(\theta_2) - F_{OY} \left(\frac{L_2}{2}\right) \sin(\theta_2) + F_{AX} \left(\frac{L_2}{2}\right) \cos(\theta_2) + F_{AY} \left(\frac{L_2}{2}\right) \sin(\theta_2) + F_M \sin(\varepsilon) \left(\frac{L_2}{2}\right) \cos(\theta_2) - F_M \cos(\varepsilon) \left(\frac{L_2}{2}\right) \sin(\theta_2) - I_{2ZZ} \ddot{\theta}_2 \dots\dots\dots(92)$$

3.3.2.2 Equilíbrio das Forças e Momentos da Barra Acopladora (L₃)

Através do diagrama de corpo livre da barra acopladora (L₃), mostrado pela Figura 17, pode-se escrever as equações do equilíbrio dinâmico para esta barra conforme mostra a seguir:

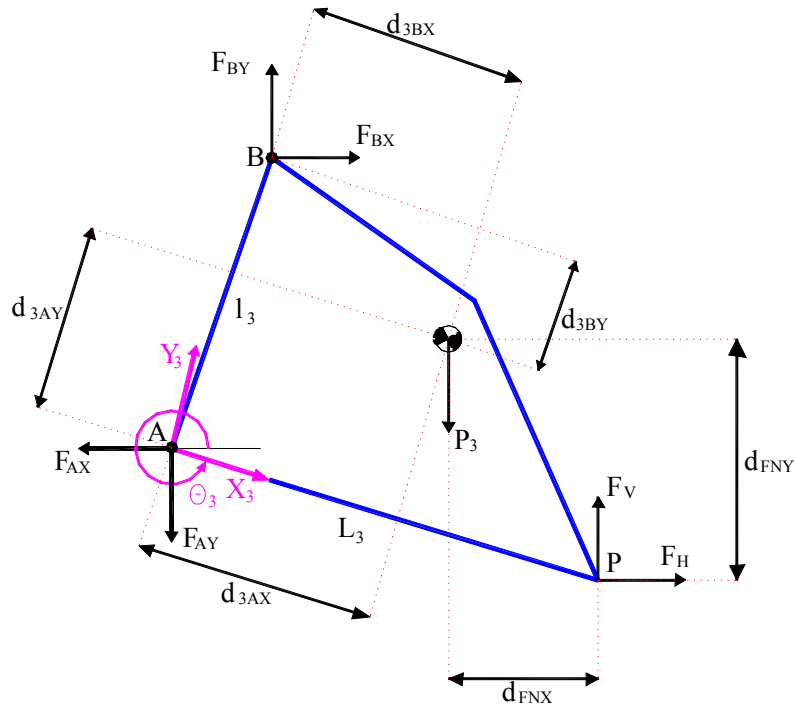


Figura 17: Diagrama de corpo livre para barra 3 ou acopladora

O equacionamento da posição angular da tangente do perfil no ponto de contato, expressado por (β) encontra-se detalhadamente descrito no Apêndice VII.

Assim sendo, podemos escrever as seguintes equações de equilíbrio dinâmico para a barra acopladora ou barra L_3 :

$$\sum F_{3X} = -F_{AX} + F_{BX} - F_N \text{Sen}(\beta) - m_2 a_{(x)cm3} \dots\dots\dots(93)$$

$$\sum F_{3Y} = -F_{AY} + F_{BY} + F_N \text{Cos}(\beta) - m_2 g - m_2 a_{(y)cm3} \dots\dots\dots(94)$$

$$\sum T_3 = -F_{AX} l_{3AY} + F_{AY} l_{3AX} - F_{BX} l_{3AY} - F_{BY} l_{3AX} - F_N \text{Sen}(\beta) l_{3FNY} + F_N \text{Cos}(\beta) l_{3FNX} - I_{3ZZ} \ddot{\theta}_3 \dots\dots\dots(95)$$

3.3.2.3 Equilíbrio das Forças e Momentos da Barra Seguidora (L_4)

Através do diagrama de corpo livre da barra seguidora (L_4), mostrado pela Figura 18, pode-se escrever as equações do equilíbrio dinâmico para esta barra conforme mostra a seguir:

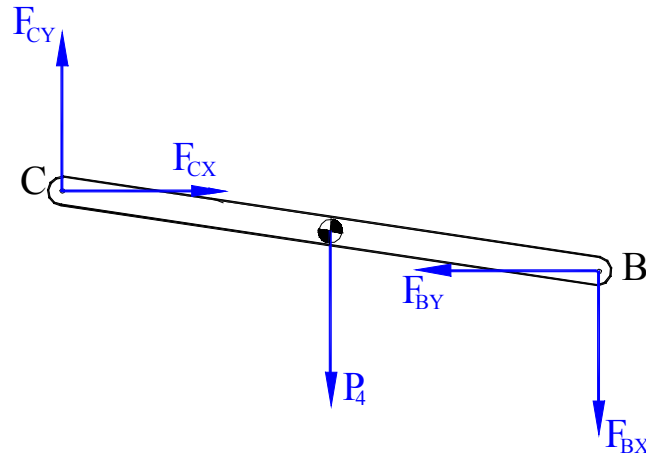


Figura 18: Diagrama de corpo livre para barra 2 ou acionadora

Assim sendo, podemos escrever as seguintes equações de equilíbrio dinâmico para a barra acionadora ou barra L_2 :

$$\sum F_{4X} = F_{CX} - F_{BX} - m_4 a_{(x)cm4} \dots\dots\dots(96)$$

$$\sum F_{4Y} = F_{CY} - F_{BY} - m_4 g - m_4 a_{(y)cm4} \dots\dots\dots(97)$$

$$\sum T_4 = -F_{CX} \left(\frac{L_4}{2} \right) \text{Sen}(\theta_4) - F_{CY} \left(\frac{L_4}{2} \right) \text{Cos}(\theta_4) - F_{BX} \left(\frac{L_4}{2} \right) \text{Sen}(\theta_4) - F_{BY} \left(\frac{L_4}{2} \right) \text{Cos}(\theta_4) - I_{4ZZ} \ddot{\theta}_4 \dots\dots(98)$$

Ao final do equacionamento dinâmico pelo método de Newton-Euler, obtém-se um sistema com nove equações algébricas lineares cujas incógnitas são as reações nas articulações e a força de interação perfil-disco (força normal de reação do perfil no ponto de contato). Este sistema, formado pelas equações (92) a (100), pode ser elucidado sob forma matricial e solucionado para obtenção das incógnitas (F_{OX} , F_{OY} , F_{AX} , F_{AY} , F_{BX} , F_{BY} , F_{CX} , F_{CY} e F_N) em função do tempo. Desta forma, o sistema supra mencionado apresenta-se da seguinte forma:

$$[A][x] = [b] \dots\dots\dots(99)$$

onde:

$[A]$ = Matriz quadrada dos parâmetros de posição e propriedades das barras;

$[x]$ = Vetor coluna das forças nas articulações e na ponta do disco do cortador basal;

$[b]$ = Vetor coluna das forças e momentos (torques) conhecidos.

Substituindo as nove equações (90) a (98) em (99), obtém-se a forma matricial explícita do sistema algébrico linear. Este desenvolvimento bem como as componentes de força vertical e horizontal da mola, comprimento da mola, ângulo da mola, distâncias horizontais e verticais dos centros de massa das barras aos pontos de referência, força vertical e horizontal de reação do perfil etc., apresentam-se desenvolvidos ao final deste trabalho nos Apêndices.

3.4. Simulação dos Modelos Dinâmicos

O objetivo final deste trabalho, que procura a flutuação do mecanismo sobre o perfil, com afastamentos ou afundamentos mínimos, será atingido a medida que a estrutura de sustentação do mecanismo de corte basal consiga fazer com que o mesmo mantenha contato, o mais contínuo possível com o perfil. Esse resultado será obtido na medida que a magnitude da força de interação entre o mecanismo e o perfil seja mínima, e não nula, durante o movimento do cortador sobre as irregularidades do perfil.

Os modelos dinâmicos desenvolvidos visaram, em princípio, a simulação do desempenho de flutuação do mecanismo mas, principalmente, viabilizar o processo de otimização do mesmo já que o processo de aprimoramento intuitivo, mesmo utilizando recursos de simulação, torna-se um processo demorado e não sempre bem sucedido. Como resultado de saída do modelo, tem-se as reações nas articulações e a reação do perfil no ponto de contato com o disco de corte, força esta que constitui a função objetivo do processo de otimização.

O mecanismo projetado inicialmente teve seu modelo dinâmico simulado no programa computacional científico Mathematica®, versão 3.0 e teve como característica em seu modelo o contato contínuo (obrigatoriamente) com o perfil. Posteriormente, o modelo passou a ser desenvolvido no programa computacional científico Matlab®, versão 5.0 e, de forma tal, que essa condição de contato contínuo forçado deixou de existir.

3.4.1. Parâmetros Variados para as Simulações

Para todas as simulações realizadas, foram utilizadas as seguintes variáveis para se verificar o desempenho de flutuação do mecanismo, que foram as mesmas utilizadas nos ensaios experimentais:

1. Tipos de Perfis

- Senoidal;
- Rampa ascendente;
- Rampa descendente.

2. Amplitude dos Perfis

- 25 [mm];
- 50 [mm].

3. Velocidades de Avanço da Máquina

- 0,68 [m/s];
- 1,12 [m/s];
- 1,48 [m/s];
- 1,82 [m/s];
- 2,20 [m/s].

3.4.2. Simulação da Força Normal (F_n) para o Mecanismo Inicial

Como já mencionado anteriormente, a simulação dinâmica do mecanismo inicial visou obter o seu desempenho de flutuação, cujos resultados serviram de base para o início do processo de otimização do mecanismo pela minimização da força normal de reação do perfil.

As equações do modelo dinâmico foram programadas utilizando-se linguagem simbólica do programa computacional científico *Mathematica*®, versão 3.0. e levando-se em consideração que havia contato contínuo entre o mecanismo e o solo. O programa base encontra-se listado no Apêndice II, cujo fluxograma encontra-se a seguir, mostrado pela Figura 19.

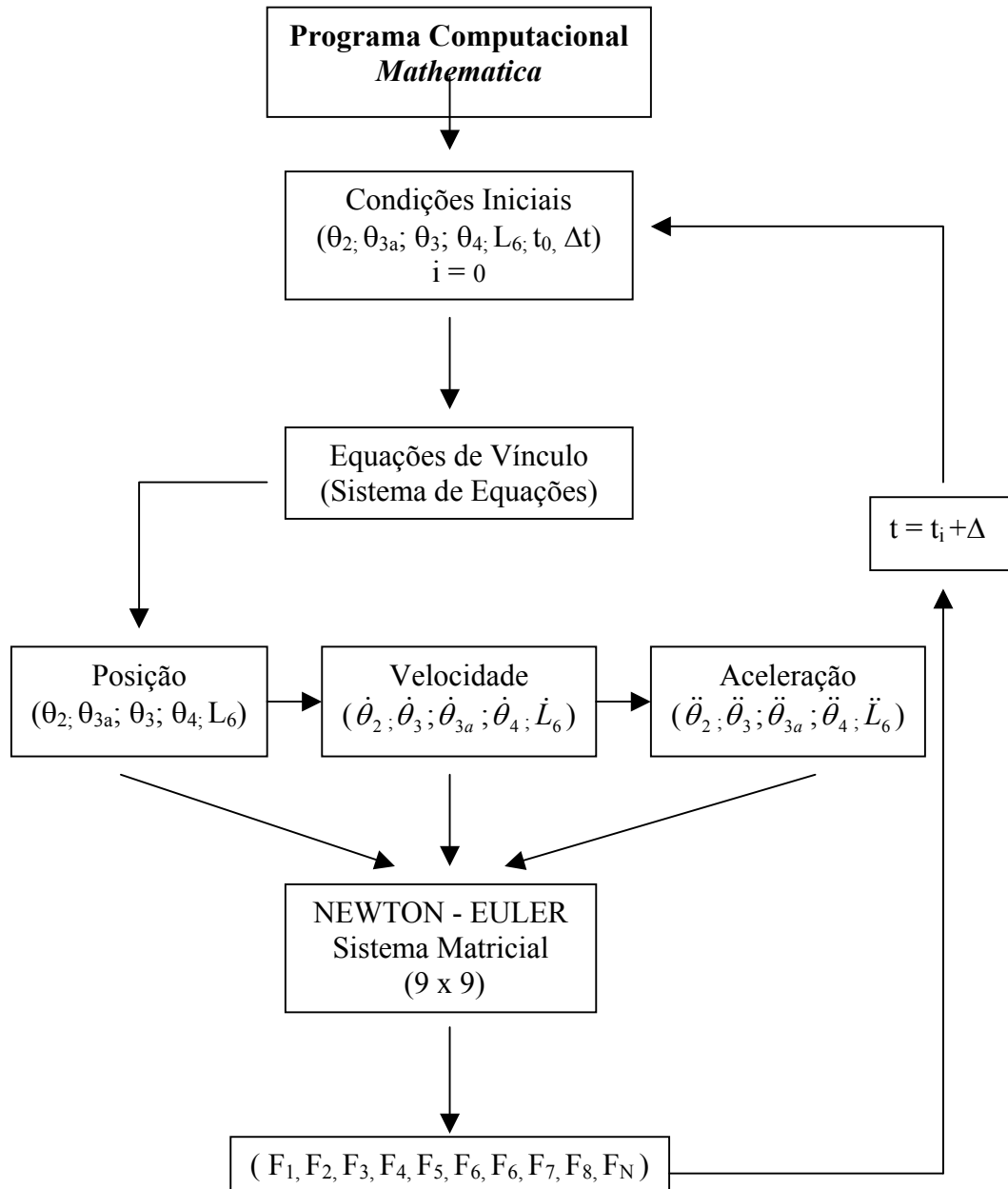


Figura 19: Fluxograma do programa para simulação da força normal de reação do perfil desenvolvido em linguagem simbólica do programa computacional científico *Mathematica*, versão 3.0.

3.5. Otimização do Mecanismo

O objetivo de se aplicar um processo de otimização ao mecanismo inicial foi o de minimizar a força de reação normal do perfil no ponto de contato do mecanismo com o perfil para melhorar seu desempenho de flutuação. As condições iniciais para otimização foram obtidas das simulações feitas com o mecanismo inicial. Para esta etapa do trabalho, foram utilizados um computador digital e o pacote científico computacional Matlab®, versão 5.0.

3.5.1. Otimização da Força Normal de Reação do Perfil

Através do processo de otimização, será minimizada a força de interação perfil-mecanismo. O problema em questão apresenta três (03) dificuldades operacionais: Limitações de espaço para instalação do mecanismo na colhedora; Restrição de trajetória no ponto de contato perfil-mecanismo, sendo que o mecanismo deve retrair-se e elevar-se simultaneamente na presença de obstáculos estando a máquina em movimento; e, finalmente, uma restrição de posição que assegura o contato com o perfil apenas no ponto de corte e não em outras partes do mecanismo.

Conhecida a expressão da força normal atuante no ponto de corte pretende-se minimizá-la no tempo onde é máxima. A função objetivo deve ser colocada em função das variáveis de projeto (comprimento de barras L_1 , L_2 , l_3 e L_4), do comprimento inicial da mola L_{mo} e da constante da mola $[K_t]$. O processo de otimização visa atuar sobre as variáveis de projeto buscando a obtenção dos valores ótimos destas a fim de minimizar a força normal de reação do perfil sobre o disco de corte do mecanismo.

Os comprimentos das barras e a constante da mola representam as variáveis independentes de projeto - valores limitados entre limites inferior e superior -, enquanto que as propriedades da seção transversal das barras são consideradas parâmetros fixos - não alterados durante o processo de otimização, portanto, as variáveis de projeto a serem otimizadas são: comprimento das barras e constante da mola.

O critério de otimização proposto tem por objetivo viabilizar a flutuação do disco cortador de base sobre a superfície do perfil. Para isso, adotou-se como função objetivo a força normal de reação do perfil no ponto de contato perfil-disco. Assim sendo, o objetivo do processo

de otimização fica sendo minimizar essa força, de tal forma que sua magnitude deva convergir para um valor mínimo (positiva e baixa) através do ajuste das variáveis de projeto constituídas pelo comprimento das barras L_{1y} , L_2 , l_3 , L_3 e L_4 [m], pelo comprimento inicial da mola L_{mo} [m] e pela constante elástica da mola K_t [N/m], levando-se em consideração as restrições de espaço e trajetória. Para se obter um mecanismo seguidor que perturbe minimamente o perfil sem perder contato com o mesmo, ou seja, para acompanhar o perfil do perfil, flutuando sobre o mesmo, realizando um corte limpo e rente à superfície, foi adotado o critério da força normal de reação do perfil sobre o mecanismo, fazendo com que a mesma seja sempre positiva e de valor baixo quando o mecanismo trafega sobre um perfil do tipo senoidal, com amplitude de 50 mm e velocidade de deslocamento de 2 m/s.

3.5.2. Definição da Função Objetivo

O processo de otimização inicia-se aplicando a função objetivo a um mecanismo inicial, obtido pela síntese cinemática de posição e considerando as restrições. A função objetivo a ser minimizada foi definida como sendo a força normal de reação do perfil sobre o extremo do acoplador de um mecanismo de quatro barras. Como esta não está definida explicitamente sob a forma de uma função, várias funções objetivo relacionadas a esta força devem ser testadas de maneira a encontrar a expressão mais viável para o processo de minimização. Essas foram:

- (fmin): minimização da força normal para o tempo em que esta passa por um valor mínimo, com $fmin > 0$;
- $(fmin)^2$: minimização do quadrado da força normal no tempo em que esta passa por um valor mínimo;
- $(fmax)^2 - (fmin)^2$: minimização da diferença entre os quadrados dos valores máximo e mínimo da força;
- $(fmax - fmin)$: minimização da amplitude da força;
- $(fmax - fmin)^2$: minimização do quadrado da amplitude da força;
- $abs(fmin)$: minimização no tempo do valor absoluto mínimo da força;
- $abs(fmax - fmin)$: minimização do valor absoluto da amplitude da força;
- $abs(fmax) - abs(fmin)$: minimização da amplitude absoluta da força;

Os valores das forças fornecidos à função objetivo para cálculo dos valores de máximo e mínimo foram gerados pelo Matlab® dentro de um programa de apoio ao algoritmo principal. O cálculo do máximo, mínimo, etc., foi realizado pelas funções específicas existentes no Matlab® para esses fins, dentro do programa de apoio.

3.5.3. Definição das Restrições

O processo de otimização será inicialmente submetido à restrições de posição, trajetória, comprimento das barras, constante da mola e da força normal. Pela primeira restrição, deseja-se manter a trajetória do ponto de corte aproximadamente reta com argumento em torno de 10° . Esta restrição garante a elevação do acoplador na medida que este se retrai com o avanço da colhedora durante a superação de obstáculos ou qualquer irregularidade do próprio terreno.

A segunda função de restrição assegura que o mecanismo de corte esteja posicionado acima do nível do perfil. Durante o processo de otimização os comprimentos das barras do mecanismo de quatro barras são alterados; nesse processo deve-se verificar que não exista interferência física entre o mecanismo e o perfil, a não ser no ponto de corte do acoplador.

A terceira refere-se às limitações dimensionais barras, que apresentam um comprimento mínimo definido pelo espaço necessário para acomodar os mancais das articulações. Existe também um valor máximo permitido para o comprimento das barras, o qual surge do espaço disponível na colhedora onde o mesmo será montado.

A faixa de variação considerada para as variáveis de projeto são:

$$L_{1y \min} \leq L_1 \leq L_{1y \max} \quad [\text{m}]$$

$$L_{2 \min} \leq L_2 \leq L_{2 \max} \quad [\text{m}]$$

$$L_{3 \min} \leq L_3 \leq L_{3 \max} \quad [\text{m}]$$

$$L_{4 \min} \leq L_4 \leq L_{4 \max} \quad [\text{m}]$$

$$l_{3 \min} \leq l_3 \leq l_{3 \max} \quad [\text{m}]$$

$$0 \leq Kt \quad [\text{N/m}]$$

No caso da mola, seu comportamento mecânico determina que sua constante elástica seja positiva e sem limite superior, já que é possível dimensionar molas tão rígidas quanto o necessário. O comprimento inicial (ou livre) da mola apresenta um limite inferior determinado

pelo diâmetro do arame e o número de espiras, no caso de uma mola helicoidal. O limite superior do comprimento da mola surge do espaço disponível dentro do mecanismo para sua instalação.

- Constante da mola (k_t): $Kt \geq 0$ [N/m];
- Força normal de reação do perfil (F_N): $F_N > 0$ [N];
- Trajetória (angular) (θ_3): $6,0 \leq \theta_3 \leq 6,2$

$$L_{mo} > \quad [m].$$

- Altura entre ponto de contato e articulação L_1/L_2 (L_7): $L_7 > 0$
- Comprimento das Barras [m]:
- Limite inferior (v**l**b): 0.0 [L_{1y} L_2 l_3 L_3 L_4];
- Limite superior (v**u**b): 2.0 [L_{1y} L_2 l_3 L_3 L_4];

As restrições foram em certos casos *normalizadas* e *adimensionalizadas* para uniformizar as grandezas, visando conseguir um comportamento mais estável do processamento numérico.

A posição angular do acoplador (θ_3) representa uma restrição com faixa estreita de variação, já que esta corresponde à inclinação do disco cortador na face inferior, no qual encontra-se fixado em setor de cone responsável por fornecer a área de apoio do cortador no perfil com pressão suficientemente baixa para não provocar compactação do perfil ou danos às soqueiras.

3.5.4. Implementação do Algoritmo de Programação Quadrática Sequencial - SQP

Como já citado anteriormente, a solução de um problema com suficiente precisão e rápida convergência depende tanto do tamanho do problema, quantificado pelo número de variáveis de projeto mais o número de restrições, quanto das características de linearidade ou não-linearidade da função objetivo e das restrições. Para o caso específico tratado neste trabalho, tem-se um problema de programação não-linear onde a função objetivo e as restrições são funções não-lineares das variáveis de projeto.

A solução de um problema não-linear geralmente precisa de um procedimento iterativo para estabelecer a direção de procura (busca), o que é usualmente conseguido através da solução de um subproblema irrestrito, de programação linear ou de programação quadrática (QP- Quadratic Programming). Um problema QP envolve a minimização ou maximização de uma

função objetivo quadrática linearmente restrita. Considerando que na literatura científica existem diversas versões já implementadas do algoritmo SQP, foi conveniente fazer uso de uma versão suficientemente testada, e determinar seu uso potencial para o trabalho em questão. Levando-se em conta que a implementação do trabalho foi desenvolvido no ambiente do pacote computacional científico *Matlab*® versão 5.0, foi utilizada a versão SQP disponível na função *Constr.m* (Otimização com Restrição) do módulo *Toolbox-Optim*.

Para utilização da função *Constr.m*, PAUCAR CASAS (1998) recomenda os seguintes cuidados:

- O cálculo das derivadas parciais da função objetivo e das restrições via diferenças finitas, que é a opção padrão da função, gera um erro cumulativo no valor das variáveis. Devido a este erro, em muitos casos, não é possível obter convergência no processo de otimização. Portanto, é mais vantajoso e seguro, fornecer os jacobianos ou derivadas parciais da função objetivo e das restrições em forma analítica.

- As restrições devem ser normalizadas e adimensionalizadas para uniformizar a magnitude das grandezas.

- A precisão na convergência das variáveis, função objetivo e restrições devem ser ajustada e/ou normalizada conforme a grandeza considerada.

Segundo GRACE (1995), o algoritmo SQP da função *Constr.m*, consiste de três etapas principais que podem ser enumeradas da seguinte forma:

- Atualização da matriz Hessiana da função Lagrangeana;
- Solução do problema de programação quadrática;
- Cálculo da procura (busca) unidimensional e da função de mérito.

O procedimento acima especificado é repetido até a convergência. Em cada iteração principal do método SQP uma aproximação da Hessiana, H , da função Lagrangeana, L , é obtida utilizando um método de atualização Quase-Newton. Logo a Hessiana é utilizada para gerar um subproblema QP cuja solução é usada para formar uma direção de busca num procedimento de procura unidimensional.

3.5.5. Funções Implementadas na Otimização

Os processos e programas de apoio implementados sobre o algoritmo original do método SQP do pacote computacional científico Matlab® foram feitos fazendo o uso do acessório *Bloco de Notas do Windows®*. O programa principal e os de apoio estão abaixo com um resumo dos objetivos, cujo fluxograma encontra-se a seguir, mostrado pela Figura 20, e , ambos encontram-se listados no Anexo III

fmain: programa principal de apoio ao algoritmo SQP, onde encontra-se a função de otimização do Matlab, *constr.m*. Nele, também encontram-se definidos os limites das restrições de contorno, o valor inicial das variáveis de otimização bem como todos os demais valores (constantes) que alimentam todo o processo.

funmain: programa de apoio chamado pelo *fmain*, encarregado de calcular a função objetivo ($f(x)$) e o vetor das restrições de desigualdade ($g(x)$). Observa-se que as restrições de contorno são internamente impostas pelo Matlab como restrições de desigualdade.

fava: programa de apoio chamado pelo *funmain*, encarregado de calcular numericamente o vetor posição (θ), velocidade angular ($\dot{\theta}$) e aceleração angular ($\ddot{\theta}$) das barras do mecanismo para os tempos utilizados pela função objetivo na otimização, com o objetivo de atualizar esses valores a cada iteração, até a máxima convergência.

fobjang: programa de apoio chamado pelo *fava*. Calcula numericamente o vetor posição (θ), resolvendo um sistema de equações não-lineares. Utiliza-se para isso a função do Matlab *fsolve*.

gradgang: programa de apoio chamado pelo *fava*. Calcula analiticamente a matriz jacobiana usada na resolução do sistema de equações não-lineares.

fobjvel: programa de apoio chamado pelo *fava*. Calcula numericamente o vetor velocidade angular ($\dot{\theta}$), resolvendo um sistema de equações lineares. Usa para isso a função do Matlab $x = A \setminus b$.

fobjace: programa de apoio chamado pelo *fava*. Calcula numericamente o vetor aceleração angular ($\ddot{\theta}$), resolvendo um sistema de equações lineares. Usa-se para isso a função do Matlab $x = A \setminus b$.

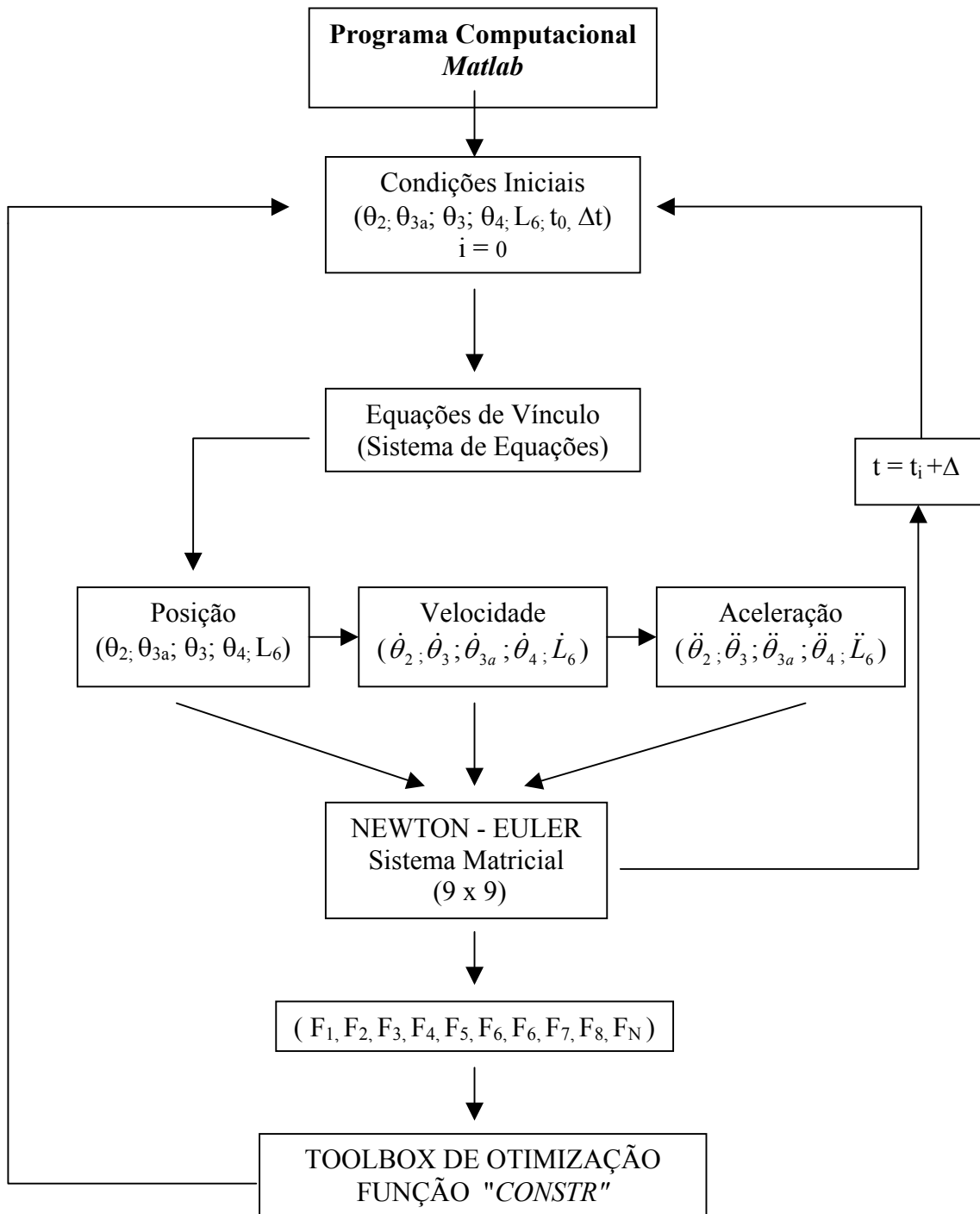


Figura 20: Fluxograma do programa de otimização implementado pelo programa computacional científico Matlab®.

3.6. Ensaio Experimentais

Para efetuar a validação experimental do modelo foi construído um protótipo de cortador de base em escala real, cujas dimensões das variáveis de projeto foram obtidas através do processo de otimização. Os dados foram coletados em caixa de solo com auxílio de instrumentação eletrônica.

3.6.1. Projeto e Construção do Cortador de Base (Protótipo)

A partir das informações da otimização, o mecanismo de quatro barras foi redimensionado para obter o melhor desempenho de flutuação. As peças foram projetadas e montadas eletronicamente no Laboratório de Projeto de Máquinas do Departamento de Máquinas Agrícolas da FEAGRI/UNICAMP.

Nesta fase, foram utilizados computador digital com os programas AutoCad® R14 e Mechanical Desktop®, versão 2.0. A construção e montagem física do protótipo foi feita pela empresa USITEP, de Piracicaba - SP. As peças foram construídas utilizando-se como material base o ferro fundido e chapas de aço.

3.6.2. Local de Realização dos Ensaio

Os ensaios foram realizados em uma caixa de solo localizada no Laboratório de Protótipos do Departamento de Máquinas Agrícolas da FEAGRI/UNICAMP

3.6.3 Caracterização da Caixa de Solo

A caixa de solo utilizada nos ensaios apresentava dimensões de 15 m de comprimento, 2 m de largura e 1,5 m de profundidade. O protótipo do cortador de base foi montado em um carro porta ferramentas sobre a caixa de solo. O carro porta ferramentas é uma estrutura tipo pórtico, com quatro rodas nos seus pontos de apoio que rodam sobre trilhos dispostos ao longo das laterais da caixa de solo. As funções do carro porta ferramentas para com o cortador basal são de posicionamento, sustentação, tração e controle. As descrições acima se encontram ilustradas pelas Figuras 21 e 22.

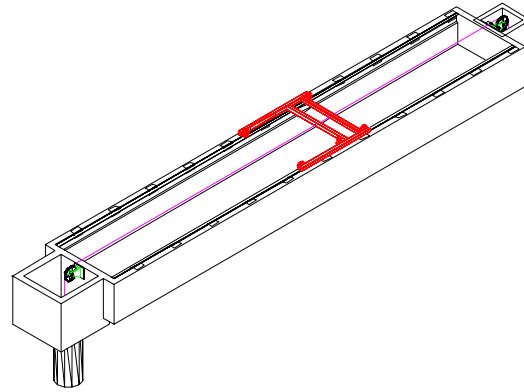


Figura 21: Caixa de solo onde foram realizado os ensaios.



Figura 22: Vistas do cortador basal montado no carro porta ferramentas da caixa de solo.

3.6.4 Unidade de Acionamento do Carro Porta Ferramentas

O carro porta ferramentas é tracionado por um cabo de aço de 1/2" de diâmetro, o qual, é acionado por um tambor rotativo solidário a um motor hidráulico localizado em um fosso anexo a caixa de solo; este motor é parte de uma transmissão hidrostática com velocidade continuamente variável cuja bomba de deslocamento variável está acoplada a um motor diesel estacionário, com potência de 22 kW (30 cv), conforme mostram as Figuras 23 a 26. A Figura 27 mostra o fluxograma de acionamento do conjunto acima.



Figura 23: Cabo de aço



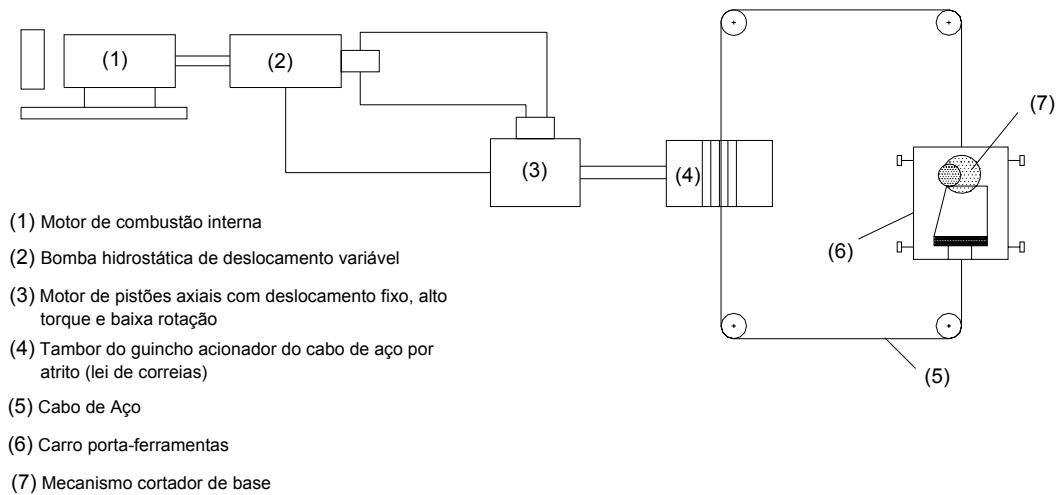
Figura 24: Motor de combustão interna



Figura 25: Guia do cabo de aço



Figura 26: Tambor rotativo no fosso



- (1) Motor de combustão interna
- (2) Bomba hidrostática de deslocamento variável
- (3) Motor de pistões axiais com deslocamento fixo, alto torque e baixa rotação
- (4) Tambor do guincho acionador do cabo de aço por atrito (lei de correias)
- (5) Cabo de Aço
- (6) Carro porta-ferramentas
- (7) Mecanismo cortador de base

Figura 27: Fluxograma de acionamento do carro porta-ferramentas

3.6.5. Controle e Automação do Carro Porta Ferramentas

Na parte lateral traseira direita do carro porta-ferramentas foi colocado um suporte para fixar um sensor de proximidade, conforme mostra a Figura 28. Este gera pulsos durante seu deslocamento junto a uma grade de placas metálicas distantes 50 mm. A finalidade do sensor foi de gerar pulsos que foram alimentados a um contador digital GEFRAN® montado em um painel externo à caixa de solo, conforme mostra a Figura 29. A função do contador de pulsos foi a de interromper o deslocamento do carro porta ferramentas quando este terminar de percorrer a extensão de perfil programada para o ensaio.



Figura 28: Sensor de proximidade



Figura 29: Contador de pulsos

Além do contador de pulsos, mais duas formas de proteção foram instaladas no circuito para deter o movimento do carro porta ferramentas, caso o contador de pulsos não conseguisse interromper o veículo ao final do tempo programado. A primeira, pelos interruptores de fim de curso colocados nas duas extremidades do carro porta ferramentas, conforme mostra a Figura 30A. Através deles, o deslocamento volumétrico da bomba hidrostática é anulado automaticamente pela válvula eletro-hidráulica conectada aos interruptores. A Segunda forma de proteção foi a instalação de batentes físicos, localizados nos extremos da caixa de solo, também ilustrados Figura 30B. Estes bloqueiam o deslocamento do carro elevando a pressão de circuito hidráulico ao nível de abertura da válvula de alívio.

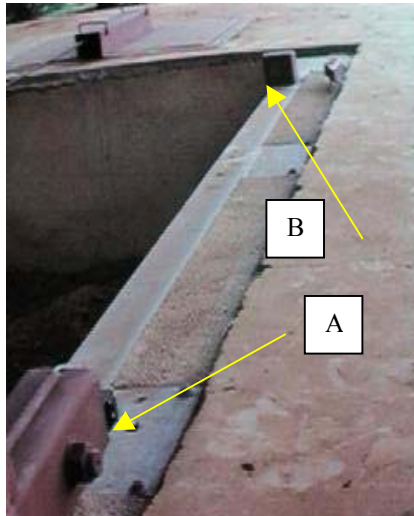


Figura 30: Interruptor de fim de curso (A) e batente física (B)

3.6.6. Parâmetros Experimentais

Durante os ensaios foram variados os seguintes parâmetros experimentais:

- Tipo de Perfil

- ⇒ Senoidal;
- ⇒ Rampa Ascendente;
- ⇒ Rampa Descendente;

- Amplitude do Perfil

- ⇒ 0,025 [m];
- ⇒ 0,05 [m];

- Velocidades de Deslocamento

- ⇒ Uma volta do mecanismo variador de velocidade = 0,68 [m/s] ;
- ⇒ Uma volta e meia do mecanismo variador de velocidade = 1,12 [m/s];
- ⇒ Duas voltas do mecanismo variador de velocidade = 1,48 [m/s];
- ⇒ Duas voltas e meia do mecanismo variador de velocidade = 1,88 [m/s];
- ⇒ Três voltas do mecanismo variador de velocidade = 2,20 [m/s]

Os tipos perfis utilizados nos ensaios para validação dos modelos dinâmicos, foram construídos de chapa de aço, conforme mostra a Figura 31. Estes foram montadas sobre uma estrutura de cavaletes fixa as paredes internas da caixa de solo a uma altura compatível com o ponto de contato do mecanismo com o solo, conforme mostra a Figura 32.



Figura 31: Tipos de perfis ensaiados



Figura 32: Estrutura de cavaletes

A unidade acionadora utiliza transmissão hidrostática com velocidade continuamente variável, ajustável de acordo com as condições do ensaio. Para esse ajuste, foi projetado e construído um mecanismo giratório variador de velocidade, fixado em uma extremidade na parede próxima da unidade acionadora e na outra no controlador da válvula hidrostática, conforme mostram as Figuras 33 e 34. Na parte fixa à parede, encontra-se um painel onde foram marcados as posições de velocidade zero, tanto para deslocamento a frente quanto a ré. Na parte fixa à válvula encontra-se o controlador, que tem curso para frente e para trás, cuja posição neutra acontece no meio do curso. A velocidade varia em função da maior ou menor fluxo de óleo que passa para a bomba, tanto para frente quanto à ré.



Figura 33: Painel controlador de velocidade



Figura 34: Válvula de controle

3.6.7 Aquisição dos Dados

Os dados registrados e coletados durante os ensaios foram a força de interação do disco com o perfil, a distância entre o perfil e o disco e os pulsos gerados pelo cabeçote indutivo.

A força de interação entre disco e perfil foi medida através de uma célula de carga GEFRAN®, com capacidade de 5.000 N e sensibilidade de 3 mV/V, fixada no extremo frontal inferior do disco de corte basal, conforme mostra a Figura 35.



Figura 35: Célula de carga fixada no disco de corte basal

A distância entre o perfil e o disco foi medida através de um transdutor linear de deslocamento (LVDT) GEFRAN®, com capacidade de até 150 [mm], fixado na extremidade frontal do mecanismo, próximo da célula de carga, conforme mostra a Figura 36. As diferenças entre as leituras feitas para as velocidades de ensaio e as correspondentes a uma velocidade de

deslocamento baixa (0,25 m/s) indicarão a existência e a magnitude dos afastamentos entre o perfil e o disco cortador.



Figura 36: Transdutor linear de deslocamento

Os dados acima descritos, em forma de sinais, foram armazenados por um computador portátil após tratamento dos sinais num equipamento de aquisição de dados denominado "Spider", conforme mostra a Figura 37. A potência elétrica e os sinais registrados foram transmitidos através de cabos suspensos de carretilhas deslizantes sobre trilhos que comunicavam o carro porta ferramentas a mesa de controle localizada na cabeceira da caixa de solo, conforme mostram as Figuras 38 a 39. Para melhor entendimento do sistema de aquisição dos dados, foi elaborado um fluxograma que se encontra ilustrado através da Figura 38.



Figura 37: "Spider" - Aquisição de dados

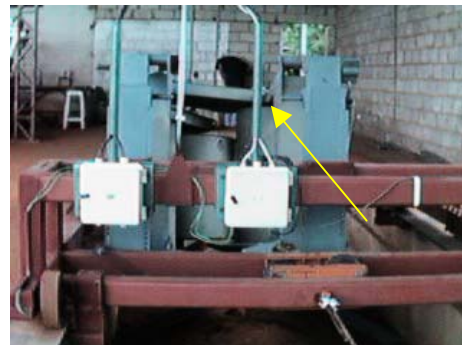


Figura 38: Transmissão de dados



Figura 39: Mesa de controle operacional

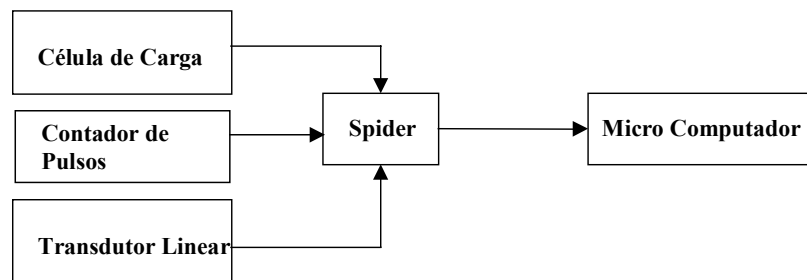


Figura 40: Fluxograma para aquisição dos dados

Foram realizadas cinco aquisições com uma repetição para cada situação. Como existiam 30 situações, então foram feitas 300 aquisições. Os dados foram adquiridos nas taxas de aquisição de 50, 100 e 200 [Hz]. Após o término dos ensaios, os dados foram tratados pelo software Excel do Windows® para geração das planilhas de trabalho e dos gráficos de saída.

3.6.8 Análise Comparativa dos Resultados entre os Modelo Simulado e Físico

Para a validação do modelo foi preciso comparar os resultados obtidos através das simulações com os resultados obtidos experimentalmente pelo protótipo montado na caixa de solo existente no Laboratório de protótipos do DMAQAG/FEAGRI/UNICAMP. Nesta fase, o modelo dinâmico existente foi reformulado utilizando notação vetorial. O objetivo da

reformulação foi obter uma notação mais compacta e fácil de analisar durante a fase de validação experimental além de dispor de resultados simulados alternativos para efeitos comparativos. O novo modelo executa as operações algébricas de montagem do sistema de equações e sua solução numérica no programa Matlab®, o qual também oferece recursos de otimização adequados para os objetivos do projeto. Os vetores de força, deslocamento e velocidade do protótipo foram gerados no programa Excel® e depois inseridos nos programas gerados pelo Matlab® para confecção dos gráficos de saída.

Capítulo IV - Resultados e Discussão

4.1 Simulações com o Mecanismo Inicial (Pré-Dimensionado)

As simulações para obtenção da força normal de reação do perfil feitas, através dos programas computacionais científicos Matlab® e Mathematica®, para o mecanismo inicial, foram analisadas em termos de desempenho de flutuação para se obter parâmetros consistentes para o processo de otimização, para comparações de resultados de simulações entre os mecanismos pré e pós-otimizado, para comparar as simulações realizadas pelos dois programas com fins de validação do modelo teórico.

As simulações realizadas com o mecanismo inicial para avaliação de seu desempenho de flutuação através da análise da força normal de interação perfil-mecanismo foram avaliadas em função da amplitude (máximo e mínimo) da força [N], para as combinações estudadas de velocidades de avanço [m/s], amplitude do perfil [m] e tipos de perfis. Apenas de forma ilustrativa, uma vez que as simulações do mecanismo inicial tiveram o intuito maior de fornecer subsídios ao processo de otimização, das 30 combinações possíveis, serão mostrados apenas três, que representam a variação da força normal de reação do perfil ao longo do tempo para os perfis senoidal, em rampa ascendente e rampa descendente. Os demais resultados foram demonstrados e analisadas por intermédio de Tabelas comparativas. Desta forma, a variação da força normal de interação perfil-mecanismo ao longo do tempo para os perfis senoidal, rampa ascendente e rampa descendente para as condições de amplitude do perfil de 0,025 [m] e velocidade de avanço da máquina de 1,82 [m/s].

As simulações feitas no Matlab® encontram-se ilustradas pelas figuras 41, 43 e 45; e as feitas no Mathematica® pelas Figuras 42, 44 e 46. Os resultados da força normal de reação do perfil expressos em força máxima, mínima e no valor de sua amplitude, para todas as combinações possíveis e para as simulações realizadas no Mathematica encontram-se mostrados pelas Tabelas 3 a 5.

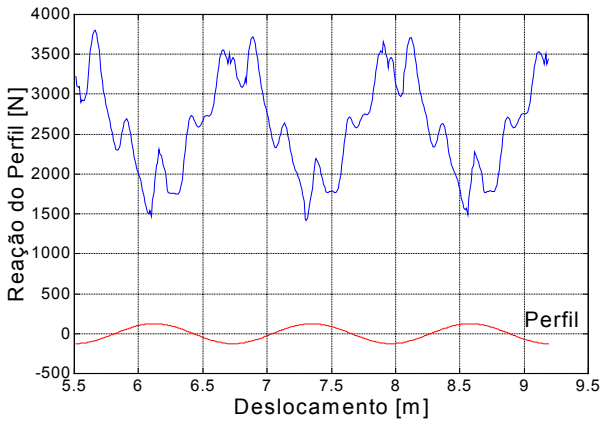


Figura 41: Simulação de F_N no Matlab para perfil senoidal de 0,025 [m] e velocidade de 1,82 m/s.

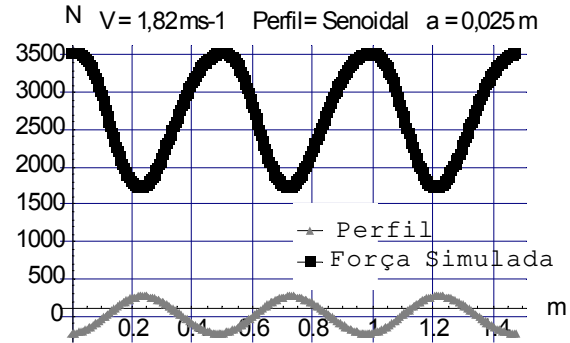


Figura 42: Simulação de F_N no Mathematica para perfil senoidal de 0,025 [m] e velocidade de 1,82 m/s.

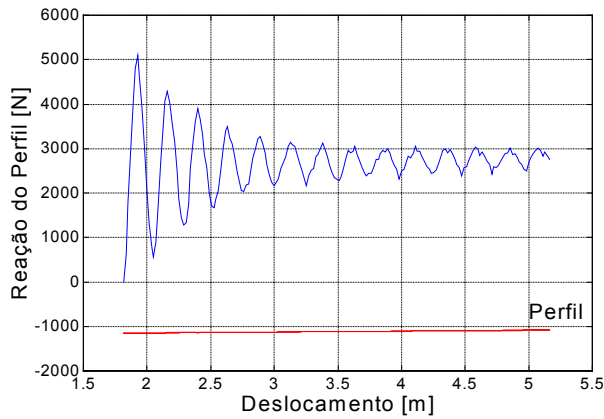


Figura 43: Simulação de F_N no Matlab para perfil rampa ascendente de 0,025 [m] e velocidade de 1,82 m/s.

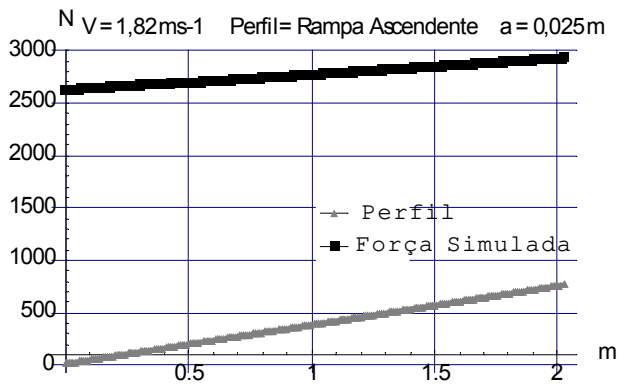


Figura 44: Simulação de F_N no Mathematica para perfil rampa ascendente de 0,025 [m] e velocidade de 1,82 m/s.

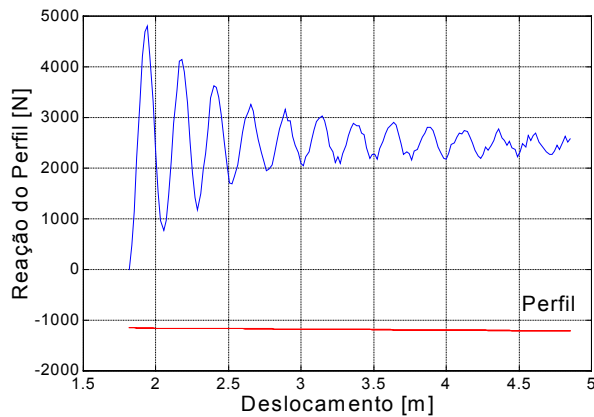


Figura 45: Simulação de F_N no Matlab para perfil rampa descendente de 0,025 [m] e velocidade de 1,82 m/s.

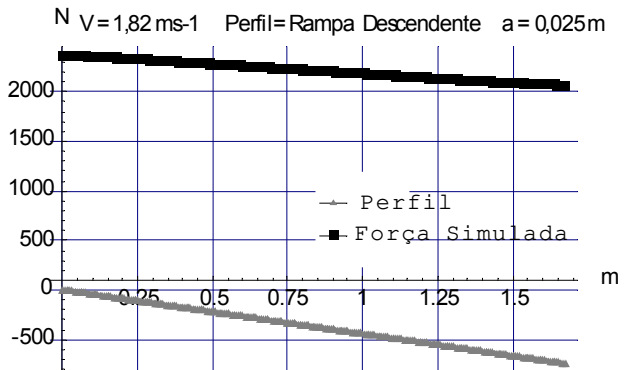


Figura 46: Simulação de F_N no Mathematica para perfil rampa descendente 0,025 [m] e velocidade de 1,82 m/s.

Tabela 3. Simulação da força de reação normal para perfil do tipo senoidal.

v [m/s]	a=0,05 [m]			a=0,025 [m]		
	$F_{N \max}$	$F_{N \min}$	A	$F_{N \max}$	$F_{N \min}$	A
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
0,69	2512,41	1690,36	822,050	2304,68	1892,87	411,81
1,12	2849,50	1358,36	1491,14	2471,38	1725,60	745,78
1,48	3258,50	959,337	2299,16	2672,03	1524,45	1147,58
1,82	3735,23	481,171	3272,06	2912,73	1283,33	1629,40
2,12	4280,42	-22,466	4302,88	3166,29	1029,32	2136,97

a: amplitude do perfil senoidal e A: amplitude da força normal de reação do perfil

Tabela 4. Simulação da força de reação normal para perfil do tipo rampa ascendente.

v [m/s]	a=0,05 [m]			a=0,025 [m]		
	$F_{N \max}$	$F_{N \min}$	A	$F_{N \max}$	$F_{N \min}$	A
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
0,69	2337,63	2126,57	211,06	2204,11	2099,51	104,60
1,12	2312,02	2102,94	209,08	2204,26	2100,07	104,19
1,48	2313,50	2105,03	208,47	2204,76	2100,67	104,09
1,82	2315,06	2107,44	207,62	2205,23	2101,35	103,88
2,12	2316,99	2109,92	207,07	2205,81	2102,03	103,78

a: amplitude do perfil senoidal e A: amplitude da força normal de reação do perfil

Tabela 5. Simulação da força de reação normal para perfil do tipo rampa descendente.

v [m/s]	a=0,05 [m]			a=0,025 [m]		
	$F_{N \max}$	$F_{N \min}$	A	$F_{N \max}$	$F_{N \min}$	A
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
0,69	2097,41	1894,06	202,810	2097,69	1994,90	102,79
1,12	2098,33	1894,17	204,160	2097,82	1994,91	102,91
1,48	2099,58	1894,13	205,450	2098,06	1994,73	103,33
1,82	2101,18	1894,75	206,430	2098,38	1994,82	103,56
2,12	2102,91	1894,44	208,47	2098,75	1994,98	103,77

a: amplitude do perfil senoidal e A: amplitude da força normal de reação do perfil

Comparando-se os gráficos obtidos com o programa Matlab® (Figuras 41, 43 e 45) com os do programa Mathematica® (Figuras 42, 44 e 46) pode-se observar que para o primeiro caso, a curva simulada aparece com oscilações e no segundo caso, aparece uma curva contínua. Essa diferença existe porque ao modelo do Matlab® foram incorporados uma excitação provocada por uma pequena rugosidade do perfil e um comportamento mecânico elástico provocado pela aba do disco cortador.

Analisando as Tabelas 3 a 5, pode-se observar que a amplitude do perfil (A) e a velocidade de deslocamento da máquina (v) tem influencia significativa sobre força normal de reação do perfil (F_N), quando tem-se em avaliação o perfil senoidal, como já era esperado. Este comportamento se dá pelo fato dessa amplitude de força corresponder à componente inercial que movimentava a massa do cortador de base, ou seja, surge da aceleração desta massa ao qual é proporcional à amplitude do perfil e a velocidade angular. Para os perfis em rampa, tanto ascendente quanto descendente, a velocidade de avanço da máquina demonstrou pouca ou quase nenhuma influencia sobre a força normal de reação do perfil.

A amplitude do perfil teve muita influencia sobre a amplitude da força normal de reação do perfil, visto que quando seu valor é dobrado, isto é, passando de 0,025 para 0,05 [m], verifica-se que o valor da amplitude da força normal de reação do perfil também fica dobrado, em todos os casos estudados, independentemente do valor da velocidade de deslocamento da máquina e do tipo de perfil.

A velocidade de avanço da máquina demonstrou ter influência sobre a amplitude da força normal de reação do perfil somente para o caso do perfil senoidal, onde observou-se uma variação de 423,32% para amplitude do perfil de 0,05 [m] e 418,92% para amplitude do perfil de 0,025 [m]. Para o caso dos perfis em rampa ascendente e descendente, essa variação é de menos de 1% em todos os casos, independentemente da amplitude do perfil. Isto se justifica pelo fato de não haver aceleração vertical nestes tipos de perfil.

O perfil senoidal apresenta-se como o mais crítico, uma vez que sofre influência de todas as variáveis avaliadas, apresenta os maiores valores de amplitude da força e é aquele que para algumas situações, o mecanismo de corte basal apresenta dificuldades de flutuação, como no caso da velocidade de deslocamento de 2,12 [m/s] com amplitude do perfil de 0,05 [m].

Em termos de acompanhamento do perfil pelo mecanismo inicial, o mesmo demonstrou excelente desempenho para todos os perfis avaliados, conforme registram as Figuras 41 a 46. Para o perfil senoidal, observa-se este acompanhamento do perfil pelo mecanismo inicial, uma vez que a força máxima é registrada no ponto máximo da senóide e a mínima no ponto mínimo da senóide, isto é, perfil e força estão em fase. Para os perfis em rampa, o mesmo desempenho é verificado, pois observa-se que a força aumenta à medida que o mecanismo sobe a rampa e decresce à medida que o mecanismo desce a rampa.

Com relação a flutuação do mecanismo sobre o perfil, as piores condições ocorrem para o perfil senoidal com velocidade de deslocamento da máquina superior a 2,12 [m/s]. Observa-se neste caso, muita tendência ao afastamento da ponta do disco cortador de base do perfil. Isto fica evidenciado pelos valores negativos demonstrados pelos pontos de mínimo da senóide, conforme mostra a Tabela 1. Estas reações negativas, condição esta sem realidade física, representam o mecanismo quando este encontra-se sem contato com o perfil, isto é, no ar. Na realidade, o valor que deveria aparecer nestas circunstâncias é zero, uma vez que, se não existe contato entre a ponta do disco cortador de base com o perfil, não existe reação.

Entretanto, o modelo matemático (dinâmico) feito para o mecanismo inicial levou em consideração o vínculo com o perfil, isto é, o modelo desenvolvido e simulado no programa computacional científico *Mathematica*®, manteve o perfil como trajetória do ponto de contato do disco, daí a existência das forças negativas. Inicialmente, considerou-se que essas reações negativas poderiam ser eliminadas ajustando-se as variáveis de projeto, do que resultariam cargas positivas para todas as condições de operação previstas. Verificou-se posteriormente que essa condição não era atingida para certos valores de amplitude de perfil e velocidade de deslocamento, razão pela qual modificou-se o modelo de simulação retirando a condição de segmento contínuo do perfil (modelo *Mathematica*®) e efetuando a nova implementação do modelo em linguagem simbólico do programa computacional científico *Matlab*®.

Os resultados obtidos através das simulações com o mecanismo inicial comprovam a tendência de penetração do disco de corte no solo, visto que, em geral, as forças de reação do perfil são elevadas e positivas, mesmo para o caso do perfil reto (solo plano), onde observa-se

um valor médio de 2533,66 [N], para a simulação no Mathematica® e de 2528,18 [N], para a simulação no Matlab® conforme mostram as Figuras 47 e 48, respectivamente.

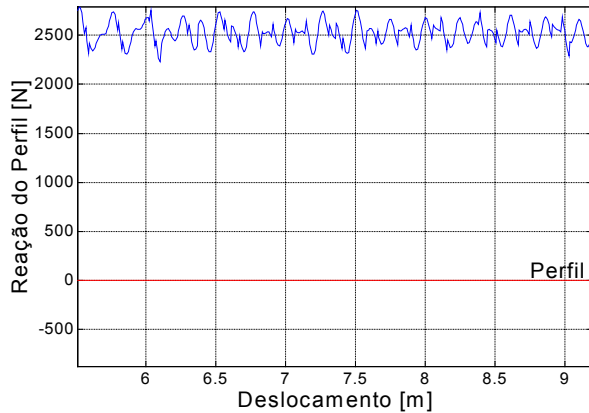


Figura 47: Simulação de F_N no Matlab para perfil com amplitude zero e velocidade de 1,82 m/s.

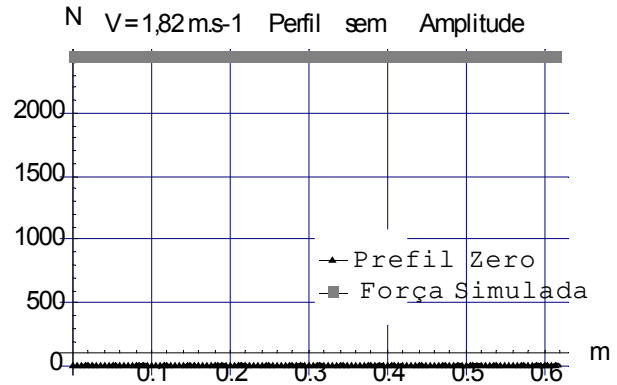


Figura 48: Simulação de F_N no Mathematica para perfil com amplitude zero e velocidade de 1,82 m/s.

Na atualidade, os sistemas de preparo do solo e plantio da cana-de-açúcar no Brasil ainda é no sulco e as colhedoras de cana-de-açúcar disponíveis no mercado ainda não conseguiram incorporar tecnologia para evitar o corte e recolhimento de solo durante o processo de colheita, mesmo com os controles de altura de posição de corte que dispõem. Segundo FURLANI NETO (2000), o nivelamento do perfil (sistematização do solo) para o plantio é a principal forma de resolver o problema. Entretanto, características agrônômicas desta cultura relacionadas a retenção de umidade no sulco de plantio ainda não permitem essa afirmação.

Do ponto de vista de engenharia, o mecanismo inicial necessita de melhorias no projeto, uma vez que os resultados mostraram-se bastantes indesejáveis, isto é, forças de reação do perfil muito alta. Isso, de fato, já era esperado, uma vez que o mecanismo inicial foi apenas um balão de ensaio para obtenção das informações necessárias sobre o comportamento do mecanismo em todas as situações avaliadas pelo trabalho, com o objetivo de fornecer-las ao processo de otimização, visando a obtenção de um mecanismo capaz de acompanhar o perfil do solo flutuando sobre a superfície do mesmo sem tendências de afastamento ou penetração.

4.2 Otimização do Mecanismo Inicial

Analisando os resultados obtidos pelas simulações com o mecanismo inicial, decidiu-se utilizar as condições mais críticas como base de otimização, partindo-se da premissa que uma vez minimizada a força de reação normal do perfil para a pior condição, as outras condições acompanhariam esse processo. Assim sendo, o processo de otimização teve como base o perfil senoidal, com amplitude do perfil de 0,05 [m] e velocidade de avanço da máquina de 2,12 [m/s].

No processo de otimização, a fase mais importante foi a escolha (proposta e verificação) da função objetivo a ser minimizada. Através das equações do modelo dinâmico do mecanismo foram obtidos os valores da força normal de reação do perfil ao longo do tempo. Desta forma, a função objetivo foi implementada levando-se em consideração algumas propriedades desta força ao longo de um período de tempo como: amplitude e valor médio.

Após vários ensaios, a expressão matemática que melhor representou a função objetivo para o processo de otimização foi aquela que realizava a minimização da amplitude da força normal ao quadrado, conforme a equação que segue:

$$f = (F_{\max} - F_{\min})^2 \dots\dots\dots 100$$

onde:

f = Função objetivo a ser minimizada, [N];

F_{\max} = Força máxima ao longo do tempo de simulação, [N];

F_{\min} = Força mínima ao longo do tempo de simulação, [N].

Em geral, praticamente todas as formas de função objetivo testadas foram minimizadas sem dificuldades durante o processo de otimização. A seleção da que foi considerada como a melhor expressão deu-se pelo critério de análise do comportamento do valor da força ao longo do tempo. Optou-se então por aquela que gerou os menores valores absolutos da força normal de reação do perfil. Outro ponto a se destacar foi que além das restrições relativas à função objetivo, foram inclusas outras relativas às limitações físicas de projeto, já discutidas anteriormente. Após a escolha da função objetivo, o processo de otimização foi concluído para um perfil senoidal, com amplitude de 0,05 [m], distância entre camalhões de 1,23 [m] e velocidade de deslocamento da máquina de 2,12 [m/s].

Visando garantir que a minimização da função objetivo convergisse sempre para um valor positivo, fez-se necessário testar várias formas desta e incluir algumas restrições diretamente ligadas à mesma, fazendo com que a função objetivo, a força mínima e a força máxima fossem sempre maiores que zero, além de utilizar no corpo da função objetivo artificios matemáticos. Para isso foram testadas duas formas: o valor quadrado da força e o valor absoluto da mesma.

A forma quadrática garantiu sempre o valor positivo da função objetivo após convergir. Outras formas, apesar de convergir para um valor mínimo em alguns casos, mostrou-se ineficiente, uma vez que a função *min* do Matlab reconhece, no caso de utilizar valor absoluto (abs), como sendo o mínimo entre a seqüência de valores, (-5, -2, 0, 2, 3 e 5) o valor zero. Pode-se afirmar que, elevando-se o valor da função objetivo ao quadrado, consegue-se retirar o radical contido na expressão da distância entre dois pontos, facilitando, desta forma, as resoluções numéricas que envolvem derivações. Explicando-se assim o fato de que a função objetivo, quando elevada ao quadrado, apresenta resultados mais satisfatórios que as demais.

O modelo do mecanismo inicial incluiu amortecimento como variável de projeto visando verificar sua influencia sobre o desempenho de flutuação. Os valores das variáveis de projeto resultantes do processo de otimização encontram-se na Tabela 6 para o mecanismo somente com mola, e na Tabela 7 para o mecanismo com mola e amortecedor.

As simulações da força normal de reação do perfil para a velocidade de deslocamento de 2,12 [m/s] e perfil senoidal de amplitude de 0,05 [mm] para o mecanismo não otimizado e otimizado com e sem amortecimento, estão ilustradas nas Figuras 49 e 50, respectivamente.

Tabela 6: Valores das variáveis de projeto antes e depois do processo de otimização para o mecanismo apenas com mola.

	$L_{1Y}(m)$	$L_2(m)$	$l_3(m)$	$L_4(m)$	$L_7(m)$	$L_{mi}(m)$	$k_t(N/m)$
Inicial	0,600	0,716	0,796	0,947	0,544	0,700	15000
Otimizado	0,770	0,502	1,051	0,782	0,168	0,819	103499
Var. (%)	22 (↑)	29,9 (↓)	24,26 (↑)	17,42 (↓)	323 (↓)	12,5 (↑)	690 (↑)

(↑) Aumento na dimensão do parâmetro avaliado.

(↓) Diminuição na dimensão do parâmetro avaliado.

Tabela 7: Valores das variáveis de projeto antes e depois do processo de otimização para o mecanismo com mola e amortecedor.

	$L_{1Y}(m)$	$L_2(m)$	$l_3(m)$	$L_4(m)$	$L_{mi}(m)$	$L_7(m)$	$c (N.s/m)$	$k_t(N/m)$
Inicial	0,600	0,716	0,796	0,947	0,700	0,544	3000,0	15000,0
Otimizado	0,764	0,545	1,022	0,823	0,821	0,235	302,13	112422,3
Var. (%)	21 (↑)	22,6 (↓)	22,1 (↑)	13,1(↓)	14,7 (↑)	56,8 (↓)	993 (↓)	749,5 (↑)

(↑) Aumento na dimensão do parâmetro avaliado.

(↓) Diminuição na dimensão do parâmetro avaliado.

Analisando as Tabelas 6 e 7 pode-se verificar que após o processo de otimização os parâmetros de projetos que mais sofreram alteração em suas dimensões foram a amplitude da articulação inferior até o ponto de contato com o perfil (L_7), a constante elástica da mola (k_t) e a constante de amortecimento (c).

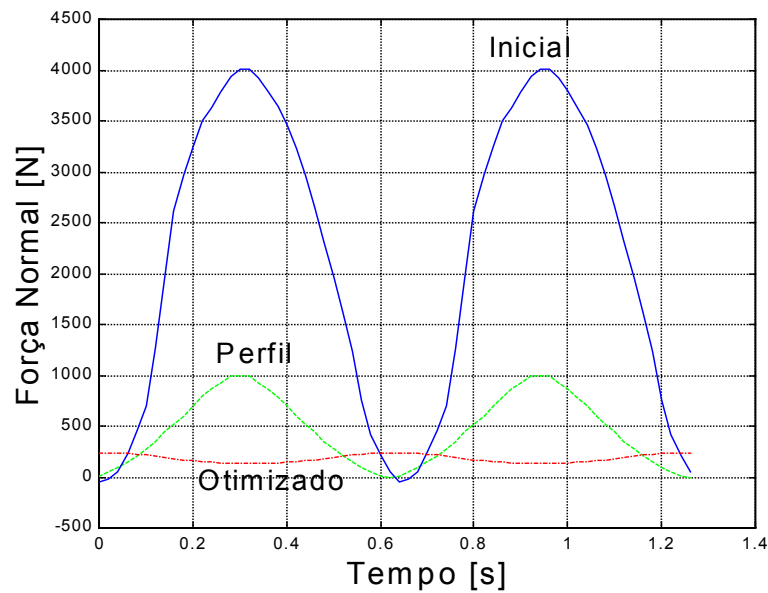


Figura 49: Força normal de reação do perfil (F_N) para os mecanismos inicial (azul) e otimizado (vermelho) com mola.

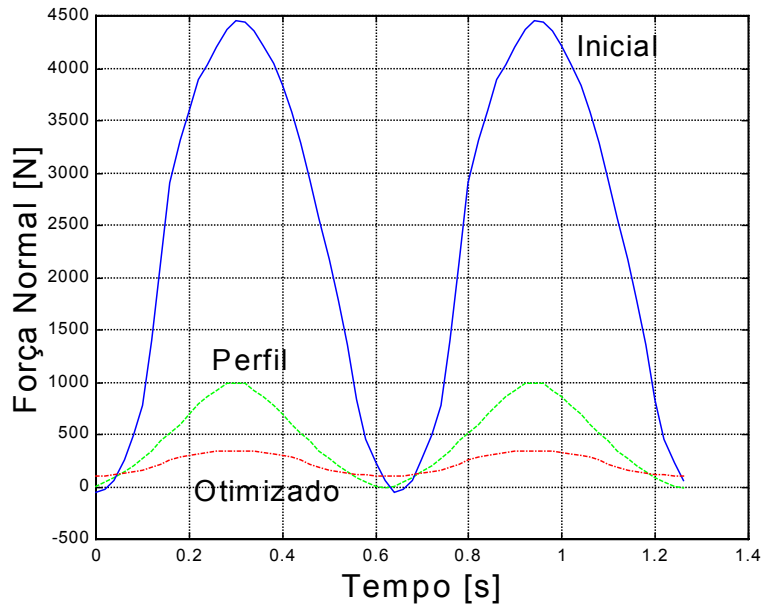


Figura 50: Força normal de reação do perfil (F_N) para os mecanismos inicial (azul) e otimizado (vermelho) com mola e amortecimento.

Comparando-se os mecanismo inicial e otimizado das Figuras 49 e 50, verifica-se que o processo de otimização das variáveis de projeto reduziu de forma significativa o valor da força normal de reação do perfil. Essa comparação entre os mecanismo inicial e otimizado, com e sem amortecimento, em termos de valor máximo, mínimo e amplitude de reação F_N pode ser melhor visualizada através da Tabela 8.

Tabela 8: Comparação da entre os mecanismo inicial e otimizado, com mola e com mola e amortecimento, da variação da força normal de reação do perfil, em [N].

	Mola			Mola e Amortecedor		
	$F_N m_{ax}$	$F_N m_{in}$	A	$F_N m_{ax}$	$F_N m_{in}$	A
Inicial	4250,33	10,09	4240,24	4612,29	-5,54	4617,83
Otimizado	237,13	136,65	100,48	348,87	122,76	226,11
Var. (%)	1792,5 (↓)	1360 (↑)	4220 (↓)	1322 (↓)	128,3 (↑)	2042 (↓)

(↑) Aumento na força normal de reação do perfil .

(↓) Diminuição na força normal de reação do perfil.

Observa-se através da Tabela 8 o mecanismo sem amortecimento, teve sua amplitude da força reduzida em 4220 %, ao passo que para com a presença de amortecedor essa redução foi de 2042,03 %. Para o perfil senoidal, a amplitude é muito mais importante do que valores máximos ou mínimos analisados isoladamente.

Desta forma, optou-se em adotar o mecanismo apenas com mola, apesar de o mecanismo com mola e amortecimento ter dado valores da força mínima menor. Outro fator importante é que o processo de otimização praticamente eliminou o amortecimento do sistema, reduzindo em aproximadamente 90% seu coeficiente (c) inicial, conforme pôde-se verificar na Tabela 7.

Em relação ao acompanhamento do perfil, observa-se que para o mecanismo inicial a força acompanha o perfil em fase, ou seja, a força máxima é registrada no ponto máximo da senoide do perfil, com ou sem amortecimento. Os mecanismos otimizados sem amortecimento, evidenciam um ângulo de fase de aproximadamente 180 graus entre o perfil e a força de reação. Já para o mecanismo com mola e amortecimento, o perfil e a força de reação apresentam-se em fase.

4.3. Construção do Mecanismo

Após o término do processo de otimização pelo qual o mecanismo foi submetido, iniciou-se a fase de construção do mesmo com base nos valores gerados para a situação de mecanismo apenas com mola, conforme os resultados mostrados e discutidos anteriormente. Entretanto, o mecanismo construído, a partir de agora denominado de mecanismo existente, apresentou algumas distorções de construção relacionadas as variáveis de projeto, como comprimento das barras, massa das barras, etc.

Desta forma, como não havia mais possibilidade de alterações físicas no mecanismo existente, optou-se em adequar o modelo teórico as novas dimensões das variáveis de projeto para se fazer a validação experimental. Assim sendo, o mecanismo existente foi desmontado para uma verificação completa de suas dimensões. Essa situação, praticamente inviabilizou uma análise final comparativa com as simulações obtidas com o mecanismo otimizado. A seguir, alguns procedimentos considerados mais importantes para levantamento das novas dimensões do mecanismo existente serão explicitados.

4.3.1. Parâmetros do Mecanismo

4.3.1.1. Rigidez da Mola

A unidade piloto foi construída de acordo com as especificações fornecidas ao fabricante, no entanto, as constantes das molas foram determinadas experimentalmente já que diversos erros podem-se acumular nas fases de projeto e fabricação das mesmas o que prejudicaria desnecessariamente o desempenho do modelo virtual.

Os resultados dos ensaios de carga-deformação aplicados em três exemplares das molas existentes são apresentados pela Tabela 9 para cálculo de um valor médio da constante de rigidez, $k = 50.971 \text{ N/m}$, a qual corresponde a uma rigidez $k_m = 34.660 \text{ N/m}$ quando extrapolado a uma mola com comprimento de 1000 mm, valor este a ser utilizada nas simulações.

Tabela 9: Comportamento mecânico das molas helicoidais existentes ($L_{mo} = 680 \text{ mm}$)

Mola 1			Mola 2			Mola 3		
Força	Defor.	k_m	Força	Defor.	k_m	Força	Defor.	k_m
[N]	[mm]	[N/mm]	[N]	[mm]	[N/mm]	[N]	[mm]	[N/mm]
529,7	10	52,9	505,2	12	42,1	966,3	20	48,3
765,2	15	51,0	1157,6	25	46,3	1402,8	28	50,1
1103,6	20	55,2	1854,1	38	48,8	1903,1	42	45,3
1594,1	30	53,1	2413,3	47	51,3	2221,9	45	49,4
1996,3	35	57,0	2928,3	58	50,5	2741,9	52	52,7
2575,1	48	53,6	3247,1	65	49,9	3252,0	64	50,8
3021,5	55	54,9	3580,6	72	49,7	3732,7	72	51,8
3595,4	67	53,7	3963,2	77	51,5	4252,6	85	50,0
4188,8	79	53,0	4488,1	88	51,0	4929,5	95	51,9
Média		53,8	Média		49,0	Média		50,0

4.3.1.2. Frequência Natural de Oscilação do Mecanismo

O mecanismo de quatro barras ilustrado na Figura 20, apresenta um movimento vibratório de corpo rígido, cuja frequência natural e constante de amortecimento viscoso foram

determinadas experimentalmente para auxiliar na interpretação dos resultados de desempenho. A Figura 51 apresenta o deslocamento vertical do extremo frontal do disco cortador.

Para obtenção deste deslocamento, foi provocada uma excitação no mecanismo por intermédio da aplicação de uma força vertical, de cima para baixo, até o máximo de alongamento possível da mola. Após ser liberado, o mecanismo ficou oscilando até parar por completo, tendo seu deslocamento registrado pelo transdutor linear de posição ilustrado na Figura 36.

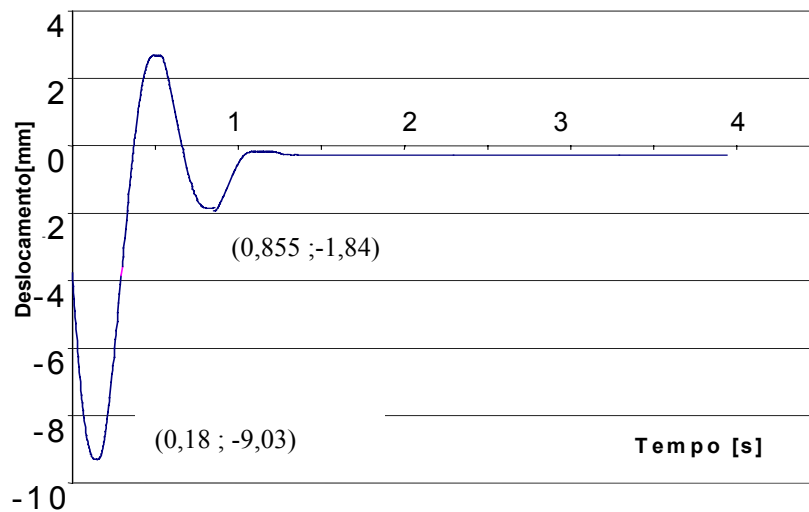


Figura 51: Deslocamento vertical do extremo frontal do disco cortador

O amortecimento do mecanismo foi estimado pelo método do decremento logarítmico, segundo THOMSON (1973), a partir da Figura 51, segundo os valores contidos na Tabela 10, que encontra-se abaixo.

Tabela 10: Amortecimento e frequência natural do mecanismo de quatro barras.

Y1	Y2	Δ	ξ	t_{amort}	ω_{amort}	ω_{natural}	$C_{\text{crítico}}$	C
mm	mm	mm	-	s	Hz	Hz	Ns/m	Ns/m
-9,03	-1,84	1,59	0,25	0,675	1,48	1,53	1216	304

Em que:

Y1 = deslocamento em um ponto mínimo [mm];

Y_2 = deslocamento no ponto mínimo próximo seguinte [mm];

Δ = decremento logarítmico [mm] $\Delta = \ln (Y_1 / Y_2)$;

ξ = para amortecimento baixo $\xi = \frac{\Delta}{2 * \pi}$

t = período amortecido [s] $t_{amort} = 0,855 - 0,18 ;$

ω_{amort} = frequência de amortecimento [Hz] $\omega_{amort} = 1 / t_{amort} ;$

$\omega_{natural}$ = frequência natural [Hz] $\omega_{natural} = \frac{\omega_{amort}}{\sqrt{1 - \xi^2}} ;$

$C_{critico}$ = amortecimento critico [N.s/m] $C_{critico} = 2 * 397,5 * \omega_{natural} ;$

C = constante de amortecimento { N.s/m} $C = \xi * C_{critico} ;$

4.3.1.3. Rigidez do Disco Cortador

O mecanismo de quatro barras considerado como um sistema de corpos rígidos apresenta apenas um grau de liberdade com frequência natural baixa de 1,53 Hz, conforme mostrou a Tabela 8. Os registros de força mostraram componentes de frequência muito superiores resultantes de vibrações estruturais de peças com maior rigidez. Após uma avaliação dos componentes com maior potencial de deformação verificou-se que a aba em balanço do disco cortador apresenta maior flexibilidade que os outros componentes estruturais do acoplador. Assim sendo, optou-se por determinar experimentalmente a rigidez da mesma visando incorporar essa propriedade ao modelo. Essa flexibilidade da aba do disco foi incorporada à solução numérica do modelo dinâmico, através da equação 100, descrita a seguir:

$$R_s = 775700 (Y_s - Y_p) \dots\dots\dots 101$$

Em que a deformação da aba é dada pela diferença entre a cota vertical do solo, Y_s e a cota vertical do ponto de contato, Y_p . A Figura 52 ilustra as variáveis consideradas na determinação experimental da deformação do disco de corte, cujos resultados estão indicados na Tabela 11. O comportamento mecânico da aba em balanço mostrou-se linear, com rigidez de 775700 [N/m], segundo ilustra a Figura 53.

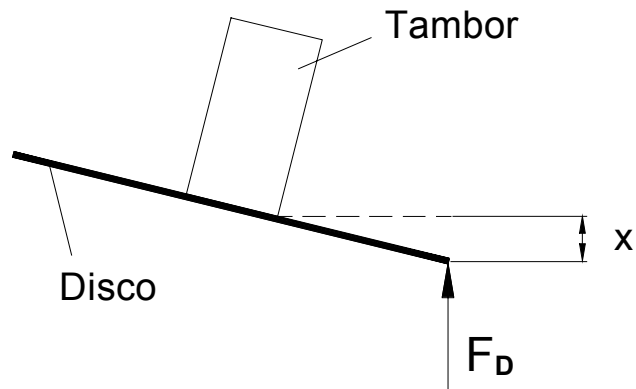


Figura 52: Deformação da aba em balanço do disco de corte

Tabela 11: Deformação da aba do disco cortador em função da força aplicada.

Força [N]	0,0	200,0	400,0	660,0	920,0	1180,0
Deformação [mm]	0,0	0,25	0,54	0,85	1,19	1,52

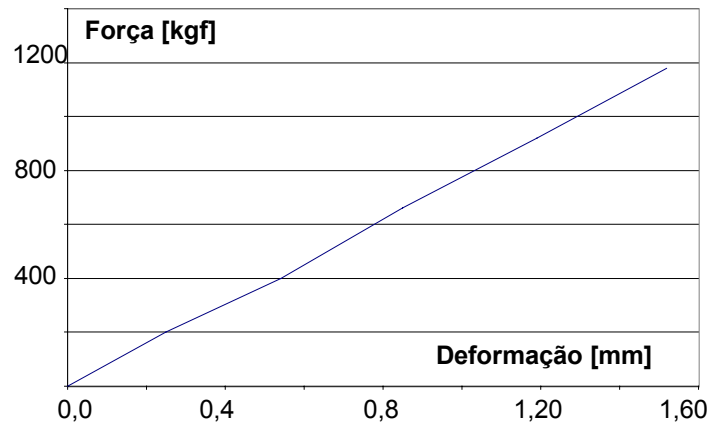


Figura 53: Comportamento mecânico da aba em balanço do disco de corte.

4.4. Validação Experimental do Modelo Dinâmico

Para a validação experimental do modelo dinâmico analisou-se o desempenho experimental em caixa de solo do mecanismo existente (unidade piloto) comparativamente aos resultados simulados. Para comparar os resultados foram sempre utilizados os modelos sem contato contínuo com o perfil, isto é, àqueles desenvolvidos no Matlab®. Esta validação do comportamento do modelo dinâmico do mecanismo foi feita em caixa de solo.

Neste processo, a verificação de maior interesse foi a análise do comportamento do modelo a baixas frequências, já que estas estão associadas com grandes deslocamentos, e são estes que determinam o comportamento de seguimento do perfil pelo mecanismo proposto, alvo principal desta pesquisa. Ao modelo inicial, de corpo rígido, foi incluído um comportamento mecânico elástico provocado pela aba do disco cortador, representado pela Figura 52, incorporando à curva de força uma componente da maior frequência tornando a curva de força simulada bastante semelhante à curva de força experimental.

A presença de vibrações estruturais, com frequência próxima de 10 [Hz], pode ser observada nas curvas experimentais das Figuras de 54 e 55, onde é representada a força de reação do perfil para mecanismo existente com perfil senoidal, amplitude de 0,025 [m] e velocidade de avanço da máquina de 0,69 [m/s]. Essa frequência verificada é 6 vezes superior à frequência natural de corpo rígido do acoplador e se for excitada pelo movimento seguramente resultará em amplitudes de oscilação de pequena magnitude.

Pode-se observar que a amplitude da força simulada da Figura 55 é maior que no caso da Figura 54; isto é consequência apenas de incorporar uma excitação provocada por uma pequena rugosidade do perfil, de amplitude 0,1 [mm], mas com frequência próxima da referida frequência estrutural.

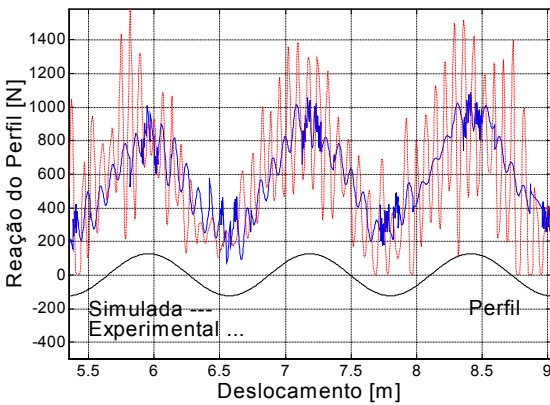


Figura 54: Efeito da vibração estrutural sem microrondulação do perfil.

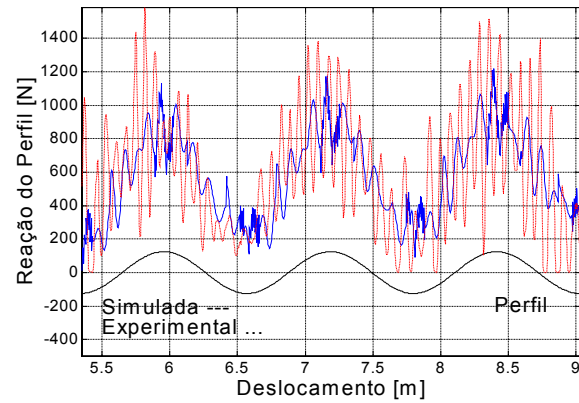
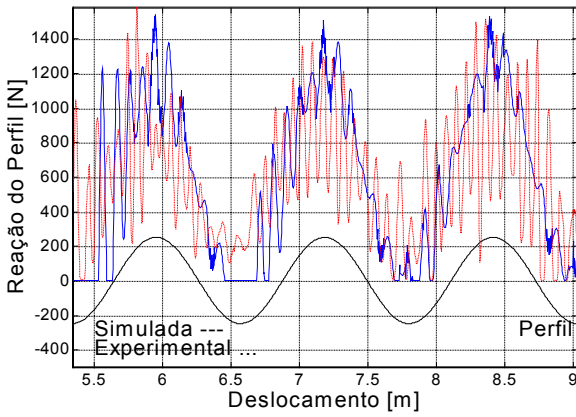


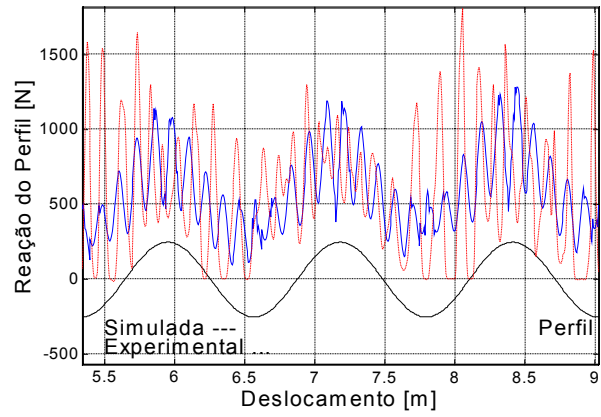
Figura 55: Efeito da vibração estrutural com microrondulação do perfil de 0,1 mm.

Após a incorporação da flexibilidade estrutural ao modelo, descrita anteriormente, seu desempenho foi avaliado em termos da continuidade do contato entre o disco e o perfil, dos valores de força máxima e mínima e do ângulo de fase considerando que trata-se de um caso de vibração forçada pelo deslocamento do disco cortador sobre o perfil senoidal.

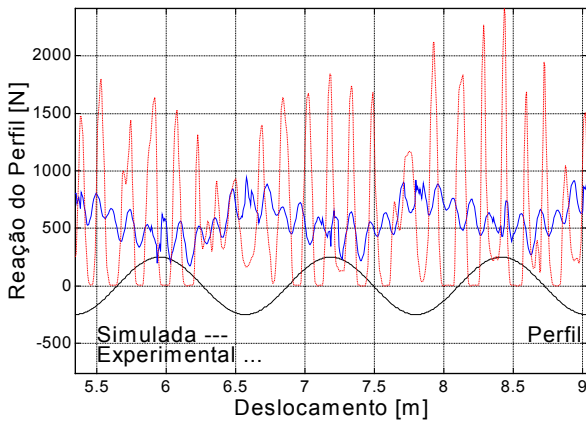
Os resultados simulados e experimentais encontram-se descritos para os três tipos de perfis, amplitude do perfil e velocidade de deslocamento para 0,69, 1,12, 1,48, 1,82 e 2,12 [m/s]. Estas situações podem ser melhor visualizadas conforme as ilustrações através da Figura 56 (A, B, C, D, e E), para perfil senoidal de 0,025 [mm], pela Figura 57 (A, B, C, D, e E) para perfil senoidal de 0,05 [mm], pela Figura 58 (A, B, C, D, e E) para perfil em rampa ascendente de 0,025 [mm], pela Figura 59 (A, B, C, D, e E) para perfil em rampa ascendente de 0,05 [mm], pela Figura 60 (A, B, C, D, e E) perfil em rampa descendente de 0,025 [mm] e pela Figura 61 (A, B, C, D, e E) para a perfil em rampa descendente de 0,05 [mm].



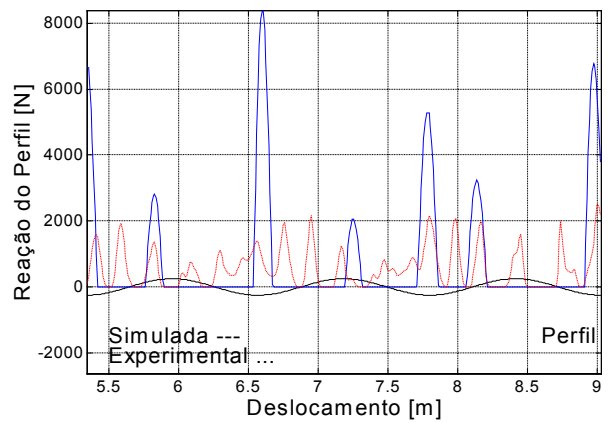
(A)



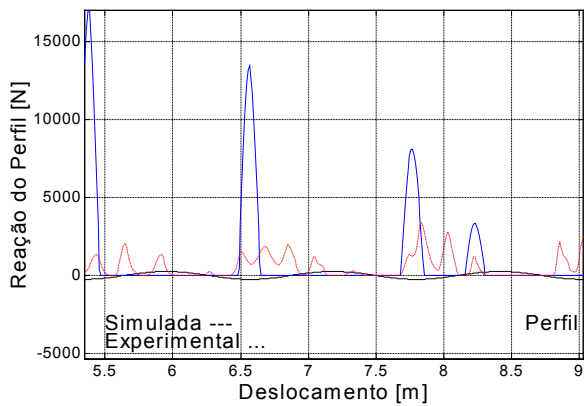
(B)



(C)

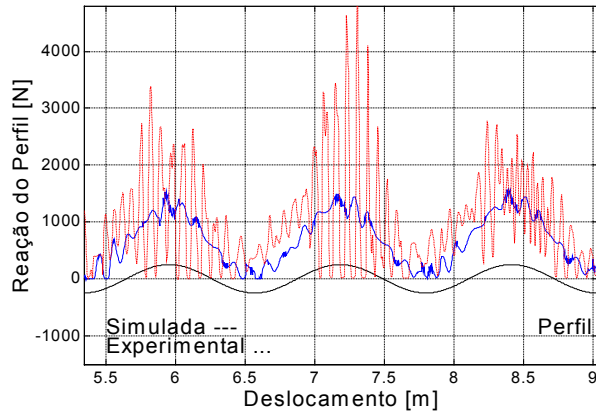


(D)

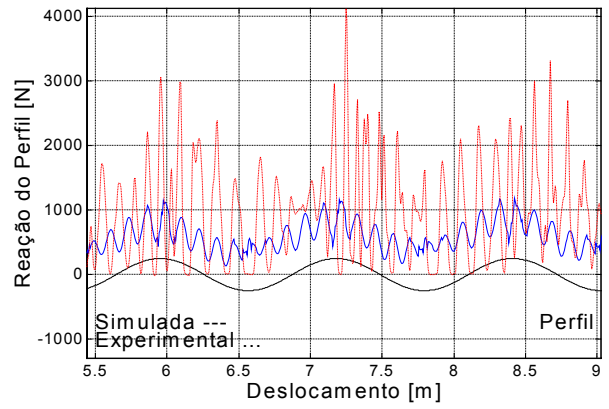


(E)

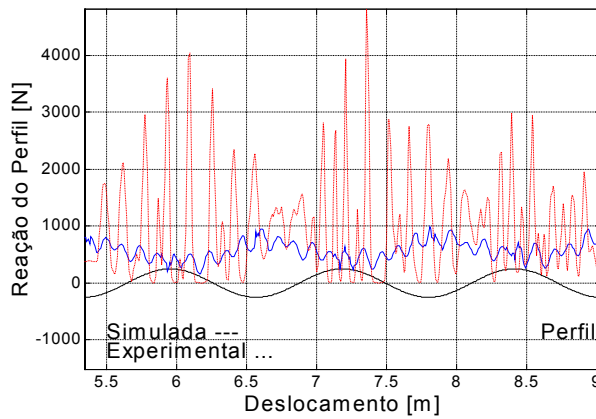
Figura 56: Força normal de reação (F_N) para perfil senoidal de 0,025 [mm] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s].



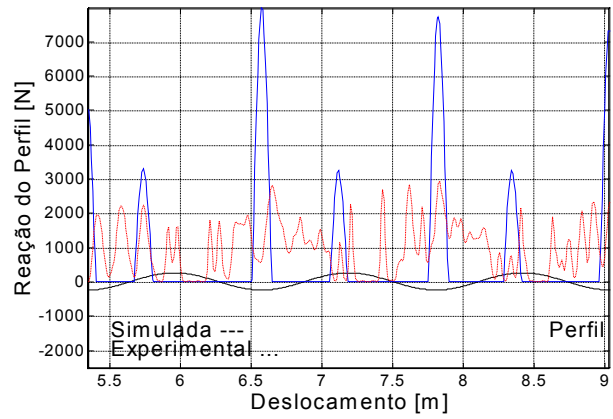
(A)



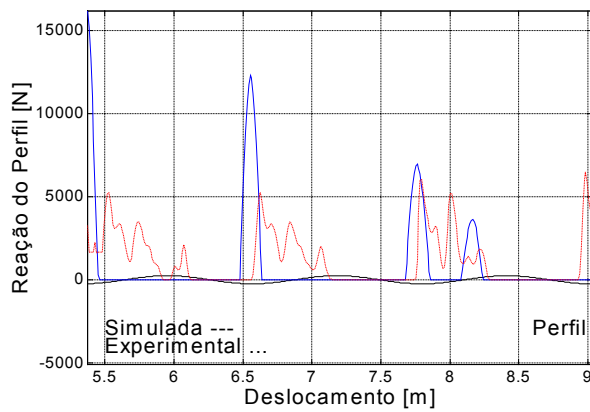
(B)



(C)



(D)



(E)

Figura 57: Força normal de reação (F_N) para perfil senoidal de 0,05 [mm] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s].

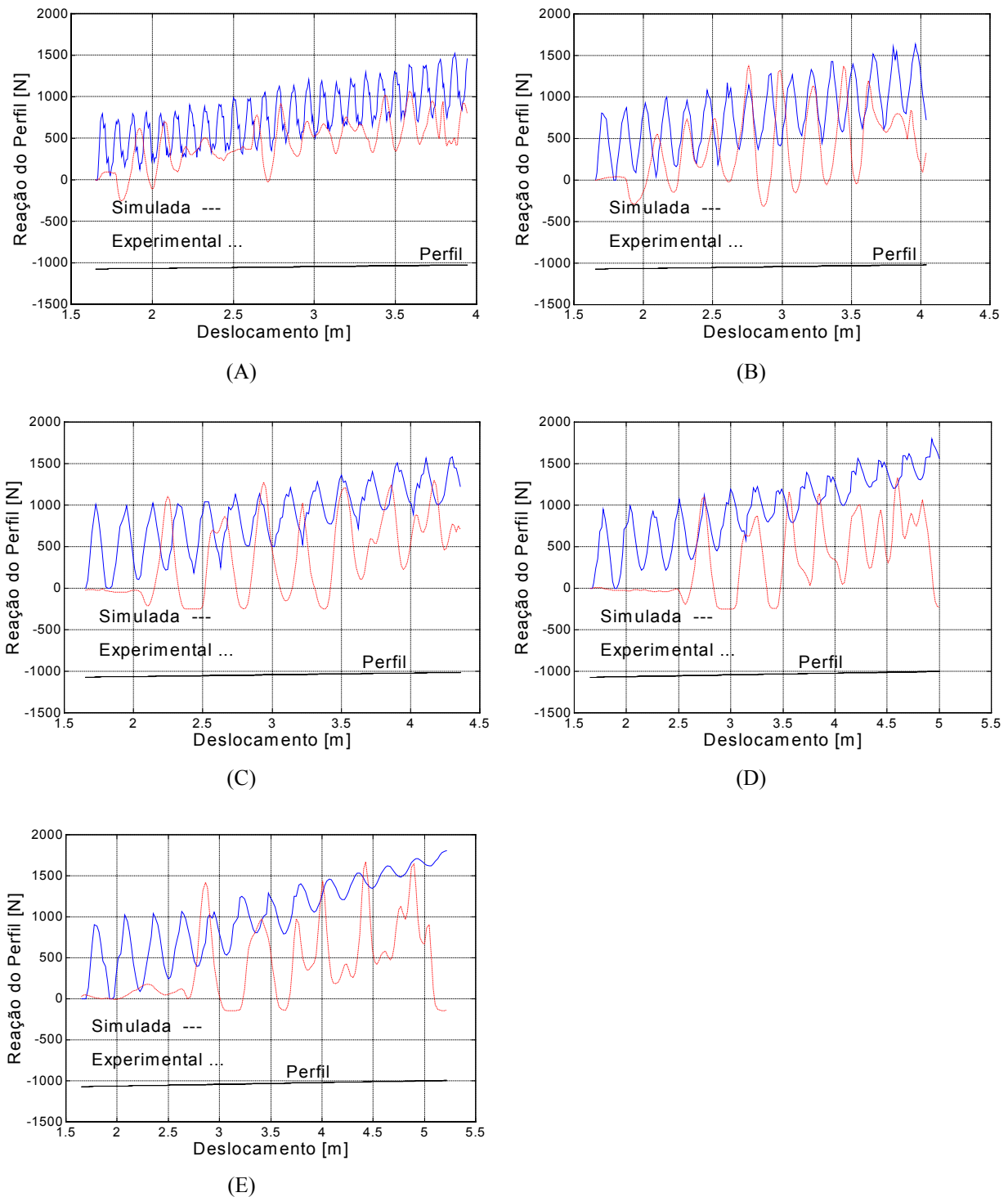


Figura 58: Força normal de reação do perfil para rampa ascendente de 0,025 [m] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s].

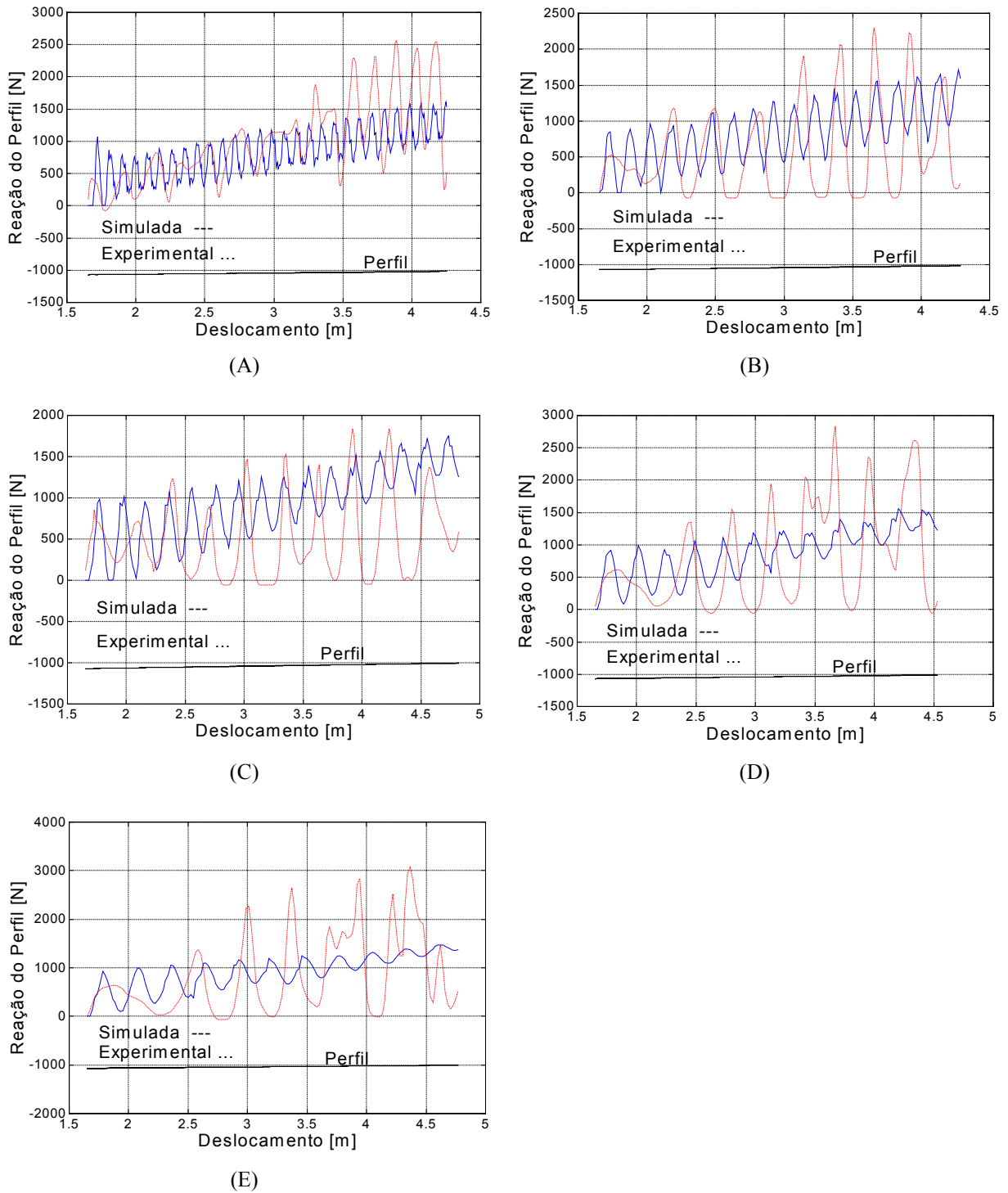
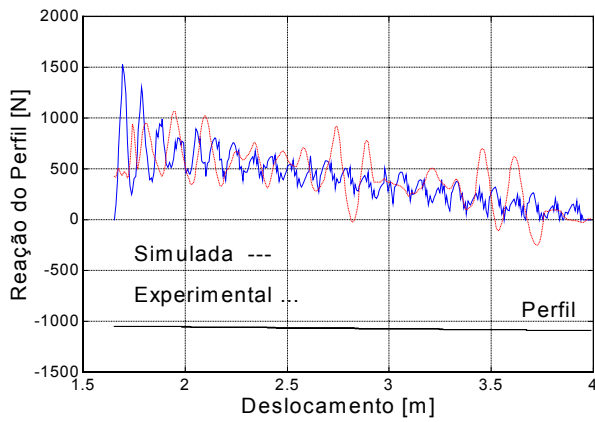
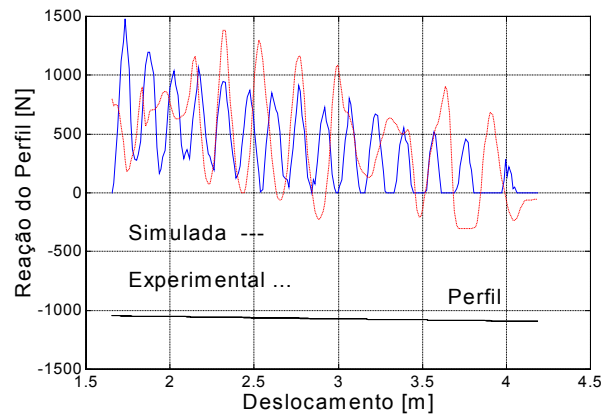


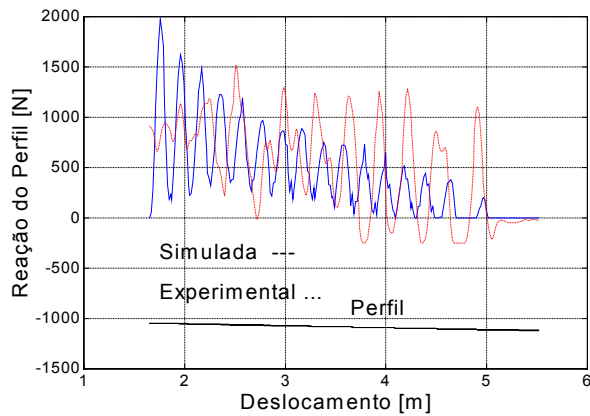
Figura 59: Força normal de reação do perfil para rampa ascendente de $0,05 \text{ [m]}$ e velocidades de: (A) $0,68 \text{ [m/s]}$; (B) $1,12 \text{ [m/s]}$; (C) $1,48 \text{ [m/s]}$; (D) $1,82 \text{ [m/s]}$ e (E) $2,12 \text{ [m/s]}$.



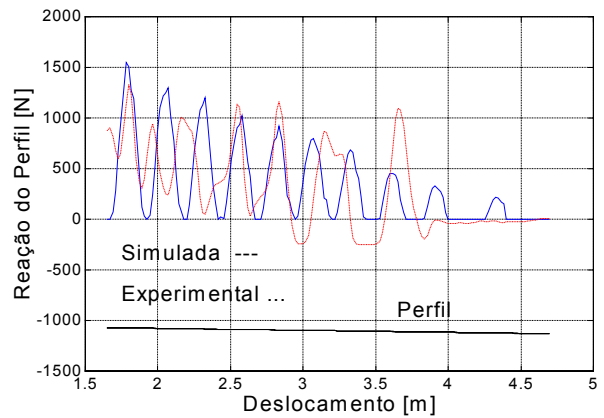
(A)



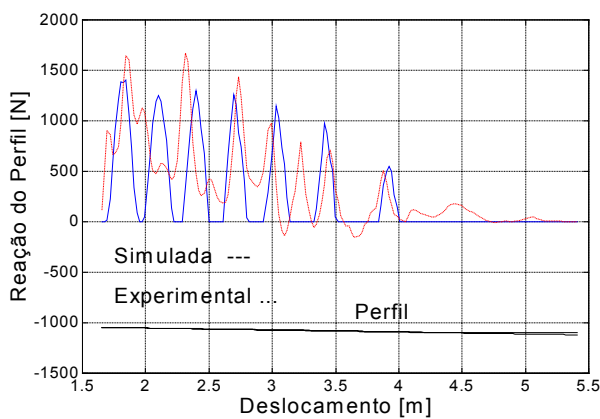
(B)



(C)



(D)



(E)

Figura 60: Força normal de reação do perfil para rampa descendente de 0,025 [m] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s];

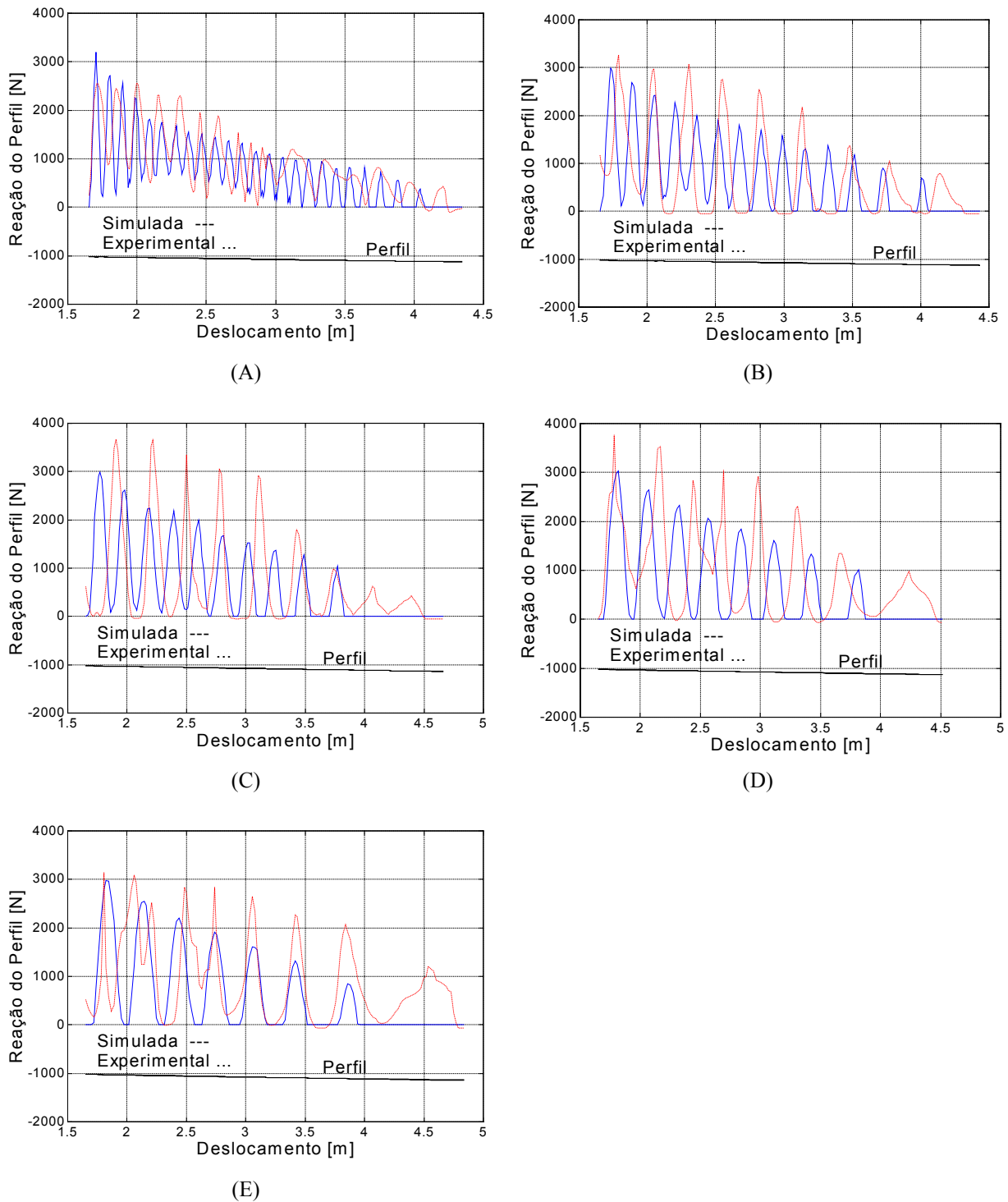


Figura 61: Força normal de reação do perfil para rampa descendente de 0,025 [m] e velocidades de: (A) 0,68 [m/s]; (B) 1,12 [m/s]; (C) 1,48 [m/s]; (D) 1,82 [m/s] e (E) 2,12 [m/s];

Analisando as Figuras 56 e 57, que representam força de reação e o perfil senoidal para as duas amplitudes utilizadas, pode-se verificar que as forças máxima e mínima, simulada e experimental se apresentam satisfatoriamente próximas em todos os casos apresentados, mostrando diferenças significativas apenas nos casos de seguimento interrompido como nas Figuras 56 (D), 56 (E), 57 (D) e 57 (E); onde o modelo prediz a perda de contato do disco com o solo, mas os valores de força que surgem da condição de impacto não são precisos; no entanto, essas forças de impacto não são de interesse já que pretende-se simular e otimizar o desempenho do mecanismo para condições de seguimento contínuo e com forças de reação mínimas.

Nas Figuras 56 (C) e 57 (C) observa-se um afastamento significativo entre as curvas simulada e experimental. Nessa condição, o cortador trafega um perfil senoidal com período linear de 1,23 [m], do que surge uma excitação de 1,2 [Hz] aplicada à estrutura do mecanismo. O fato desse fenômeno se apresentar em ambos os experimentos para a mesma velocidade de deslocamento de 1,48 [m/s] indica que existe uma condição de vibração estrutural (próxima de ressonância) que deve ser abordada no projeto estrutural do cortador e não interfere significativamente no estudo do seguimento do perfil.

Analisando o efeito da velocidade de deslocamento sobre a capacidade de seguimento do perfil verifica-se que até 1,48 [m/s] o disco mantém contato contínuo com ambos os perfis de 0,025 e 0,05 [m]; isto tanto para o mecanismo simulado quanto para o experimental. Os pontos com reação mínima nula das curvas experimentais mostradas através das Figuras 56 (D), 56 (E), 57 (D) e 57 (E); surgem da vibração estrutural com frequência próxima de 10 [Hz], ou seja só poderão promover afastamentos muito pequenos da superfície do perfil e não representam uma falha importante no seguimento do mesmo.

Nas Figuras 56 (D) e 57 (D), com velocidade de deslocamento de 1,82 [m/s] (1,48 [Hz]), próxima da frequência natural de corpo rígido do mecanismo, observa-se interrupção no seguimento do perfil, tanto na curva simulada quanto na curva experimental; esse fenômeno foi observado visualmente durante o trabalho em caixa de solo. O mecanismo experimental apresenta contatos mais frequentes com o perfil que o mecanismo simulado mas a magnitude da força média de reação é pequena, da ordem de 100 [N], ou seja próxima da condição de afastamento do perfil.

O ângulo de fase existente entre as curvas de força de reação e do perfil pode ser comparado entre os mecanismos experimental e simulado nas Figuras 56 (A) e 56 (B) e entre as Figuras 57(A) e 57 (B). Nestas situações observa-se que para ambos mecanismos a força de reação do perfil se encontra em fase com o perfil excitador para as velocidades de deslocamento de 0,69 e 1,12 [m/s] que aplicam excitações de 0,56 e 0,91 [Hz] respectivamente, ambas inferiores à frequência natural de corpo rígido do mecanismo. A partir destas velocidades, conforme pode ser visualizado pelas Figuras 56 (C) a 56 (E) e Figuras 57 (C) a 57 (E), começa aparecer um ângulo de fase de 180° . Esse comportamento corresponde com os fundamentos de vibração forçada para sistemas com um grau de liberdade, segundo THOMSON (1978).

Com exceção apenas das observações e considerações relativas ao ângulo de fase existente para velocidades maiores no perfil senoidal, praticamente todas as demais relativas ao comportamento da força normal de reação do perfil acontecem também para os casos de perfil em rampa ascendente e descendente.

Entretanto, observando as Figuras 58 a 61 pode-se verificar nitidamente a pouca ou quase nenhuma influência que a velocidade de deslocamento da máquina teve sobre a variação da força normal para os perfis em rampa. Este fenômeno acontece porque nestes casos a velocidade vertical ascendente ou descendente é constante, ou seja, não existe aceleração vertical. Consequentemente, não existe componente inercial na reação vertical do perfil, daí a constância da força normal com a variação da velocidade de deslocamento. As variações maiores são em decorrência das vibrações estruturais que aparecem, conforme já discutido anteriormente.

Outra observação importante a ser comentada em relação ao comportamento da força normal de reação do perfil para os perfis em rampa foi a pouca ou quase nenhuma influência da velocidade de deslocamento, visto que nestes casos não existe aceleração, portanto, não variação da força. Observa-se pelas Figuras 58 a 61 que a força simulada e experimental são praticamente as mesmas para todas as velocidades avaliadas. Isso se repete em todos os casos de rampa.

Das observações realizadas pode-se concluir que o modelo proposto simula adequadamente o comportamento dinâmico de corpo rígido do cortador de base e pode ser usado para efeitos de simulação e aprimoramento do processo de seguimento onde as variáveis de projeto são aquelas que caracterizam o mecanismo de quatro barras rígidas com suspensão por

mola e amortecedor, incluindo uma lei de comportamento mecânico elástico do contato entre o disco e o perfil.

4.5 Otimização do Mecanismo Existente (Pós-Dimensionamento)

O mecanismo cortador de base foi submetido a um processo de otimização prévio a construção na fase de projeto. Nesse processo foram consideradas restrições de posição angular do disco (acoplador), comprimentos máximos e mínimos das barras da suspensão e da constante elástica da mola; sempre tendo como objetivo a minimização da força de reação do perfil. Após a construção e instrumentação da unidade piloto foi possível aprimorar e validar o modelo virtual que representa seu comportamento dinâmico. Esse modelo viabilizou uma segunda fase de otimização incorporando novas propostas de variáveis de projeto orientadas ao aprimoramento do desempenho experimental observado. As variáveis de projeto escolhidas para esta fase correspondem a componentes periféricos, como a mola e o amortecedor da suspensão, os quais não requerem mudanças estruturais para sua incorporação ao projeto do mecanismo. Analisou-se também a massa do acoplador m_3 como variável de projeto, visando verificar o potencial de ganho existente nessa variável durante o desenvolvimento de um projeto de segunda geração. Esta nova proposta, envolvendo as novas variáveis, encontra-se ilustrada pela Figura 62.

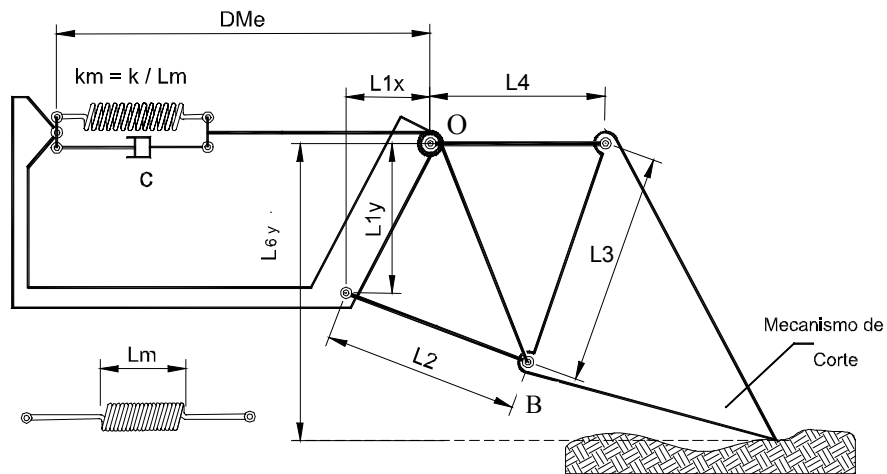


Figura 62: Cortador basal sustentado por mecanismo de quatro barras em nova proposta para otimização.

Verificou-se durante as simulações que o comprimento ativo da mola L_{mo} (trecho com espiras) e sua constante elástica influenciavam o valor da força de reação do perfil, razão pela qual foram incorporadas como variáveis de projeto. A distância de montagem D_{Me} foi necessariamente considerada como variável de projeto; isto como uma forma de superar a restrição construtiva do equipamento existente que limita o comprimento total da mola à distância entre as articulações “O” e “B”. A constante de amortecimento foi considerada como variável de projeto por se tratar de um parâmetro clássico que afeta significativamente o desempenho dinâmico do mecanismo. Verificou-se experimentalmente que existe um nível de amortecimento baixo no mecanismo, no valor de 304 [N.s/m], amortecimento este equivalente a um amortecedor viscoso instalado verticalmente no ponto de contato do disco cortador com o perfil.

As otimizações foram efetuadas para três condições operacionais visando efetuar uma análise comparativa entre as mesmas que permita determinar qual a solução mais apropriada para as diversas condições de perfil e velocidade de deslocamento. A velocidade baixa de 0,69 [m/s] foi combinada com as duas amplitudes do perfil de 0,025 e 0,05 [m] para gerar os mecanismos O2 e O3 ; a velocidade de 1,8 [m/s] foi combinada ao perfil menor de 0,025 [m] para configurar o mecanismo O₁. A amplitude de 0,05 [m] representa uma condição severa de perfil que foi adotada apenas para atingir condições limite que superem a capacidade de seguimento do perfil para os mecanismos em estudo. O fato de um mecanismo não acompanhar o perfil em uma condição extrema não o invalida para sua função de corte de base em condições de campo.

A função objetivo utilizada nos processos de otimização foi a força máxima registrada durante o transito do cortador de base sobre a última onda senoidal de um conjunto de seis, das quais as cinco primeiras foram utilizadas para dissipação do efeito das condições iniciais do movimento simulado. Ambos os modelos de simulação foram utilizados no processo de otimização; sendo estes os modelos *OSCILASOLOAR* e *SEGUESOLO* dos quais, o primeiro simula uma condição real que permite o afastamento do disco da superfície do perfil e o segundo simula uma condição ideal de contato contínuo do disco com o perfil a qual permite o surgimento de reações negativas do perfil, fisicamente inexistentes. Este último modelo facilita o

tratamento matemático do processo de otimização na medida que gera uma função contínua para a força de reação do perfil, sem valores nulos durante as perdas de contato entre perfil e disco.

A medida que a otimização conduz a força de reação do perfil para valores positivos, em todo o percurso, os resultados tornam-se equivalentes aos do modelo *OSCILASOLOAR*. Estes programas encontram-se listados ao final deste, no capítulo de Apêndices.

Em todos os casos a otimização foi submetida às seguintes restrições:

- Valor mínimo da reação do perfil ≥ 10 [N] ;
- Constante elástica da mola ≥ 0 ;
- Comprimento ativo da mola $L_{mo} \geq 0$;

O valor da constante elástica da mola foi indicada como uma carga por unidade de deformação para um comprimento de mola unitário [N/m-m] já que o comprimento da mola L_{mo} representa uma variável de projeto a ser alterado durante o processo de otimização. O valor de $k_m = 34.660$ [N/m-m] é usado como referência por corresponder à mola existente, ao qual correspondem os resultados experimentais utilizados na validação do modelo.

- Distância de montagem externa da mola $0 \leq D_{me} \leq 8$ [m] ;
- Coeficiente de amortecimento viscoso ≥ 0 ;
- Altura de trabalho do cortador: 850 [mm] $\leq r_{6yi} \leq 1350$ [mm] ;

As condições de perfil e velocidade de deslocamento de cada caso assim como os valores das variáveis otimizadas estão indicadas na Tabela 12.

Tabela 12: Configurações e condições de otimização dos mecanismos estudados.

Mecanismos	V _{maq}	A _{ms}	r _{6yi}	L _{mo}	D _{Me}	k _m	k*	m ₃	f _n
	[m/s]		[mm]			[N /m]	[N/m]	[kg]	[Hz]
Existente	1	25	107	680	0	34660	50971	397,5	1,53
O ₁	1,82	25	107	3670	4400	12350	3365	162	0,20
O ₂	0,69	50	107	3090	3750	9217	2983	200	0,28
O ₃	0,69	25	109	3080	3900	12500	4058	235	0,24

* $k = k_m / L_{mo}$

Após algumas simulações verificou-se que, em níveis baixos, a constante de amortecimento c_p tem pouca influência sobre o desempenho de seguimento do mecanismo e o

mesmo sofre deterioração para valores de c_p superiores aos atuais; conseqüentemente foi mantido constante o valor de $c_p = 304$ [N.s/m].

A constante de rigidez da mola, k_m , representou a principal variável no processo de otimização. Observa-se na Tabela 12 que os valores de k dos mecanismos otimizados são muito inferiores ao correspondente do mecanismo existente; esta condição surgiu na procura de dois resultados:

- aumento da robustez do desempenho com relação à altura de trabalho (r_{6y}).
- redução da força de reação do perfil.

A Tabela 13 mostra o ganho de robustez entre os mecanismos O_2 e existente, com relação à variável altura de operação; no caso do mecanismo O_2 a reação do perfil sofreu redução de 18,7 % quando a altura de operação foi aumentada de 850 para 1050 [mm], no entanto que no caso do mecanismo existente essa redução foi de 86 % para a mesma variação de altura. Para o total de 500 [mm] da faixa de aumento de altura do mecanismo O_2 a reação do perfil sofre uma redução aceitável de 34 %. O mecanismo existente perde contato com o perfil para alturas superiores a 1050 [mm].

Verifica-se na mesma Tabela, para um perfil com amplitude de 0,025 [m], que ambos os mecanismos apresentam robustez adequada com relação à velocidade de deslocamento; a reação média do perfil, no mecanismo O_2 , é totalmente independente da velocidade e, no caso do mecanismo existente, esta sofre redução de apenas 8,4 % quando a velocidade de deslocamento passa de 0,69 para 2,12 [m/s].

Os desempenhos simulados dos três mecanismos otimizados, em termos de força de reação do perfil, são apresentados conjuntamente com os resultados experimentais do mecanismo existente pelas Figuras 63 a 68. As avaliações das forças de reação simuladas e experimentais serão efetuadas em termos dos valores máximos, médios e das amplitudes dos dados registrados.

Os valores máximos e principalmente os valores médios estão ligados ao fator adensamento de solo provocado pela calota esférica do disco cortador na região de contato com o solo. Na medida que os valores médios da reação do perfil ultrapassam o valor de 1000 [N] torna-se difícil acomodar superfícies de contato entre o disco e o solo com mais de 200 [cm²] de forma a conseguir pressões de contato da ordem de 0,5 [kPa].

Tabela 13: Efeito da velocidade e da altura de trabalho na reação média R_s do perfil senoidal para amplitude do perfil de 0,025 [m].

r _{6yi} [mm] (mecanismo O ₂)						
V _{maq} [m/s]	850	950	1050	1150	1250	1350
0,69	1003	888,63	815,34	728,11	691,13	660,89
1,12	1015	881,02	796,70	728,28	699,09	666,11
1,48	1009	891,83	794,44	740,81	688,31	668,54
1,82	1006	880,79	792,95	719,71	687,16	654,92
2,12	1004	883,43	793,00	726,51	685,21	661,93
r _{6yi} [mm] (mecanismo existente)						
V _{maq} [m/s]	850	950	1050	1150	1250	1350
0,69	6041	2853,83	843,30	*	*	*
1,12	5805	2851,44	837,75	*	*	*
1,48	5382	2846,77	830,45	*	*	*
1,82	5493	2846,39	836,82	619,87	*	*
2,12	5532	2837,72	837,17	75,72	*	*

* Sem contato com o perfil

Os valores mínimos estão associados à qualidade do processo de seguimento do perfil, sendo que valores nulos da reação indicam perda de contato do disco com o solo. As amplitudes permitem identificar a proximidade de uma condição de ressonância associada com a proximidade entre a frequência de excitação da operação e uma frequência natural do sistema. Os valores médios da reação do perfil registrados nas Figuras 63 a 68 permanecem aproximadamente constantes para cada mecanismo em todas as velocidades e amplitudes de perfil; apenas nas condições em que o disco perde contato com o perfil os valores se alteram significativamente. Esse comportamento é esperado já que essa reação representa a participação do perfil no equilíbrio do peso do cortador, o qual se complementa com a ação da mola. Os mecanismos O₁ e O₂ representam duas alternativas de seguimento do perfil com cargas médias de 500 e 1000 [N] aproximadamente. O mecanismo O₁ apresenta a vantagem de uma carga menor sobre o solo mas requer do recurso de ajuste da distância D_{me} descrita posteriormente.

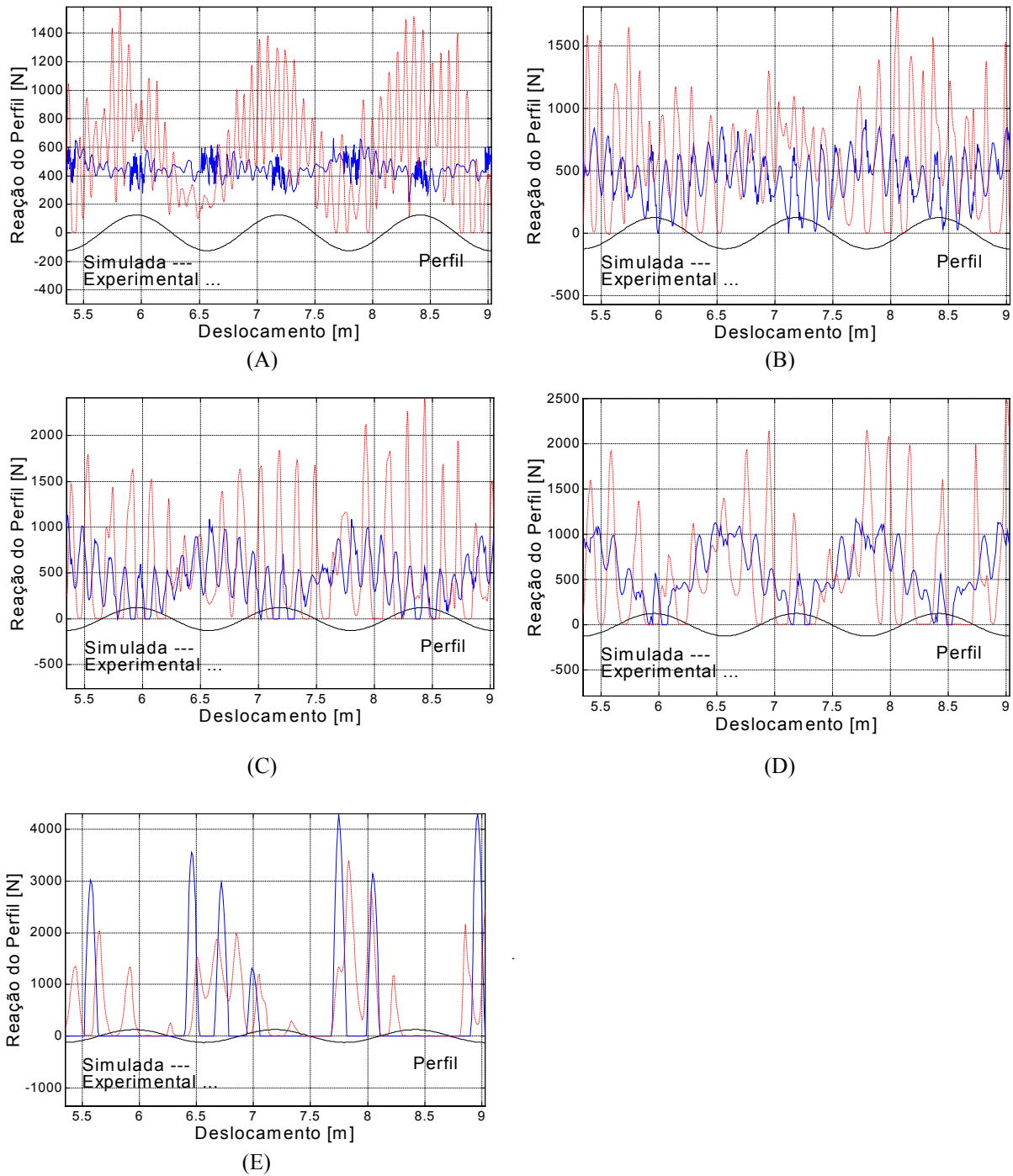


Figura 63: Força normal de reação do perfil (F_N) para o mecanismo otimizado O1 com amplitude do perfil de 0,025 [m] e velocidades de: 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).

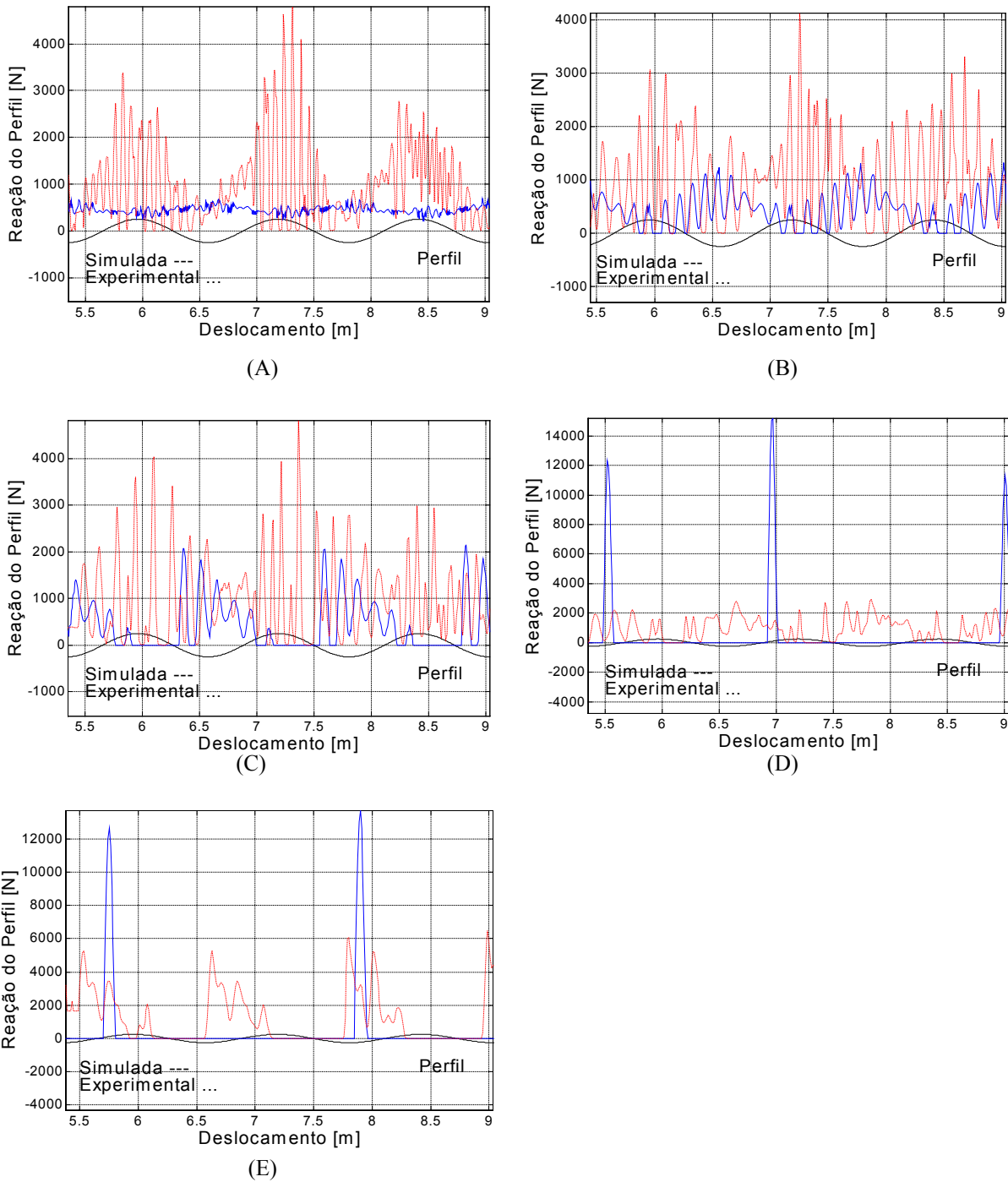


Figura 64: Força normal de reação do perfil (F_N) para o mecanismo otimizado O1 com amplitude do perfil de 0,05 [m] e velocidades de: 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).

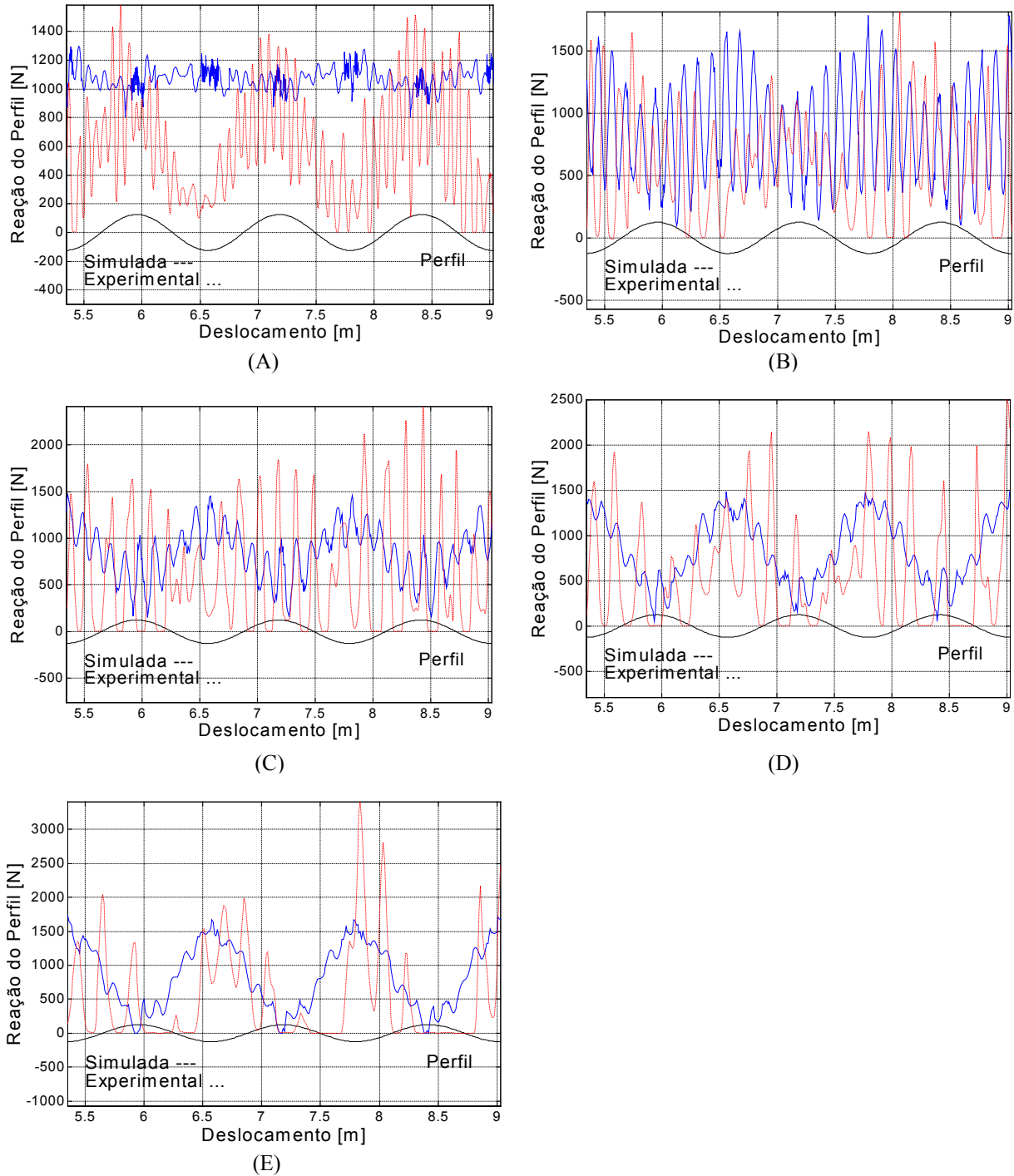


Figura 65: Força normal de reação do perfil (F_N) para o mecanismo otimizado O2 com amplitude do perfil de 0,025 [m] e velocidades de: 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).

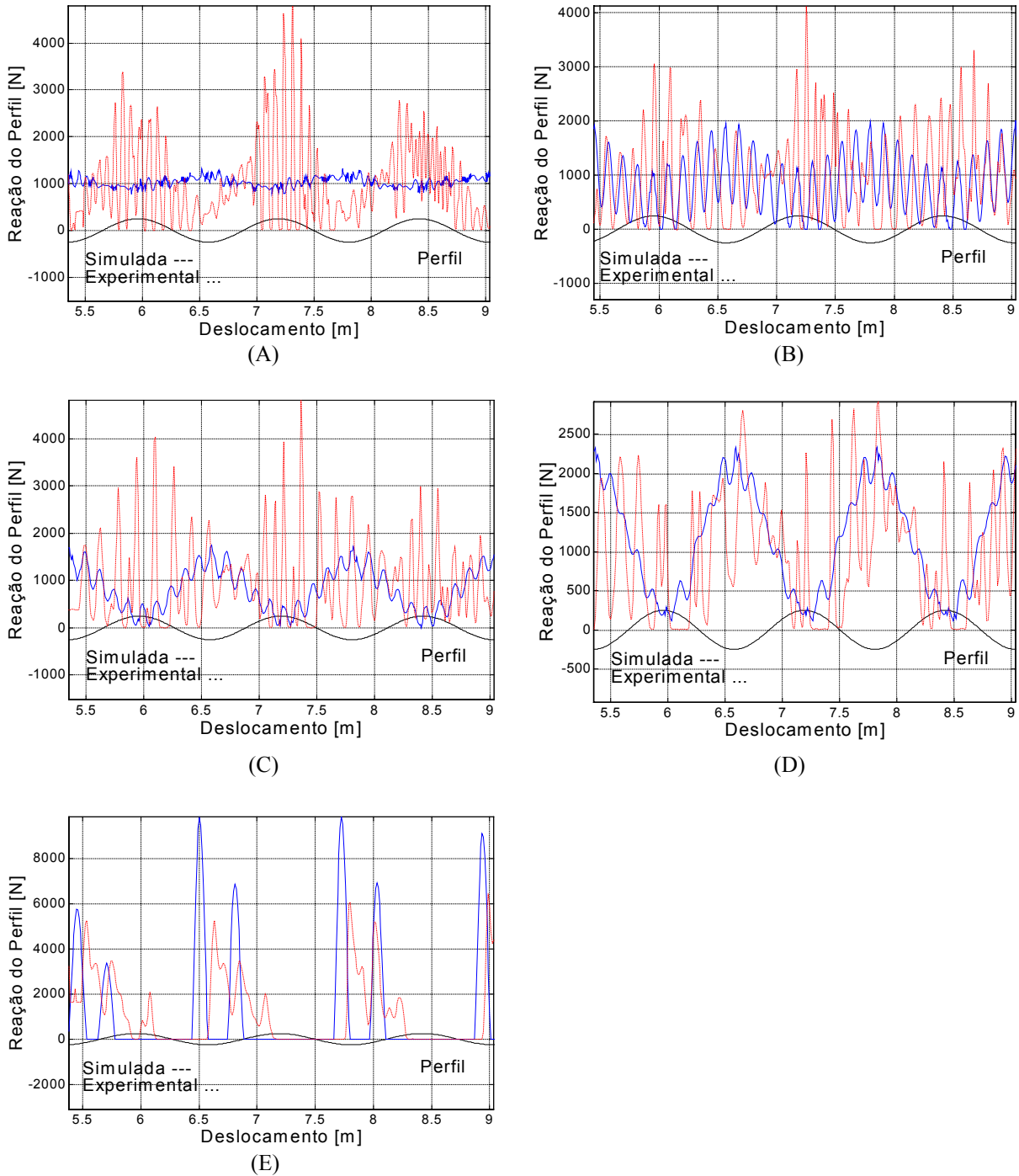
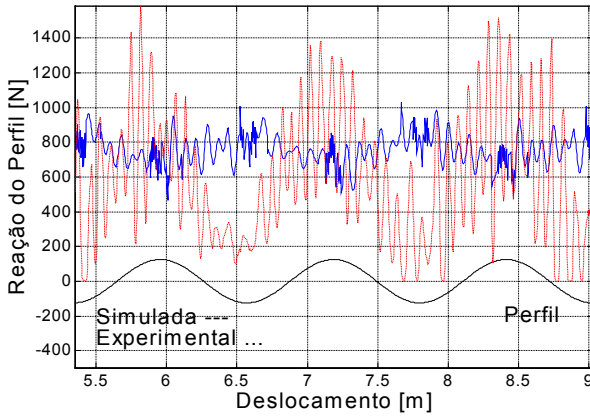
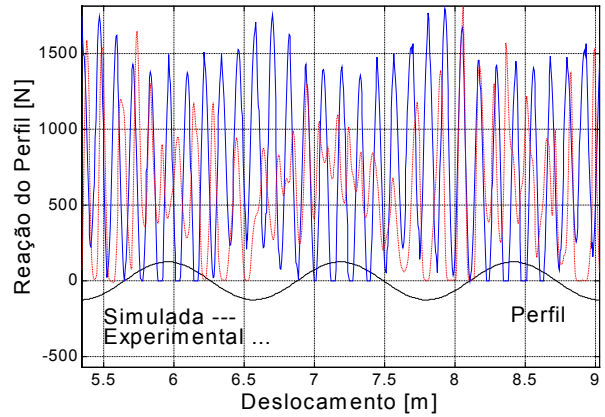


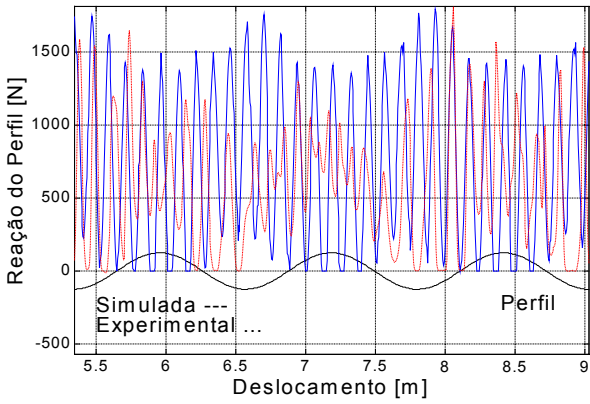
Figura 66: Força normal de reação do perfil (F_N) para o mecanismo otimizado O2 com amplitude do perfil de 0,05 [m] e velocidades de: 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).



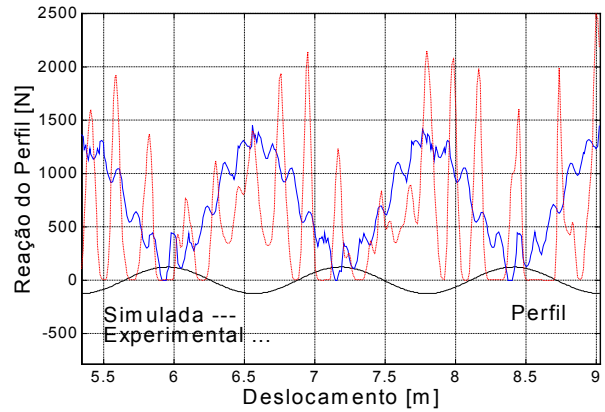
(A)



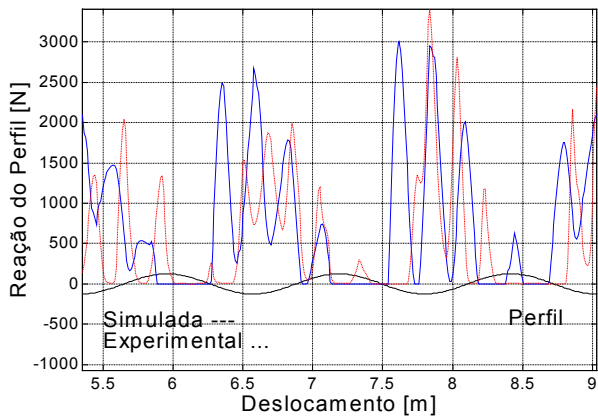
(B)



(C)



(D)



(E)

Figura 67: Força normal de reação do perfil (F_N) para o mecanismo otimizado O3 com amplitude do perfil de 0,025 [m] e velocidades de: 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).

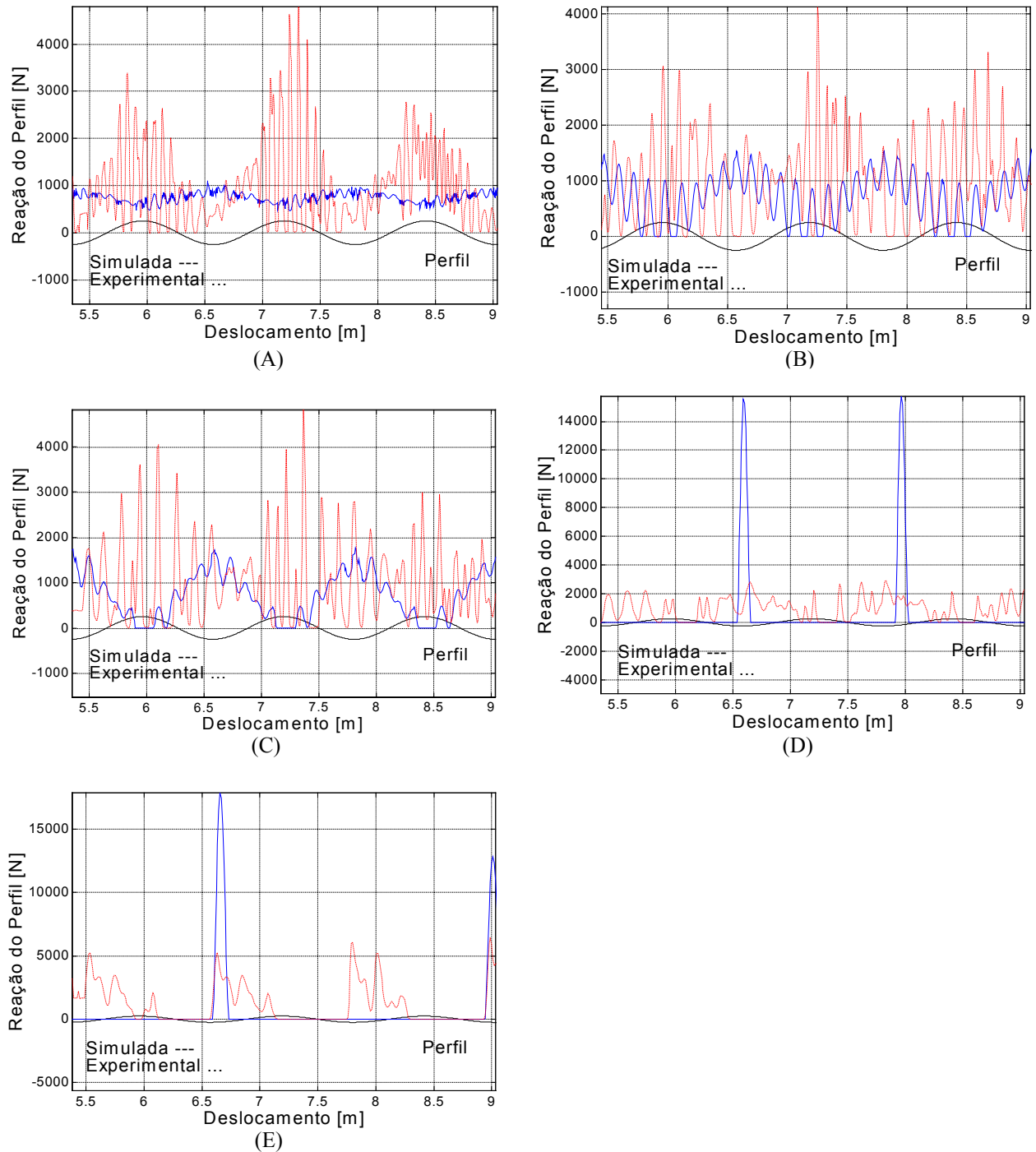


Figura 68: Força normal de reação do perfil (F_N) para o mecanismo otimizado O3 com amplitude do perfil de 0,05 [m] e velocidades de: 0,69 [m/s] (A), 1,12 [m/s] (B), 1,48 [m/s] (C), 1,82 [m/s] (D) e 2,12 [m/s] (E).

Ressalta-se que para os mecanismos O_2 e O_3 em sua condição mais críticas, isto é, amplitude do perfil de 0,05 [m] e velocidade de avanço de 2,12 [m/s] não foi possível registrar uma figura sob a forma de gráfico já que houve falta de contato disco-perfil ao longo de todo o percurso.

O mecanismo O_1 , operando sobre perfil com amplitude de 0,025 [m], apresentou melhor desempenho que o mecanismo existente para velocidades até 1,82 [m/s], acima desse valor, ambos mecanismos sofrem perdas de contato com o solo. No caso do perfil de 0.05 [m] o resultado é equivalente, com a diferença que a interrupção do seguimento surge para uma velocidade inferior de 1,48 [m/s].

A utilização de mola com baixa rigidez permite fazer um ajuste na distância de montagem externa D_{me} para adequar o mecanismo O_1 à velocidade de 2,12 [m/s]. Essa distância foi reduzida em 100 e 300 [mm] para restabelecer o seguimento no caso de perfis com amplitudes de 0,025 e 0,05 [m] respectivamente como ilustrado as Figuras 69 e 70. No caso do mecanismo existente esse ajuste não viável em função da baixa robustez da reação do perfil à distância D_{me} .

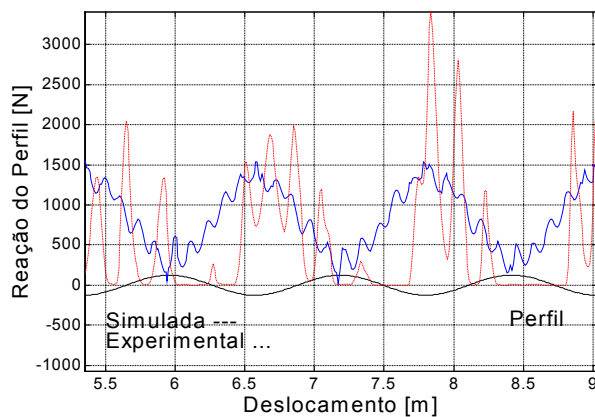


Figura 69: Reação do perfil para amplitude de 0,025 [m], velocidade de 2,12 [m/s] e D_{me} ajustado de 4300 [mm].

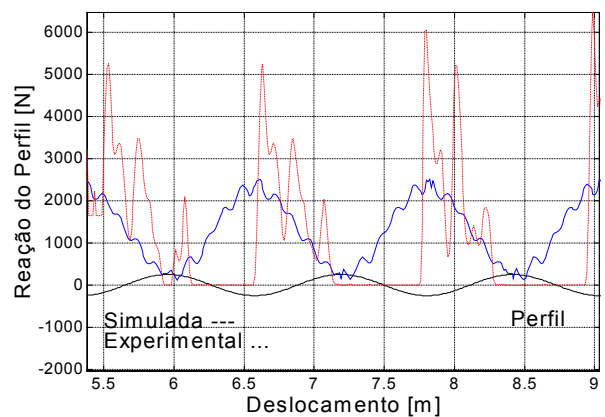


Figura 70: Reação do perfil para amplitude de 0,05 [m], velocidade de 2,12 [m/s] e D_{me} ajustado de 4100 [mm].

No caso do mecanismo O_2 é possível trafegar o perfil de 0,025 [m], com velocidades até 2,12 [m/s], sem perda de contato com o perfil e sem ajustes da distância D_{me} ; esse desempenho pode ser observado nas curvas de força de reação simulada pela Figuras 65. O mecanismo O_2 , no entanto, apresenta aproximadamente o dobro da reação média do perfil (1000 N) e o seguimento se interrompe no perfil de 0,05 [m] quando a velocidade atinge 2,12 [m/s] como ilustra a Figura 66 .

O mecanismo O_3 surgiu de uma condição de otimização menos severa que inclui velocidade de 0,69 [m/s] e amplitude do perfil de 0,025 [m]; seu desempenho é inferior ao dos mecanismos O_1 e O_2 e apenas supera o mecanismo existente nas baixas velocidades. A Figura 67 mostra alguns afastamentos do perfil de 0,025 [m] com velocidade de 1,82 [m/s] e para velocidade de 2,12 [m/s] o seguimento é insatisfatório para ambos mecanismos, O_3 e existente. No perfil de 0,05 [m] ambos mecanismos mostram deficiências de seguimento para velocidade de 1,48 [m/s] e superiores, conforme ilustra a Figura 68.

Dos três mecanismos analisados pode-se observar que a otimização efetuada com perfil de 0,025 [m], mais próxima de uma condição de campo e correspondente aos mecanismos O_1 e O_3 , apresentou a vantagem de uma menor carga média com bom desempenho de seguimento em todas as velocidades quando ajustada a distância D_{me} . A solução constritiva para o ajuste da distância D_{me} não representa limitação já que a mesma pode ser efetuada através de cilindro hidráulico de simples ação e pequenas dimensões, aproveitando a infra-estrutura hidráulica existente nas colhedoras ou tratores agrícolas.

A amplitude de oscilação da força de reação mostra uma componente de baixa frequência correspondente à frequência de excitação do perfil e componentes de maior frequência associadas com vibrações estruturais. A componente de baixa frequência sofre alterações com a velocidade de deslocamento nos mecanismos simulados; na faixa de velocidades de 1,48 a 1,82 [m/s] as forças de reação apresentam um aumento da amplitude como consequência da velocidade estar gerando excitações próximas de um múltiplo da frequência natural do mecanismo.

Analisando o desempenho dos quatro mecanismos em termos do ângulo de fase entre o perfil e a força de reação verifica-se que no caso do mecanismo existente surge um ângulo de fase de aproximadamente 180 graus para velocidades de avanço superiores a 1,48 [m/s] (1,82 Hz); para as velocidades inferiores, de 0,69 a 1,2 [m/s] (0,55 a 1,48 Hz), o perfil e a força de reação se encontram em fase. Esta mudança de comportamento surge em função do mecanismo existente apresentar uma frequência natural de 1,53 Hz, como foi indicado na Tabela 10. Segundo THOMSON (1978) os sistemas vibratórios de um grau de liberdade com baixo amortecimento apresentam esse comportamento. Os mecanismos otimizados apresentam em todos os casos ângulo de fase de aproximadamente 180 graus; isto surge como consequência da baixa frequência natural dos mesmos ($\leq 0,3$ Hz), segundo indicado na Tabela 12.

As observações descritas permitem atingir as conclusões abaixo relacionadas com relação à utilização de mecanismos passivos de quatro barras otimizados como recurso para o posicionamento relativo ao solo e seguimento de seu perfil em processos de colheita onde o corte deva ser efetuado rente ao solo ou produtos rasteiros devam ser retirados da superfície.

Capítulo V - Conclusões

1. O mecanismo de quatro barras representa um recurso construtivamente simples e estruturalmente robusto para a sustentação do cortador de base, no entanto a complexidade do processo de seguimento do perfil e o número de variáveis ligadas a seu desempenho tornam necessário o uso de recursos de simulação e otimização para se conseguir desempenhos satisfatórios;
2. O modelo virtual desenvolvido apresentou desempenho satisfatório para a simulação e otimização da força de interação entre o disco e o perfil sob excitações com frequências abaixo de 2 [Hz];
3. O modelo proposto simula adequadamente o comportamento dinâmico de corpo rígido do cortador de base e pode ser usado para efeitos de simulação e aprimoramento do processo de seguimento onde as variáveis de projeto são aquelas que caracterizam o mecanismo de quatro barras rígidas com suspensão por mola e amortecedor, incluindo uma lei de comportamento mecânico elástico do contato entre o disco e o perfil.
4. O modelo virtual prediz adequadamente o afastamento do disco da superfície do perfil e os valores das forças médias e componentes de baixa frequência, mas, como era esperado, não prediz as condições de vibração estrutural de maior frequência.
5. O uso de modelos virtuais demonstrou ser uma ferramenta poderosa na concepção de novas propostas de projeto e desenvolvimento de máquinas devido às respostas rápidas e precisas obtidas;
6. A fase experimental permitiu introduzir aprimoramentos importantes ao modelo dinâmico além de fornecer um banco de dados diversificado para a análise e aprimoramento dos mecanismos;

7. A incorporação de quatro novas variáveis de projeto a um cortador de base existente, previamente otimizado, permitiu ganhos significativos de desempenho na forma de um seguimento mais contínuo do perfil e uma redução da força de interação do disco cortador com o perfil de apoio.
8. O aumento do comprimento ativo da mola associado a uma grande redução da sua constante elástica foram responsáveis pelo ganho de desempenho de seguimento e principalmente pelo aumento significativo na robustez do desempenho com relação à altura de operação.
9. O uso de uma distância externa de montagem da mola, ajustável, permitiu adequar o mecanismo para o seguimento do perfil em velocidades altas, mantendo uma carga média baixa nas velocidades baixas.
10. O baixo nível de amortecimento existente na unidade piloto não afetou significativamente o desempenho de seguimento. Em níveis altos o amortecimento teve efeitos negativos de afastamento entre o disco e o perfil.
11. O modelo não contempla uma componente estrutural de maior frequência (aproximadamente 9 Hz), presente nos dados experimentais, a qual tem pouca influência na interação vibratória que acontece entre o perfil e o mecanismo cuja frequência natural de corpo rígido é inferior a 2 [Hz];
12. Os mecanismos existentes otimizados apresentam em todos os casos ângulo de fase de aproximadamente 180 graus; isto surge como consequência da baixa frequência natural dos mesmos ($\leq 0,3$ Hz).

Capítulo VI - Referências Bibliográficas

- ALBUQUERQUE, O. P. Dinâmica das Máquinas. Editora McGraw-hill do Brasil LTDA. São Paulo, Brasil, 1974. 396p.
- ALFONSI, R. R., PEDRO Jr., M. J. , BRUNINI, O., BARBIERI, V. Condições Climáticas para a Cana-de-Açúcar . In: Cana-de-Açúcar - Cultivo e Utilização. FundaçãoCargil, Vol.1, 1987. p. 42-54.
- ANUÁRIO ESTATÍSTICO DO ESTADO DE SÃO PAULO - AESP. Fundação Sistema Estadual de Análise de Dados - SEADE. São Paulo, 2: 1-570, 1992.
- BARBOSA, R. de R. Açúcar e Álcool: Novos Desafios. Opinião Econômica. Jornal Folha de São Paulo 8 de dezembro, 1996.
- BEER, F. P. JHONSTON, E. R. Jr. Mecânica Vetorial para Engenheiros. Cinemática e Dinâmica. Ed. Makron Books 5ª Edição São Paulo 1991 982 p.
- BERTELLI, L.G. Dezesesseis Anos de Proálcool. STAB. Açúcar, Álcool e Subprodutos, Piracicaba, 11(1):19-20, set/out. 1992.
- BETTS, J. T. Frontiers in Engineering Optimization. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 151 - 154, June 1983.
- BOAST, M. M.W. Hydraulic Sensing for Height Control of “Ground-following” Base Cutter on Mechanical Cane Cutters. Proceedings of the South African Sugar Technologists Association. June, 1986. p. 242-246.
- BRAUNBECK, O. A. Proposta Brasileira de Colheita Mecanizada. In: Anais do I Seminário Soluções e Novidades na Mecanização da Cana-de-Açúcar. Ribeirão Preto, março 1999. p. 56 - 60.
- BRAUNBECK, O. A. Redução de Custos na Colheita Mecânica de Cana Crua. Jornal Cana Série Seção Técnica Nº 70 Setembro 1997. p. 54-56.

- BRAUNBECK, O. A. , MAGALHÃES, P, S. G. Colheita de Cana Crua e Inteira. Jorna Cana Série II, Ano IV, Nº 41 Maio 1997. P. 26 -27.
- BROTHERTON, G. A. The Influence of Extraneous Matter on C.C.S., Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists.. 1980. p.7-12.
- BUCHER, I.; BRAUN, S. Efficient Optimization Procedure for Minimizing Vibratory Response Via Redesign or Modification, Part I: Theory. Journal of Sound and Vibration, v. 175, n. 4, p. 433 - 453, 1993.
- BURGER, W. R., NIX, K. J. Harvesting and Cane Quality. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1979. p.33-39.
- CARREJA, T. M. Analysis of how the Factory Handled the Cane from the Totally Mechanised Harvesting Operations at Talisman. Proceedings of American Society of Sugar Cane Technologists. 1978. p.13-21.
- CLARKE, W. B.; PLAYER, M. R.; WEISS, G. H. Effect of extraneous Matter on Miller's and Growers' Cost. Proceedings of the South African Sugar Technologists Association, 1988. p.39 - 46.
- CHURCHWARD, E. H. , POULSEN, N. J. Review of Harvesting Developments. Proceedings of Australian Society of Sugar cane Technologists., 1988. P1-6.
- COLETI, J.T. Técnica Cultural de Plantio. In: Cana-de-Açúcar - Cultivo e Utilização. Fundação Cargil, Vol.1, 1987. P. 284-328.
- COOPERSUCAR Colheita Mecanizada de Cana Picada: Avaliação de Perdas Invisíveis e Estilhaços nos sistemas das Colhedoras. CTC/DCEA São Paulo - SP. 1989- 53p.
- CORTEZ, L. A. B.; BAJAY, S. V. & BRAUNBECK, O. A. Uso de Resíduos Agrícolas para Fins Energéticos: O Caso da Palha de Cana-de-Açúcar. Revista Brasileira de Energia. Vol. VI nº 1 1999. P. 65 - 82.
- COSTA, A . Protótipo Virtual: Um Novo Conceito no Desenvolvimento de Projetos Mecânicos. In: ANAIS I Encontro de Usuários do Programa ADAMS. vol.1 São Paulo-Brasil 1996. 10p.
- CRUZ, E. Z. Estudio sobre la Cosecha de la Cana de Azucar. In: Distribuidora Venezolana de Azucares. Caracas, Edicamp, 1976. 173-181

- DAS, F. C., GUPTA, C. P. Cutting resistance of sugarcane stem. In: 10th Meeting Annual of Indian Society of Agricultural Engineers at Jabalpur. India, 3-5 Feb. 1972 p 18-23.
- DATSERIS, M. , FREUDENSTEIN, F. Optimum Synthesis of Mechanisms Using Heuristics For Decomposition and Search. Journal of Mechanics Design, Transactions of the ASME, 101: 380 - 384, July 1979.
- DE BEER, A. G. , BOEVEY, T. C. Losses Incurred when Chopper-Harvesting Sugarcane. Proceedings of International Society of the Sugar Cane Technologists.12(2): 2115-2126. 1977.
- DE BEER, A. G. The Performance of Chooper Harvester. Proceedings of International Society of the Sugar Cane Technologists.17: 1011-1024. 1980.
- DEDINI, G. F. Cinemática e Síntese dos Mecanismos. DPM/FEM/UNICAMP. Campinas-São Paulo- Brasil 1996 127p. (Apostila de Curo).
- DICK, R. G. Australian Cane Harvester Research - Past, Present and Future. Proceedings of ISSCT 19: 159-167 1986.
- DOUGTH, S. Mechanics of Machines. John Wiley & Sons, inc. 1988.
- ERDMAN, A. G. ,SANDOR, G. N. Advanced Mechanism Design - Analysis and Synthesis, Vols I and II, Englewood Cliffs, N J, 1991.
- FERNANDES, A. C.; IRVINE, J. E. Comparação da Produtividade da Cana-de-açúcar por Colheita Mecanizada e por Corte Manual. Revista da STAB, vol 4, n.6, julho/agosto, 1996. p.112-116.
- FLETCHER, R. Practical Methods of Optimization. John Wiley & Sons Ltd., Second edition, 1987. 436p.
- FORS, A .L. Some Observation on the Mechanized Harvest of sugar cane in Mexico. Sugar y Azucar, New York, 67(8): 19-21, 1972.
- FRIEDLANDER, A. Elementos de Programação Não-Linear. Campinas-SP: Editora da UNICAMP, 1994. 123p.
- FUELLING, T. G. Sugar Cane Harvester Design. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1982. p. 131-137.

- FUELLING, T. G; HENKEL, C. R.; LEVERINGTON, K. C.; WEGENER, M. K. Sugar Cane Harvesting Performance. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1978. p.209-216.
- FURLANI NETO, V. L. Plantio Nivelado. Revista da STAB. Vol.18 nº2 março-abril/2000
- FURLANI NETO, V. L. Incidência de Matéria Estranha e Perdas no Campo nos processos de corte manual e com Colhedoras Amontoadas em Cana-de Açúcar (Saccharum spp). Piracicaba, 1984. 120 p (Tese de Mestrado).
- FURLANI NETO, V. L. A Colheita de cana Crua (Sem Queima) no Brasil. Piracicaba, ESALQ/USP,1991.31p.
- FURLANI NETO, V. L. Colhedora de Cana-de-Açúcar (Saccharum spp): Avaliação em Canaviais com e sem Queima Prévia. Piracicaba, 1995. 110 p (Tese de Doutorado).
- FURLANI NETO, V. L. RIPOLI, T.C., VILA NOVA, N.A. Colheita Mecânica: Perdas de Matéria-Prima em Canaviais com e sem Queima Prévia. Revista da STAB. Vol.14 nº6 jul-ago/1996.
- GABRIELE, G. A., RAGSDALL, K. M. OPT 3.2, A Nonlinear Programming Code in Fortran Implementing the Generalized Reduced Gradiente Method, User's Manual, 1989.
- GADANHA JÚNIOR, C. D.; MOLIN, J. P.; COELHO, J. L. D.; YAHN, C. H., TOMIMORI, S. M. A. W. Máquinas e Implementos Agrícolas do Brasil. Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo-IPT. São Paulo, 1991. 468 p.
- GALLI, L. A ., LUNKES, L. A . ADAMS no Contexto da Engenharia Simultânea. In: ANAIS I Encontro de Usuários do Programa ADAMS.vol.1 São Paulo-Brasil 1996. 12p.
- GARSON, C. A. Control of Harvester Basecutter Height. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1992. p.156-162.
- GARSON, C. A.; ARMSTRONG, M. Ultrasonic base Cutter Height Control: a Report on 1992 Season Experiments. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1993. p.52-59.
- GILL, P. E. MURRAY, W. WRIGHT, M. Practical Optmization. New York, Academic Press, 1981. 234 p.

- GROENIGEN, J. C. van. Mechanical Harvesting in Jamaica. In: Congress of the ISSCT, 14, Louisiana, 1971. Proceedings. p. 100 - 106. 1972.
- GROOVER, P.M. Automation, Production Systems and Computer Aided Manufacturing. Prentice Hall. New Jersey. 1980.
- GUPTA, C.P., ODUORI, M.F. Design of the Revolving Knife-Type Sugarcane Basecutter. American Society of Agricultural Engineers. Vol. 35(6): Nov/Dec 1992. p 1747-1752.
- GUPTA, O. , RAVINDRAN, A. A Nonlinear Integer Programming and Discrete Optimization. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 160 - 164, June 1983.
- HENKEL, C.R.; FUELLING, T.G.; RIDGE, D.R. Harvester Evaluation Methods. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists, 1978. p.203-207.
- HENKEL, C.R.; FUELLING, T.G.; RIDGE, D.R. Effect of Basecutter Setting on Dirt in the Cana Supply and Cana left in the Field. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1979. p.19-25.
- HERSKOVITS, J. A view on nonlinear optimization. In: Herskovits, L. (Ed.). Advances in structural optimization. Dordrecht, Netherlands, 1995, p. 71 -116.
- IGUTI, F. Otimização de Sistemas Mecânicos. DPM/FEM/UNICAMP. 1997, (notas de aula).
- HIRANO, T.; INADA, T.; KOTAKE, K. New automatic reaping height control system equipped with ultrasonic sensor for combine. Paper Japanese Society of Agricultural Engineering (1987). p.202-205.
- IBGE. Estimativas da Produção Agrícola. Maio 2000. (www.ibge.gov.br)
- IDEA Indicadores de desempenho da agroindústria canavieira (safra 97/98). IDEA. Ribeirão Preto 1999. 119 p.
- IDEA Indicadores de desempenho da agroindústria canavieira (safra 98/99). IDEA. Ribeirão Preto 2000. 181 p.
- IRVIN, P.C., DOYLE, C.D. Some Measurements of the effect of tops and trash on cane quality. Proceedings of Australian Society Sugar Cane Technologists. 11: 1-7 1989.

- IZUMI, H., AKINAGA, T. Studies on sugarcane harvester -IV: The geometric and kinematic parameters that influence the cutting resistance of sugarcane stalk. Bulletin of the college of agriculture, University of the Ryukyus, Okinawa, Japan. 1975.
- JORNAL ACANA. Indicadores de Produtividade da Cana-de-Açúcar. Fevereiro 2001. (www.jornalcana.com.br)
- KAPLAN, W.; LEWIS, D. J. Cálculo e Álgebra Linear / tradução coordenada por Marco Antônio Raupp. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, Brasília, Ed. Univ. de Brasília, 1972. 462p.
- KIMBRELL, J. T. Kinematics Analysis and Synthesis. McGraw-Hill, 1991.
- KRAMER, S. N., SANDOR, G. N. Selective Precision Synthesis-A General Method of Optimization For Planar Mechanisms. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 97 (2): 689 - 701, 1975.
- KROES, S., HARRIS, H.D. Effects of Cana Harvester Basecutter Parameters on the Quality of Cut. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 16: 169-177 1994.
- KROES, S., HARRIS, H.D. Knockdown Causes Major Damage to Cane During Harvesting. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1996a. p137-144.
- KROES, S., HARRIS, H.D. Cutting Force and Energy During an Impact Cut of Sugar Cane Stalks. CIGR Ag. Eng. Conf. Madrid.96A-035 1996b.
- KROES, S., HARRIS, H.D. Splitting of the Stool During an Impact Cut of Sugar Cane Stalks. CIGR Ag. Eng. Conf. Madrid.96A-035 1996c
- LIMA, L.T. Fatores que Influenciam na Colheita Mecânica. Anais do Seminário de Colheita Mecânica, Ribeirão Preto, 1994
- LOPES, G. T. Proposta de um controlador ótimo de altura da plataforma de corte de colhedoras. Campinas, SP, Brasil. FEAGRI/UNICAMP, 2000. 155 p. (Tese de Doutorado).
- LUENBERGER, D.G. Linear and Nonlinear Programming. USA: Addison-Wesley Publishing Company. Second edition, 1989. 491p.
- MABIE, H.H., OCVIK, F.N. Mecanismos e Dinâmica das Máquinas. Editora da USP-São Paulo Brasil 1967 562p.

- MAGALHÃES, P.S.G & BRAUNBECK O. A. Colheita de Cana-de-Açúcar: Atualidade e Perspectiva. In: Anais Congresso de Ingeniería Rural y Mecanización Agraria en el Ambito Latinoamericano. La Plata - Argentina, 1998. p. 262-271.
- MASON, V.; FOSTER, D.H.; JAMES, R.A.; CULLEN, R.N.; MENG, K.J. An Evaluation of Sugar Cane Harvester Performance. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1978. p.217-228.
- MAHMOUD, K. G.; ENGL, W.; HOLZLEITNER, L. Optimum structural design using MSC/Nastran and SQP. Computers & Structures, v.52, n3, p. 437 - 447. 1993
- MULLER, A. L.; PLAYER, M. R.; WEISE, M. B. An Examination of the Input, disposition and Effect of Dirt in Queensland Sugar Mills. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1982, p.1-9.
- MURCIA, G.C. Dimensionamento Otimizado de Mecanismos Articulado para o Seguimento do Perfil do Solo em Processos de Colheita. FEAGRI/UNICAMP Campinas - São Paulo 1997 62p (Plano de Tese de Doutorado).
- MURCIA, G.C., BRAUNBECK, O. Otimização de Mecanismos Articulado para o Seguimento do Perfil do Solo In: Seminário de Usuários do Programa ADAMS. São Paulo-Brasil 1996.
- MUSUMECI, P. C.; BITMEAD, R. R. Basecutter Height Sensing on Cane Harvester. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists,1981. p.333-338.
- NOVAIS, R. G. Establishing Optimum Standars for the Lower Cutting Device of the Sugar Cane Harvester Proceedings of International Society of the Sugar Cane Technologists.16: 2011-2021 1977
- OLSON, D. G., ERDMAN, A. G., RILEY, D. R. A Systematic Procedure For Tipe Synthesis of Mechanisms With Literature Review. Mechanism and Machine Theory. 20 (4): 285 -295, 1985.
- OMETTO, M.C. Desempenho da Colhedora Engeagro. Revista STAB. V-12(3), p.21-24, 1994.
- PARKINSON, A., WILSON, M. Development of a Hybrid SQP-GRG Algorithm for Contrained Nonlinear Programming Journal of Mechanism, Transmissions, ans Automation in Desing, Transactions of the ASME, 110: 308 - 315, September 1983.

- PASQUINI Jr., COSTA NETO, A . Determinação das Características de Handling de Veículos Automotivos. In: ANAIS I Encontro de Usuários do Programa ADAMS.vol.1 São Paulo-Brasil 1996. 13p.
- PAUCAR CASAS, W. J. Concepção Ótima de Sistemas Mecânicos Acoplados: Aplicações em Problemas Elasto-Acústicos Interiores. DMC/ FEM/ UNICAMP, Campinas, SP. 1997. 180 p. (tese de Doutorado)
- PAYNE, J.H. Sugar and Energy Losses in Burned Cane. International Sugar Journal, London, 88(1054):191-2. October 1986.
- RAFULL, L. Z. L. & ALVAREZ, M. D. Evaluación de un Mecanismo Hidráulico para la Regulación de la Altura de Corte en Cosechadoras Cañeras. Revista Ciencias Tecnicas Agropecuarias. Vol. 8 p. 23 - 28 1999.
- REVISTA GLOBO RURAL Cana-de-Açúcar: Safra Renovada. Ed. Globo Ano 16. Nº 187 maio 2001. P 14.
- RIDGE, D. R. Minimizing the Problem of Soil in Chopper Harvester Cane. I.T.S.S.C., 1990. p.315-323.
- RIDGE, D.R.; DICK, R.G. A New Method for Testing Cane Harvester Performance. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. 1987. p.87-92.
- RIDGE, D. R.; DICK, R. G. Current Reserch on Green Cane Harvesting and Dirt Rejection by Harvesters. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists.1988. p.19-25.
- RIDGE, D. R.; DICK, R. G. The Adoption of Green Cane Harvesting and Trash Blanketing in Australian. Proceedings of ISSCT 20:1034-1041 1989.
- RIDGE, D. R.; DICK, R. G. Soil Intake with Cane During Chopper Harvesting: Minimising the Problem. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists., 1992. p.25-30.
- RIDGE, D. R.; HURNEY, A. P.; DICK, R. G. Cane Harvester Efficiency. Proccedings of the Conference on Agricultural Engineering. Bundaberg, Autralia, p. 118-122, 1984.
- RINGERTZ, U. T. N. A Algorithms for Nonlinear Constraints that use Lagrangian Functions. Mathematical Programming, v.14, p. 224 - 248, 1978.

- RIPOLI, T. C.; ALVES BERTO, P. R. Avaliação do desempenho de Colhedoras de Cana-de-Açúcar na Região de Campos, RJ. Revista Brasil Açucareiro, ano XLIX, Vol XCII. FGV, 1991. N°2 p.92-103.
- RIPOLI, T. C.; MIALHE, L. G. Evaluation of Same Performance Parameters of three Combine Harvester of Sugar Cane (*Saccharum spp.*) in Alagoas, Brazil. In: Congress of the ISSCT, 17, Manilla, 1980.
- RIPOLI, T.C.; MIALHE, L. G, BRITO, J. O . Queima de Canavial: O desperdício não mais Admissível. Álcool & Açúcar, São Paulo, (54):18-23, jul/ago, 1990a.
- RIPOLI, T. C.; MOLINA Jr., W. F., NOGUEIRA, M.C., MATO. J. R. Equivalente Energético do Palhão de Cana-de-Açúcar. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, Piracicaba, 1990. Resumos. Piracicaba,FEALQ/SBEA,1990b. p26.
- RIPOLI, T. C.; VILA NOVA, N. A . Colheita Mecanizada de Cana-de-Açúcar: Novos Desafios. Revista STAB. Piracicaba, 11(1):28-31. Set/out. 1992.
- RIPOLI, T. C.;PARANHOS, S. B. Máquinas para Corte e Carregamento de Cana. Centro Acadêmico Luiz de Queiroz - Departamento Editorial. Piracicaba-SP 1990. 46p.
- RIPOLI, T. C.; SEGALLA, A. L. O Push-Rack Chega ao Brasil. Revista Brasil Açucareiro Ano XLIX, vol XVCII n° 1 jan/ 1981.
- ROMANACH, L. M. , CARON. D. Emprego, Trabalho, Custos e Mecanização da Cultura da Cana de Açúcar. In: Anais da IV Semana da Cana-de-Açúcar de Piracicaba. Piracicaba - SP, julho de 1999. P. 54 - 56.
- ROOT, R. R. ; RAGSDELL, K. M. A Survey of Optimization Methods. Applied to the Design of Mechanisms. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 98 (3):1036 - 1041, 1976.
- SANDGREN, E. A Mult Objective Desing Tree Approach for the Optimization of Mechanism. Mechanism and Machine Theory, 25 (3): 257 - 272, 1990.
- SANDGREN, E., RAGSDELL, K. M. The Utility of Nonlinear Programming Algorithms: A Comparative Study - Part 1 e 2. Journal of Mechanism, Transmissions, ans Automation in Desing, Transactions of the ASME, 101 (3): 540 - 551, 1980.

- SANTA, W. D. Estudo da Modelagem Matemática para Otimização das Condições de Usinagem. UNICAMP-FEM-DEF. Campinas. 1989. 146 p. (Tese de Doutorado).
- SANTOS, I.F. Dinâmica de Sistemas Mecânicos: Modelagem, simulação, visualização e verificação. Ed. Makron Books São Paulo 2000. 272 p.
- SKARKIS, B. Síntese Cinemática dos Mecanismos. Publicação CT N° 8 Faculdade de Engenharia Mecânica-UNICAMP. Campinas-São Paulo- Brasil 1980 114p.
- SKARKIS, B. Análise Cinemática dos Mecanismos. Publicação CT N° 9 Faculdade de Engenharia Mecânica-UNICAMP. Campinas-São Paulo- Brasil 1980 111p.
- SHABANA, A .A . Dynamics of Multibody Systems. Jhon Wiley & Sons. New York, 1989
- STUPIELLO, J.P.; FERNANDES, A.C. Qualidade da Matéria-prima Provenientes das Colhedoras e seus Efeitos na Fabricação de álcool e Açúcar. Revista da STAB, março/abril, 1984. p.45-49.
- SILVEIRA, G. M. da. As Máquinas para Colheita e Transporte. Publicações Globo Rural, Coleção do Agricultor. São Paulo. Globo, 1991. 184 p.
- SHINGLEY, E.S. Dinâmica das Máquinas. Editora Edgard Blucher LTDA São Paulo Brasil 1969 343 p.
- SHIGLEY, J.E. Cinemática dos Mecanismos. Editora Edgard Blucher LTDA São Paulo Brasil 1970 396p.
- SHIGLEY, J.E., UICKLER Jr., J. J. Theory of Machines and Mechanisms. McGraw-Hill New York 1980 577p.
- SOARES, G. C., BALBO, L., PINTO, R. A . Colheita Mecânica de Cana Picada. Revista da STAB, vol 12. n° 3. Jan/fev. 1994.
- SUH, C. H., RADICLIFFE, C. W. Kinematics and Mechanisms Design. John Wiley and Sons, Inc. New York 1978,. 434p.
- SUGGS, C. W.; ABRAMS Jr, C. F. Automatic Hydraulic Height Control Mechanism for Rotary Cutting harvesting Equipament. Transactions ASAE, 1971. 15(2). p.428-432.

- TAMBOSCO, N, TEIXEIRA, J. B. P., GERALDI FILHO, L., USTULIN, E. J. HENRIQUE, J. L. de P., ALONSO, O. CORREIA, W.J. FRANCESHI. L. R., GERALDI, R. N., SALATA. J.C., SERRA, G. E. Trasc in Mechanical and Manual Harvester of Sugar Cane. In: Congress of the ISSCT 16, São Paulo, 1977. Proceedings. São Paulo, Impres, 1978. p.1975-1979.
- TENENBAUM, R. A. Dinâmica. Ed. UFRJ Rio de Janeiro 1997 756p.
- TILLMANN, C. A. C. Avaliação dos Desempenhos Operacional e Econômico de Sistemas de Colheita Semi-Mecanizada em Cana-de-Açúcar, sem e com Queima Prévia. Piracicaba, SP: ESALQ, 1994. 111p. (Tese de Mestrado).
- THOMSOM, W. T. Teoria da Vibração com Aplicações. Ed. Interciência. Rio de Janeiro. 1978. 400 p.
- UENO, M., IZUME, H. Development of the Top Turning Green Cane Harvester. Proceedings ISSCT 19: 182-191 1986
- UENO, M., IZUME, H. Sugar Loss Due to Mechanical Harvesting. Proceedings ISSCT 22 274 - 285. 1992.
- UENO, M., IZUME, H., YASUDA, H. Evaluation of a Mechanical Harvesting System of Green Cane. Proceedings ISSCT 20: 1023-1033. 1989.
- VEIGA FILHO, A. A. Experiências Históricas Internacionais de Mecanização do Corte da Cana-de-Açúcar. Informações Econômicas, São Paulo, v.28, p.11-21,1998.
- VEIGA FILHO, A. A., SANTOS, Z. A. P. de S., VEIGA, L. E. R., OTONI, M. N., YOSHIL, R. J. Análise da Mecanização do Corte da Cana-de-Açúcar no Estado de São Paulo. Informações Econômicas, São Paulo, v.24, p.43-58,1994.
- WETZEL, R. A .S., ALMEIDA, S. F. M. de . Metodologia de Projeto e Análise de Simulador de Atitude. In: ANAIS I Encontro de Usuários do Programa ADAMS.vol.1 São Paulo-Brasil 1996. 10p.
- WILLIAMS, R. J. Dynamic Force Analysis of Planar Mechanisms. Mechanisms and Machine Theory, 16 (4): 425 - 440, 1981.

$$\mathbf{A} * \mathbf{x} = \mathbf{b}$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -\text{Sin}\beta \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & \text{Cos}\beta \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ (\text{L}2/2)\text{Cos}\theta_2 & -(\text{L}2/2)\text{Sin}\theta_2 & -(\text{L}2/2)\text{Cos}\theta_2 & (\text{L}2/2)\text{Sin}\theta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \text{Id}3\text{ay} & -\text{Id}3\text{ax} & -\text{Id}3\text{by} & \text{Id}3\text{bx} & 0 & 0 & \text{a}89 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(\text{L}4/2)\text{Sin}\theta_4 & (\text{L}4/2)\text{Cos}\theta_4 & -(\text{L}4/2)\text{Sin}\theta_4 & (\text{L}4/2)\text{Cos}\theta_4 & 0 \end{pmatrix}$$

(x)

(b)

$$\mathbf{A} * \begin{bmatrix} F_{OX} \\ F_{OY} \\ F_{AX} \\ F_{AY} \\ F_{BX} \\ F_{BY} \\ F_{CX} \\ F_{CY} \\ F_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 * a_{xcm2} + (fm + fd) * \text{Cos}(Epsilon) \\ m_3 * a_{xcm3} \\ m_4 * a_{xcm4} \\ m_2 * g + m_2 * a_{ycm2} - (fm + fd) * \text{Sin}(Epsilon) \\ m_3 * g + m_3 * a_{ycm3} \\ m_4 * g + m_4 * a_{ycm4} \\ I_2 * \ddot{\theta}_2 + (fm + fd) * \text{Cos}(Epsilon) * (\frac{L_2}{2}) * \text{Sin}(\theta_2) - (fm + fd) * \text{Sin}(Epsilon) * (\frac{L_2}{2}) * \text{Sin}(\theta_2) \\ I_3 * \ddot{\theta}_3 \\ I_4 * \ddot{\theta}_4 \end{bmatrix}$$

$$\text{a}89 = \text{Idfny} * -\text{Sin}[\beta] + \text{Cos}[\beta] * \text{Idfnx};$$

$$\text{Id}3\text{ax} = -d3\text{ax} * \text{Cos}(\theta_3) + d3\text{ay} * \text{Sin}(\theta_3); \quad \text{Id}3\text{ay} = -d3\text{ax} * \text{Sin}(\theta_3) - d3\text{ay} * \text{Cos}(\theta_3);$$

$$\text{Id}3\text{bx} = -d3\text{bx} * \text{Cos}(\theta_3) - d3\text{by} * \text{Sin}(\theta_3); \quad \text{Id}3\text{by} = -d3\text{bx} * \text{Sin}(\theta_3) + d3\text{by} * \text{Cos}(\theta_3)$$

$$\text{Idfnx} = L_3 * \text{Cos}(\theta_3) + (\text{Id}3\text{ax}); \quad \text{Idfny} = L_3 * \text{Sin}(\theta_3) + (\text{Id}3\text{ay}).$$

**Programa Executado no Mathematica que Simula a Força Normal de Reação do Perfil
para a Condição de Contato Contínuo Forçado**

(*DADOS TOMADOS COMO BASE PARA OTIMIZAÇÃO SEM AMORTECEDOR
aqui não temos a força de amortecimento f_d . Ela aparece nas definições, mas NÃO nos cálculos
Conferido em 17.maio.99
L6i...distância inercial entre ponta do garfo e apoio na máquina = 1.797 m m tirado do AutoCad.
a...metade da altura do camalhão / profundidade do sulco ds...distância entre os sulcos = 1.23 m
v...velocidade da máquina *)

```
Clear[t2,t3,t3a,t4,L6]
a=0.05;
ds=1.23;
v=1.2 ;
L6i=1.796;
L5:=N[a*Sin[(2*Pi*(v*t-L6i+L6))/ds+ 3*Pi/2]];
d1L5=(2*a*Pi*Sin[(2*Pi*(-L6i+t*v+L6))/ds]*(v+d1L6))/ds;
d2L5=(4*a*Pi^2*Cos[(2*Pi*(-L6i+t*v+L6))/ds]*(v+d1L6)^2)/ds^2+
(2*a*Pi*Sin[(2*Pi*(-L6i+t*v+L6))/ds]*d2L6)/ds;
```

```
L1y= 0.6;
L2= 0.71646;
l3= 0.7967;
L3= 1.1625;
L4= 0.9467;
L7= 0.5499;
deltat=N[272.044 Degree];
(* Primeiro sistema de equações Geometria e Posição do Mecanismo *)
```

```
eq1:= L2*Cos[t2]+l3*Cos[t3a]+L4*Cos[t4]
eq2:= -L1y+L2*Sin[t2]+l3*Sin[t3a]+L4*Sin[t4]
eq3:= L2*Cos[t2]+L3*Cos[t3]-L6
eq4:= L2*Sin[t2]+L3*Sin[t3]-L5+L7
eq5:= t3-t3a-deltat
(* Segundo sistema de equações Velocidades Angulares *)
```

```
eq6:= -L2*Sin[t2]*d1t2 - l3*Sin[t3a]*d1t3a - L4*Sin[t4]*d1t4
eq7:= L2*Cos[t2]*d1t2 + l3*Cos[t3a]*d1t3a + L4*Cos[t4]*d1t4
eq8:= -d1L6 - L2*Sin[t2]*d1t2 - L3*Sin[t3]*d1t3
eq9:= -d1L5 + L2*Cos[t2]*d1t2 + L3*Cos[t3]*d1t3
eq10:=d1t3 - d1t3a
```

(* terceiro sistema de equações Acelerações Angulares *)

$$\text{eq11} := -L2 * \text{Cos}[t2] * d1t2^2 - L2 * \text{Sin}[t2] * d2t2 - l3 * \text{Cos}[t3a] * d1t3a^2 - l3 * \text{Sin}[t3a] * d2t3a - L4 * \text{Cos}[t4] * d1t4^2 - L4 * \text{Sin}[t4] * d2t4$$

$$\text{eq12} := -L2 * \text{Sin}[t2] * d1t2^2 + L2 * \text{Cos}[t2] * d2t2 - l3 * \text{Sin}[t3a] * d1t3a^2 + l3 * \text{Cos}[t3a] * d2t3a - L4 * \text{Sin}[t4] * d1t4^2 + L4 * \text{Cos}[t4] * d2t4$$

$$\text{eq13} := -L2 * \text{Cos}[t2] * d1t2^2 - L2 * \text{Sin}[t2] * d2t2 - L3 * \text{Cos}[t3] * d1t3^2 - L3 * \text{Sin}[t3] * d2t3 - d2L6$$

$$\text{eq14} := -L2 * \text{Sin}[t2] * d1t2^2 + L2 * \text{Cos}[t2] * d2t2 - L3 * \text{Sin}[t3] * d1t3^2 + L3 * \text{Cos}[t3] * d2t3 - d2L5$$

$$\text{eq15} := d2t3 - d2t3a$$

(*Variando de t=0 até t=1.25 ocorre repetição nesse intervalo! Iniciando com um tempo t=0... posição inicial do mecanismo t=0. ...subindo no camalhão - retração do disco do mecanismo t=0. ...máximo do camalhão t=0. ...descendo no camalhão - prolongamento do disco t=0. ...mínimo do camalhão *)

(* Criando uma lista para gráfico *)

```
tabela1=;
tabela2=;
tabela3=;
tabela4=;
tabela5=;
tabela6=;
tabela7=;
tabela8=;
```

```
Do[Clear [result1,result2,result3,t2,t3,t3a,t4,L6,
      d1t2,d1t3,d1t3a,d1t4,d1L6,d2t2,d2t3,d2t3a,d2t4,d2L6,
      val1,val2,val3,vall5,vall6],
  result1=FindRoot[eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,t2,343.0182Degree,
    t3,342.9218 Degree,
    t3a,70.8781 Degree,
    t4,176.5972 Degree,
    L6,1.797],
  val1=t2,t3,t3a,t4,L6/.result1,
  t2=val1[[1]], t3=val1[[2]], t3a=val1[[3]],
  t4=val1[[4]], L6=val1[[5]],
  result2=Solve[eq6==eq7==eq8==eq9==eq10==0,
    d1t2,d1t3,d1t3a,d1t4,d1L6],
  val2=d1t2,d1t3,d1t3a,d1t4,d1L6/.result2,
  d1t2=val2[[1,1]], d1t3=val2[[1,2]], d1t3a=val2[[1,3]],
```

$$d1t4=val2[[1,4]], d1L6=val2[[1,5]],$$

$$\begin{aligned} result3 &= Solve[eq11==eq12==eq13==eq14==eq15==0, \\ &\quad d2t2, d2t3, d2t3a, d2t4, d2L6], \\ val3 &= d2t2, d2t3, d2t3a, d2t4, d2L6/.result3, \\ d2t2 &= val3[[1,1]], d2t3=val3[[1,2]], \quad d2t3a=val3[[1,3]], \\ d2t4 &= val3[[1,4]], d2L6=val3[[1,5]], \end{aligned}$$

(* Explicitando as constantes do sistema *)

$$\begin{aligned} beta &= ArcTan[d1L5]/N, \\ Lm &= Sqrt[(L1y-L2*Sin[t2])^2+(L2*Cos[t2])^2], \\ epsilon &= ArcSin[(L1y-L2*Sin[t2])/(Lm)]/N, \\ d1Lm &= ((-L2^2*Cos[t2]*Sin[t2]*d1t2)-(2*L2*Cos[t2]*(L1y-L2*Sin[t2])*d1t2)/ \\ &\quad (2*Sqrt[L2^2*Cos[t2]^2+(L1y-L2*Sin[t2])^2])), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i2 &= 1.836+1.987, \\ i3 &= 95.2, \\ i4 &= 2.285*2, \\ m2 &= 25.7161+19.3569, \\ m3 &= 378.5, \\ m4 &= 16.5*2, \\ g &= 9.82, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d3ax &= 0.60791, \\ d3ay &= 0.48294, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d3bx &= 0.5777, \\ d3by &= 0.3136, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Id3ax &= -d3ax*Cos[t3]+d3ay*Sin[t3], \\ Id3ay &= -d3ax*Sin[t3]-d3ay*Cos[t3], \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Id3bx &= -d3bx*Cos[t3]-d3by*Sin[t3], \\ Id3by &= -d3bx*Sin[t3]+d3by*Cos[t3], \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Idfnx &= L3*Cos[t3]+(Id3ax), \\ Idfny &= L3*Sin[t3]+(Id3ay), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} axcm2 &= (L2*Cos[t2]*d1t2^2)/2 + (L2*Sin[t2]*d2t2)/2, \\ axcm3 &= d3ax*Cos[t3]*d1t3^2 - d3ay*Sin[t3]*d1t3^2 + d3ay*Cos[t3]*d2t3 + \\ &\quad d3ax*Sin[t3]*d2t3+(L2*Cos[t2]*d1t2^2 + L2*Sin[t2]*d2t2), \\ axcm4 &= -(L4*Cos[t4]*d1t4^2)/2 - (L4*Sin[t4]*d2t4)/2, \\ aycm2 &= (L2*Sin[t2]*d1t2^2)/2 - (L2*Cos[t2]*d2t2)/2 \\ aycm3 &= d3ay*Cos[t3]*d1t3^2 + d3ax*Sin[t3]*d1t3^2 - d3ax*Cos[t3]*d2t3+ \\ &\quad d3ay*Sin[t3]*d2t3+ (L2*Sin[t2]*d1t2^2 - L2*Cos[t2]*d2t2), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a_{ycm4} &= (L4 * \sin[t4] * d1t4^2) / 2 - (L4 * \cos[t4] * d2t4) / 2, \\
v2x &= -(L2/2) * d1t2 * \sin[t2], \\
v2y &= (L2/2) * d1t2 * \cos[t2], \\
v3x &= -L2 * d1t2 * \sin[t2] - d1t3 * (d3ax * \sin[t3] + d3ay * \cos[t3]), \\
v3y &= L2 * d1t2 * \cos[t2] + d1t3 * (d3ax * \cos[t3] - d3ay * \sin[t3]), \\
v4x &= (L4/2) * d1t4 * \sin[t4], \\
v4y &= -(L4/2) * d1t4 * \cos[t4],
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
kt &= 15000, \\
c &= 0, \\
Lmi &= 0.7, \\
fm &= kt * (Lm - Lmi), \\
fd &= c * d1Lm,
\end{aligned}$$

(* Definindo a matriz diretamente

$$\begin{aligned}
&Fox(1), Foy(2), Fax(3), Fay(4), Fbx(5), Fby(6), Fcx(7), Fcy(8), Fn(9)*) \\
a11 &= 1, a12 = 0, a13 = 1, a14 = 0, a15 = 0, a16 = 0, a17 = 0, a18 = 0, a19 = 0, \\
a21 &= 0, a22 = 0, a23 = -1, a24 = 0, a25 = 1, a26 = 0, a27 = 0, a28 = 0, a29 = -\sin[\beta], \\
a31 &= 0, a32 = 0, a33 = 0, a34 = 0, a35 = -1, a36 = 0, a37 = 1, a38 = 0, a39 = 0, \\
a41 &= 0, a42 = 1, a43 = 0, a44 = 1, a45 = 0, a46 = 0, a47 = 0, a48 = 0, a49 = 0, \\
a51 &= 0, a52 = 0, a53 = 0, a54 = -1, a55 = 0, a56 = 1, a57 = 0, a58 = 0, a59 = \cos[\beta], \\
a61 &= 0, a62 = 0, a63 = 0, a64 = 0, a65 = 0, a66 = -1, a67 = 0, a68 = 1, a69 = 0, \\
a71 &= (L2/2) * \sin[t2], a72 = -(L2/2) * \cos[t2], a73 = -(L2/2) * \sin[t2], a74 = (L2/2) * \cos[t2], \\
a75 &= 0, a76 = 0, a77 = 0, a78 = 0, a79 = 0, \\
a81 &= 0, a82 = 0, a83 = (Id3ay), a84 = -(Id3ax), a85 = -(Id3by), a86 = (Id3bx), a87 = 0, a88 = 0, \\
a89 &= Idfny * -\sin[\beta] + \cos[\beta] * Idfnx, \\
a91 &= 0, a92 = 0, a93 = 0, a94 = 0, a95 = -(L4/2) * \sin[t4], a96 = (L4/2) * \cos[t4], a97 = -(L4/2) * \sin[t4], \\
a98 &= (L4/2) * \cos[t4], a99 = 0,
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
propried &= a11, a12, a13, a14, a15, a16, a17, a18, a19, \\
&a21, a22, a23, a24, a25, a26, a27, a28, a29, \\
&a31, a32, a33, a34, a35, a36, a37, a38, a39, \\
&a41, a42, a43, a44, a45, a46, a47, a48, a49, \\
&a51, a52, a53, a54, a55, a56, a57, a58, a59, \\
&a61, a62, a63, a64, a65, a66, a67, a68, a69, \\
&a71, a72, a73, a74, a75, a76, a77, a78, a79, \\
&a81, a82, a83, a84, a85, a86, a87, a88, a89, \\
&a91, a92, a93, a94, a95, a96, a97, a98, a99,
\end{aligned}$$

(* Neste trecho do programa tiramos a componente de amortecimento que acompanhava a força atuante na mola. Apesar disto, temos as determinações da força de amortecimento dentro deste programa, sem utilizá-las !*)

```

indep=
m2*axcm2+(fm+fd)*Cos[epsilon],
m3*axcm3,
m4*axcm4,
m2*g+m2*aycm2-(fm+fd)*Sin[epsilon],
m3*g+m3*aycm3,
m4*g+m4*aycm4,
i2*d2t2+(fm+fd)*Cos[epsilon]*(L2/2)*Sin[t2]-(fm+fd)*Sin[epsilon]*(L2/2)*Cos[t2],
i3*d2t3,
i4*d2t4,
incog= LinearSolve [propried,indep],

Print["t...",t," t2...",t2," t3...",t3," t3a...",t3a," t4...",t4," L6...",L6],
Print[" d1t2...",d1t2," d1t3...",d1t3," d1t3a...",d1t3a," d1t4...",d1t4," d1L6...",d1L6],
Print["d2t2...",d2t2," d2t3...",d2t3," d2t3a...",d2t3a," d2t4...",d2t4," d2L6...",d2L6,"
incognita...",incog],

Print["L5..", L5," d1L5..", d1L5," d2L5..", d2L5],
Print["Lm..", Lm],
Print["beta..",beta],
Print["epsilon..", epsilon],
Print["fm..", fm],
Print["v2x..", v2x],
Print["v2y..", v2y],
Print["v3x..", v3x],
Print["v3y..", v3y],
Print["v4x..", v4x],
Print["v4y..", v4y],
Print["axcm2..", axcm2],
Print["axcm3..", axcm3],
Print["axcm4..", axcm4],
Print["aycm2..", aycm2],
Print["aycm3..", aycm3],
Print["aycm4..", aycm4],
Print["Id3ax..", Id3ax],
Print["Id3ay..", Id3ay],
Print["Id3bx..", Id3bx],
Print["Id3by..", Id3by],
Print["Idfnx..", Idfnx],
Print["Idfny..", Idfny],
forcahorizontal=-incog[[9]]*Sin[beta],

```

```
forcavertical=incog[[9]]*Cos[beta],
Fn=Sqrt[ forcahorizontal^2+ forcavertical^2],
Print["Fn = ", Fn ],
Print["Fh = ", forcahorizontal],
Print["Fv = ", forcavertical],
tabela=Join[tabela,t,incog[[9]]],
tabela2=Join[tabela2,t,(10000*L5)],
tabela3=Join[tabela3,t,forcavertical],
tabela4=Join[tabela4,t,forcahorizontal],
tabela5=Join[tabela5,t,fm],
tabela6=Join[tabela6,t,fd],
tabela7=Join[tabela7,t,beta],
tabela8=Join[tabela8,t,epsilon],
{
t,0.0,(ds/v) *3 ,0.005]
```

**PROGRAMA EXECUTADO NO *MATLAB* PARA OTIMIZAÇÃO DA FORÇA
NORMAL DE REAÇÃO DO PERFIL NA CONDIÇÃO DE CONTATO CONTÍNUO
FORÇADO**

FMAIN Programa Principal de Otimização da Força Normal de Reação do Perfil

```
clear all
clear functions
global frs

% constantes

a=0.05;
ds=1.23;
v=2.12;
L6i=1.7967;
L3=1.16257;
Lmi=0.82;
c=300;

%-----
%tempos de maior força e de menor força

t(1)=0.0;
t(2)=0.02;
t(3)=0.04;
t(4)=0.06;
t(5)=0.08;
t(6)=0.1;
t(7)=0.12;
t(8)=0.14;
t(9)=0.16;
t(10)=0.18;
t(11)=0.2;
t(12)=0.22;
t(13)=0.24;
t(14)=0.26;
t(15)=0.28;
t(16)=0.3;
t(17)=0.32;
t(18)=0.34;
t(19)=0.36;
t(20)=0.38;
t(21)=0.4;
t(22)=0.42;
t(23)=0.44;
t(24)=0.46;
t(25)=0.48;
t(26)=0.5;
t(27)=0.52;
t(28)=0.54;
t(29)=0.56;
```



```

t(30)=0.58;
t(31)=0.6;
%Primeiro passo de otimização
%-----
% comprimentos iniciais (m) e cte. da mola [variáveis para otimização]

L1y=0.6;
L2=0.715;
l3=0.7905;
L4=0.94677;
L7=0.544;
kt=15000;
Lmi=0.7;

%-----

% Ângulos iniciais (rad) e L6 para otimização no ponto mínimo (necessários para iniciar a otimização)

t2(1)=5.98576; t3(1)=5.98645; t3a(1)=1.23838; t4(1)=3.08149; L6(1)=1.79676; deltat(1)=t3(1)-t3a(1);
t2(2)=5.99756; t3(2)=5.98903; t3a(2)=1.24096; t4(2)=3.09077; L6(2)=1.80007; deltat(2)=t3(2)-t3a(2);
t2(3)=6.00872; t3(3)=5.99145; t3a(3)=1.24338; t4(3)=3.09955; L6(3)=1.80309; deltat(3)=t3(3)-t3a(3);
t2(4)=6.01867; t3(4)=5.99359; t3a(4)=1.24552; t4(4)=3.10739; L6(4)=1.8057; deltat(4)=t3(4)-t3a(4);
t2(5)=6.02699; t3(5)=5.99536; t3a(5)=1.2473; t4(5)=3.11396; L6(5)=1.80782; deltat(5)=t3(5)-t3a(5);
t2(6)=6.03334; t3(6)=5.99671; t3a(6)=1.24865; t4(6)=3.11897; L6(6)=1.80941; deltat(6)=t3(6)-t3a(6);
t2(7)=6.0375; t3(7)=5.99759; t3a(7)=1.24953; t4(7)=3.12226; L6(7)=1.81043; deltat(7)=t3(7)-t3a(7);
t2(8)=6.0394; t3(8)=5.99799; t3a(8)=1.24993; t4(8)=3.12376; L6(8)=1.81089; deltat(8)=t3(8)-t3a(8);
t2(9)=6.03903; t3(9)=5.99792; t3a(9)=1.24985; t4(9)=3.12347; L6(9)=1.810800; deltat(9)=t3(9)-t3a(9);
t2(10)=6.03651; t3(10)=5.99738; t3a(10)=1.24932; t4(10)=3.12147; L6(10)=1.81018; deltat(10)=t3(10)-t3a(10);
t2(11)=6.03201; t3(11)=5.99643; t3a(11)=1.24837; t4(11)=3.11792; L6(11)=1.80908; deltat(11)=t3(11)-t3a(11);
t2(12)=6.02577; t3(12)=5.9951; t3a(12)=1.24704; t4(12)=3.11299; L6(12)=1.80752; deltat(12)=t3(12)-t3a(12);
t2(13)=6.01809; t3(13)=5.99346; t3a(13)=1.2454; t4(13)=3.10693; L6(13)=1.80555; deltat(13)=t3(13)-t3a(13);
t2(14)=6.00927; t3(14)=5.99157; t3a(14)=1.2435; t4(14)=3.09998; L6(14)=1.80324; deltat(14)=t3(14)-t3a(14);
t2(15)=5.99966; t3(15)=5.98948; t3a(15)=1.24142; t4(15)=3.09242; L6(15)=1.80064; deltat(15)=t3(15)-t3a(15);
t2(16)=5.98959; t3(16)=5.98729; t3a(16)=1.23922; t4(16)=3.0845; L6(16)=1.79785; deltat(16)=t3(16)-t3a(16);
t2(17)=5.97941; t3(17)=5.98505; t3a(17)=1.23699; t4(17)=3.07651; L6(17)=1.79202; deltat(17)=t3(17)-t3a(17);
t2(18)=5.96945; t3(18)=5.98285; t3a(18)=1.23478; t4(18)=3.0687; L6(18)=1.78919; deltat(18)=t3(18)-t3a(18);
t2(19)=5.96006; t3(19)=5.98075; t3a(19)=1.23269; t4(19)=3.06134; L6(19)=1.78919; deltat(19)=t3(19)-t3a(19);
t2(20)=5.95153; t3(20)=5.97884; t3a(20)=1.23078; t4(20)=3.05468; L6(20)=1.78656; deltat(20)=t3(20)-t3a(20);
t2(21)=5.94419; t3(21)=5.97718; t3a(21)=1.22912; t4(21)=3.04894; L6(21)=1.78425; deltat(21)=t3(21)-t3a(21);
t2(22)=5.93833; t3(22)=5.97586; t3a(22)=1.22779; t4(22)=3.04437; L6(22)=1.78238; deltat(22)=t3(22)-t3a(22);
t2(23)=5.93422; t3(23)=5.97492; t3a(23)=1.22686; t4(23)=3.04116; L6(23)=1.78105; deltat(23)=t3(23)-t3a(23);
t2(24)=5.9321; t3(24)=5.97444; t3a(24)=1.22637; t4(24)=3.03951; L6(24)=1.78035; deltat(24)=t3(24)-t3a(24);
t2(25)=5.93216; t3(25)=5.97445; t3a(25)=1.22639; t4(25)=3.03956; L6(25)=1.78037; deltat(25)=t3(25)-t3a(25);
t2(26)=5.93453; t3(26)=5.97499; t3a(26)=1.22693; t4(26)=3.0414; L6(26)=1.78114; deltat(26)=t3(26)-t3a(26);
t2(27)=5.93921; t3(27)=5.97605; t3a(27)=1.22799; t4(27)=3.04505; L6(27)=1.78266; deltat(27)=t3(27)-t3a(27);
t2(28)=5.9461; t3(28)=5.97762; t3a(28)=1.22955; t4(28)=3.05043; L6(28)=1.78486; deltat(28)=t3(28)-t3a(28);
t2(29)=5.95496; t3(29)=5.97961; t3a(29)=1.23155; t4(29)=3.05736; L6(29)=1.78762; deltat(29)=t3(29)-t3a(29);
t2(30)=5.96538; t3(30)=5.98194; t3a(30)=1.23388; t4(30)=3.06551; L6(30)=1.79080; deltat(30)=t3(30)-t3a(30);
t2(31)=5.97684; t3(31)=5.98448; t3a(31)=1.23642; t4(31)=3.0745; L6(31)=1.79419; deltat(31)=t3(31)-t3a(31);

```

% -----

x(1,1)=t2(1);
x(2,1)=t3(1);
x(3,1)=t3a(1);
x(4,1)=t4(1);
x(5,1)=L6(1);

x(1,2)=t2(2);
x(2,2)=t3(2);
x(3,2)=t3a(2);
x(4,2)=t4(2);
x(5,2)=L6(2);

x(1,3)=t2(3);
x(2,3)=t3(3);
x(3,3)=t3a(3);
x(4,3)=t4(3);
x(5,3)=L6(3);

x(1,4)=t2(4);
x(2,4)=t3(4);
x(3,4)=t3a(4);
x(4,4)=t4(4);
x(5,4)=L6(4);

x(1,5)=t2(5);
x(2,5)=t3(5);
x(3,5)=t3a(5);
x(4,5)=t4(5);
x(5,5)=L6(5);

x(1,6)=t2(6);
x(2,6)=t3(6);
x(3,6)=t3a(6);
x(4,6)=t4(6);
x(5,6)=L6(6);

x(1,7)=t2(7);
x(2,7)=t3(7);
x(3,7)=t3a(7);
x(4,7)=t4(7);
x(5,7)=L6(7);

x(1,8)=t2(8);
x(2,8)=t3(8);
x(3,8)=t3a(8);
x(4,8)=t4(8);
x(5,8)=L6(8);

$x(1,9)=t2(9);$
 $x(2,9)=t3(9);$
 $x(3,9)=t3a(9);$
 $x(4,9)=t4(9);$
 $x(5,9)=L6(9);$

$x(1,10)=t2(10);$
 $x(2,10)=t3(10);$
 $x(3,10)=t3a(10);$
 $x(4,10)=t4(10);$
 $x(5,10)=L6(10);$

$x(1,11)=t2(11);$
 $x(2,11)=t3(11);$
 $x(3,11)=t3a(11);$
 $x(4,11)=t4(11);$
 $x(5,11)=L6(11);$

$x(1,12)=t2(12);$
 $x(2,12)=t3(12);$
 $x(3,12)=t3a(12);$
 $x(4,12)=t4(12);$
 $x(5,12)=L6(12);$

$x(1,13)=t2(13);$
 $x(2,13)=t3(13);$
 $x(3,13)=t3a(13);$
 $x(4,13)=t4(13);$
 $x(5,13)=L6(13);$

$x(1,14)=t2(14);$
 $x(2,14)=t3(14);$
 $x(3,14)=t3a(14);$
 $x(4,14)=t4(14);$
 $x(5,14)=L6(14);$

$x(1,15)=t2(15);$
 $x(2,15)=t3(15);$
 $x(3,15)=t3a(15);$
 $x(4,15)=t4(15);$
 $x(5,15)=L6(15);$

$x(1,16)=t2(16);$
 $x(2,16)=t3(16);$
 $x(3,16)=t3a(16);$
 $x(4,16)=t4(16);$
 $x(5,16)=L6(16);$

$x(1,17)=t2(17);$
 $x(2,17)=t3(17);$
 $x(3,17)=t3a(17);$
 $x(4,17)=t4(17);$
 $x(5,17)=L6(17);$

$x(1,18)=t2(18);$
 $x(2,18)=t3(18);$
 $x(3,18)=t3a(18);$
 $x(4,18)=t4(18);$
 $x(5,18)=L6(18);$

$x(1,19)=t2(19);$
 $x(2,19)=t3(19);$
 $x(3,19)=t3a(19);$
 $x(4,19)=t4(19);$
 $x(5,19)=L6(19);$

$x(1,20)=t2(20);$
 $x(2,20)=t3(20);$
 $x(3,20)=t3a(20);$
 $x(4,20)=t4(20);$
 $x(5,20)=L6(20);$

$x(1,21)=t2(21);$
 $x(2,21)=t3(21);$
 $x(3,21)=t3a(21);$
 $x(4,21)=t4(21);$
 $x(5,21)=L6(21);$

$x(1,22)=t2(22);$
 $x(2,22)=t3(22);$
 $x(3,22)=t3a(22);$
 $x(4,22)=t4(22);$
 $x(5,22)=L6(22);$

$x(1,23)=t2(23);$
 $x(2,23)=t3(23);$
 $x(3,23)=t3a(23);$
 $x(4,23)=t4(23);$
 $x(5,23)=L6(23);$

$x(1,24)=t2(24);$
 $x(2,24)=t3(24);$
 $x(3,24)=t3a(24);$
 $x(4,24)=t4(24);$
 $x(5,24)=L6(24);$

$x(1,25)=t2(25);$
 $x(2,25)=t3(25);$
 $x(3,25)=t3a(25);$
 $x(4,25)=t4(25);$
 $x(5,25)=L6(25);$

$x(1,26)=t2(26);$
 $x(2,26)=t3(26);$
 $x(3,26)=t3a(26);$
 $x(4,26)=t4(26);$
 $x(5,26)=L6(26);$

```
x(1,27)=t2(27);
x(2,27)=t3(27);
x(3,27)=t3a(27);
x(4,27)=t4(27);
x(5,27)=L6(27);

x(1,28)=t2(28);
x(2,28)=t3(28);
x(3,28)=t3a(28);
x(4,28)=t4(28);
x(5,28)=L6(28);

x(1,29)=t2(29);
x(2,29)=t3(29);
x(3,29)=t3a(29);
x(4,29)=t4(29);
x(5,29)=L6(29);

x(1,30)=t2(30);
x(2,30)=t3(30);
x(3,30)=t3a(30);
x(4,30)=t4(30);
x(5,30)=L6(30);

%=====
% função objetivo para otimização

var(1)=L1y;
var(2)=L2;
var(3)=l3;
var(4)=L4;
var(5)=L7;
var(6)=kt;
var(7)=Lmi;

%=====

vlb = 0.0 * [L1y L2 l3 L4 L7];
vub = 2.0 * [L1y L2 l3 L4 L7];

%=====

options=foptions;
options(1)=1;
options(2)=1e-2; % termination tolerance for var, default: 1e-4
options(3)=1e-3; % termination for f, default 1e-4
options(4)=1e-4; % termination for g, default 1e-6
%options(14)=1000;

%=====
var=optim('funmain2',var,options,vlb,vub,"c,L3,a,ds,v,t,L6i,x,deltat);
```

FUNMAIN - Programa de Apoio ao Programa Principal que Calcula a Força Normal de Reação do Perfil que será Minimizada

```

function [f,g]=funmain2(var,c,L3,a,ds,v,t,L6i,x,deltat)
global frs
%global ...

for i=1:30

[t2,t3,t3a,t4,L6,d1t2,d1t3,d1t3a,d1t4,...
d1L6,d2t2,d2t3,d2t3a,d2t4,d2L6]=...
fava2(var,c,L3,a,ds,v,t(i),L6i,x(:,i),deltat(i));

% constantes

i2=3.823;
i3=95.20;
i4=4.5;
m2=45.073;
m3=397.5;
m4=22;
gr=9.8;
d3ax=0.60791;
d3ay=0.48294;
d3bx=0.5777;
d3by=0.3136;

L1y=var(1);
L2=var(2);
l3=var(3);
L4=var(4);
L7=var(5);
kt=var(6);
Lmi=var(7);

beta=atan((2*a*pi*cos((2*pi*(v*t(i)+L6-L6i)/ds)))/ds);
Lm=sqrt((L1y-L2*sin(t2))^2+(L2*cos(t2))^2);
d1Lm=(-2*L2^2*cos(t2)*sin(t2)*d1t2-2*L2*cos(t2)*(L1y-L2*sin(t2))*d1t2)/2*sqrt(L2^2*cos(t2)^2+(L1y-
L2*sin(t2))^2);
epsilon=asin((L1y-L2*sin(t2))/(Lm));
Id3ax=-d3ax*cos(t3)+d3ay*sin(t3);
Id3ay=-d3ax*sin(t3)-d3ay*cos(t3);
Id3bx=-d3bx*cos(t3)-d3by*sin(t3);
Id3by=-d3bx*sin(t3)+d3by*cos(t3);
Idfmx= L3*cos(t3)+(Id3ax);
Idfny= L3*sin(t3)+(Id3ay);
axcm2=(L2*cos(t2)*d1t2^2)/2 + (L2*sin(t2)*d2t2)/2;
axcm3= d3ax*cos(t3)*d1t3^2-d3ay*sin(t3)*d1t3^2 +
3ay*cos(t3)*d2t3+d3ax*sin(t3)*d2t3+(L2*cos(t2)*d1t2^2+L2*sin(t2)*d2t2);
axcm4=-(L4*cos(t4)*d1t4^2)/2 - (L4*sin(t4)*d2t4)/2;

```

```

aycm2=(L2*sin(t2)*d1t2^2)/2 - (L2*cos(t2)*d2t2)/2;
aycm3=d3ay*cos(t3)*d1t3^2+d3ax*sin(t3)*d1t3^2-d3ax*cos(t3)*d2t3+d3ay*sin(t3)*d2t3+(L2*sin(t2)*d1t2^2 -
L2*cos(t2)*d2t2);
aycm4=(L4*sin(t4)*d1t4^2)/2-(L4*cos(t4)*d2t4)/2;
fm=kt*(Lm-Lmi);
fd = c*d1Lm;

```

```
%Matriz Principal
```

```

a11=1;
a12=0;
a13=1;
a14=0;
a15=0;
a16=0;
a17=0;
a18=0;
a19=0;

a21=0;
a22=0;
a23=-1;
a24=0;
a25=1;
a26=0;
a27=0;
a28=0;
a29=-sin(beta);

a31=0;
a32=0;
a33=0;
a34=0;
a35=-1;
a36=0;
a37=1;
a38=0;
a39=0;

a41=0;
a42=1;
a43=0;
a44=1;
a45=0;
a46=0;
a47=0;
a48=0;
a49=0;

```

```
a51=0;
a52=0;
a53=0;
a54=-1;
a55=0;
a56=1;
a57=0;
a58=0;
a59=cos(beta);
```

```
a61=0;
a62=0;
a63=0;
a64=0;
a65=0;
a66=-1;
a67=0;
a68=1;
a69=0;
```

```
a71=(L2/2)*sin(t2);
a72=-(L2/2)*cos(t2);
a73=-(L2/2)*sin(t2);
a74=(L2/2)*cos(t2);
a75=0;
a76=0;
a77=0;
a78=0;
a79=0;
```

```
a81=0;
a82=0;
a83=(Id3ay);
a84=-(Id3ax);
a85=-(Id3by);
a86=(Id3bx);
a87=0;
a88=0;
a89=Idfny*(-sin(beta))+cos(beta)*Idfnx;
```

```
a91=0;
a92=0;
a93=0;
a94=0;
a95=-(L4/2)*sin(t4);
a96=(L4/2)*cos(t4);
a97=-(L4/2)*sin(t4);
a98=(L4/2)*cos(t4);
a99=0;
```



```

A=[a11 a12 a13 a14 a15 a16 a17 a18 a19
a21 a22 a23 a24 a25 a26 a27 a28 a29
a31 a32 a33 a34 a35 a36 a37 a38 a39
a41 a42 a43 a44 a45 a46 a47 a48 a49
a51 a52 a53 a54 a55 a56 a57 a58 a59
a61 a62 a63 a64 a65 a66 a67 a68 a69
a71 a72 a73 a74 a75 a76 a77 a78 a79
a81 a82 a83 a84 a85 a86 a87 a88 a89
a91 a92 a93 a94 a95 a96 a97 a98 a99];

b11=m2*axcm2+(fm+fd)*cos(epsilon);
b21=m3*axcm3;
b31=m4*axcm4;
b41=m2*gr+m2*aycm2-(fm+fd)*sin(epsilon);
b51=m3*gr+m3*aycm3;
b61=m4*gr+m4*aycm4;
b71=i2*d2t2+(fm+fd)*cos(epsilon)*(L2/2)*sin(t2)-(fm+fd)*sin(epsilon)*(L2/2)*cos(t2);
b81=i3*d2t3;
b91=i4*d2t4;

b = [b11
b21
b31
b41
b51
b61
b71
b81
b91];

forca=A\b;
frs(i)=forca(9);
t33(i) = t3;

end

%Função objetivo (f)
fma = max(frs);
fma2=(max(frs))^2;
fmi = min(frs);
fmi2 =(min(frs))^2;
fa = (fma-fmi);
fa2=(fma-fmi)^2;
fs2 = sum(frs)^2;
fs=sum(frs);
fm = mean(frs);
fm2 = mean(frs)^2;
f = fma;

```

% Restricoes (g)

%Força Normal de Reação do Solo

```
g(1:30)= - frs ;
g(31:60)= 5.99-t33 ;
g(61:90)= -6.1+t33 ;
g(91)=-kt;
g(92)=0.7-Lmi;
g(93)=-1.5+Lmi;
```

FAVA - Programa de Apoio ao FUNMAIN para Calcular Posições Ângulares, Velocidades e Acelerações

% funcao para obter ângulos, velocidades e acelerações

```
function [t2,t3,t3a,t4,L6,d1t2,d1t3,d1t3a,d1t4,d1L6,...
d2t2,d2t3,d2t3a,d2t4,d2L6]=fava(var,L3,Lmi,kt,a,ds,v,t,L6i,...
x,deltat);
```

% Geometria e Posição do Mecanismo

% -----

```
L1x=.3;
L1y=0.5196;
L2=0.716;
L4=0.947;
l3=0.796;
L7=0.5499;
```

```
L1y=var(1);
L2=var(2);
l3=var(3);
L4=var(4);
L7=var(5);
L1x=var(6);
```

% ângulos

% -----

```
options=foptions;
options(2)=1e-3; % termination for f, default 1e-4
options(3)=1e-3; % termination for f, default 1e-4
options(5)=0; % Levenberg-Marquardt method, default Gauss (0)
options(7)=1; % cubic polynomial method, default (0) mixed quadr-cub
%options(9)=1; %gradient check;
```

```
x=zerosol('fobjang2',x,options,'gradang2',L1x,L1y,L2,...
L3,l3,L4,a,v,t,L6i,ds,L7,deltat);
```

```
t2=x(1);
t3=x(2);
t3a=x(3);
t4=x(4);
L6=x(5);
deltat=t3-t3a;
```

```
% velocidades angulares
```

```
% -----
```

```
y=fobjvel(a,v,ds,t,L2,L3,l3,L4,L6,L6i,t2,t3a,t3,t4);
```

```
d1t2=y(1);
d1t3=y(2);
d1t3a=y(3);
d1t4=y(4);
d1L6=y(5);
```

```
% acelerações angulares
```

```
% -----
```

```
z=fobjace(a,v,ds,t,L2,L3,l3,L4,L6,L6i,t2,t3a,t3,...
t4,d1t2,d1t3a,d1t4,d1t3,d1L6);
```

```
d2t2=z(1);
d2t3=z(2);
d2t3a=z(3);
d2t4=z(4);
d2L6=z(5);
```

FOBJVEL - Programa de Apoio ao FAVA para Calcular as Velocidades Angulares

```
function y=fobjvel(a,v,ds,t,L2,L3,l3,L4,L6,L6i,t2,t3a,t3,t4)
```

```
A=[-L2*sin(t2) -l3*sin(t3a) -L4*sin(t4)    0    0
    L2*cos(t2) l3*cos(t3a) L4*cos(t4)    0    0
   -L2*sin(t2)    0    0   -L3*sin(t3)   -1
    L2*cos(t2)    0    0    L3*cos(t3)   -2*pi*a/ds*cos((2*pi*(v*t-L6i+L6))/ds)
    0           -1    0    1           0];
```

```
b=[0
    0
    0
    2*pi*v*a/ds*cos((2*pi*(v*t-L6i+L6))/ds)
    0];
```

```
y=A\b;
function f=fobjang(x,L1x,L1y,L2,L3,l3,L4,a,v,t,L6i,ds,L7,deltat);
```

```

t2=x(1);
t3=x(2);
t3a=x(3);
t4=x(4);
L6=x(5);

f=[-L1x+L2*cos(t2)+l3*cos(t3a)+L4*cos(t4)
-L1y+L2*sin(t2)+l3*sin(t3a)+L4*sin(t4)
L2*cos(t2)+L3*cos(t3)-L6
L2*sin(t2)+L3*sin(t3)-(a*sin((2*pi*(v*t-L6i+L6))/ds))+L7
t3-t3a-deltat];

```

FOBJANG - Programa de Apoio ao FAVA para Calcular as Acelerações Angulares

```
function z=fobjace(a,v,ds,t,L2,l3,L3,L4,L6,L6i,t2,t3a,t3,t4,d1t2,d1t3a,d1t4,d1t3,d1L6)
```

```

A=[-L2*sin(t2)  -l3*sin(t3a)  -L4*sin(t4)      0      0
   L2*cos(t2)  l3*cos(t3a)   L4*cos(t4)      0      0
  -L2*sin(t2)      0          0      -L3*sin(t3)  -1
   L2*cos(t2)      0          0      L3*cos(t3)  -2*pi*a/ds*cos(2*pi*(v*t-L6i+L6)/ds)
      0          -1          0          1          0];

```

```

b=[ L2*d1t2^2*cos(t2)+l3*d1t3a^2*cos(t3a)+L4*d1t4^2*cos(t4)
   L2*d1t2^2*sin(t2)+l3*d1t3a^2*sin(t3a)+L4*d1t4^2*sin(t4)
   L2*d1t2^2*cos(t2)+L3*d1t3^2*cos(t3)
   L2*d1t2^2*sin(t2)+L3*d1t3^2*sin(t3)-(2*pi*v/ds)^2*a*sin(2*pi*(v*t-L6i+L6)/ds)-
   (2*pi/ds)^2*a*v*d1L6*sin(2*pi*(v*t-L6i+L6)/ds)
      0];

```

```
z=A\b;
```

GRADGANG - Programa de Apoio ao FAVA que Calcula o Gradiente da Função

```
function df=gradang(x,L1x,L1y,L2,l3,L3,L4,a,v,t,L6i,ds,L7,deltat);
```

```

t2=x(1);
t3=x(2);
t3a=x(3);
t4=x(4);
L6=x(5);

df=[-L2*sin(t2)  L2*cos(t2)  -L2*sin(t2)      L2*cos(t2)      0
   -l3*sin(t3a)  l3*cos(t3a)      0          0          -1
      0          0      -L3*sin(t3)      L3*cos(t3)      1
  -L4*sin(t4)  L4*cos(t4)      0          0          0
      0          0      -1      -a*cos((2*pi*(v*t-L6i+L6))/ds)*2*pi/ds  0];

```

ZEROSOL - Programa de Apoio ao FAVA que Resolve o Sistema de Equações Não Lineares para determinação dos Ângulos

```

function [x,OPTIONS] = zerosol(FUN,x,OPTIONS,GRADFUN,P1,P2,P3,P4,P5,P6,P7,P8,P9,P10,P11,P12,P13)
if nargin<4
    GRADFUN=[];
    if nargin<3
        OPTIONS=[];
    end
end

if exist('zerolq')
    if length(GRADFUN) & ~isstr(GRADFUN)
        disp('The user-supplied gradient (Jacobian) must be a string. ');
        error('The syntax to fsolve has been changed - refer to the Optimization Toolbox guide');
    end

    if length(OPTIONS)<5;
        OPTIONS(5)=0;
    end
    if OPTIONS(5)==0; OPTIONS(5)=1; else OPTIONS(5)=0; end

    evalstr='zerolq(FUN,x,OPTIONS,GRADFUN)';

    for i=1:nargin - 4
        evalstr = [evalstr,'P',int2str(i)];
    end
    evalstr = [evalstr, ')];

    [x, OPTIONS] = eval(evalstr);

    if OPTIONS(8)>10*OPTIONS(3) & OPTIONS(1)>0
        disp('Optimizer is stuck at a minimum that is not a root')
        disp('Try again with a new starting guess')
    end

else
    evalstr = 'fsolve2(FUN,x,OPTIONS,GRADFUN)';
    for i=1:nargin - 4
        evalstr = [evalstr,'P',int2str(i)];
    end
    evalstr = [evalstr, ')];
    [x, OPTIONS] = eval (evalstr);
end

```

PROGRAMA EXECUTADO NO *MATLAB* PARA SIMULAÇÃO DA FORÇA NORMAL DE REAÇÃO DO PERFIL SEM A CONDIÇÃO DE CONTATO CONTÍNUO FORÇADO

SOLOARSENIO - Programa Principal para Simulação da Força Normal de Reação do Perfil Tipo Senoidal

```
%Programa : Resolve o sistema de nove equações X = M / b
%considerando as seguintes incógnitas: F122x ;F122y ;F232x ;F232y ;F144x
;F144y ;F344x ;% F344y e Teta2PP . Neste caso considera-se que a interação
entre mecanismo e solo responde a leis de comportamento
% mecânico descritas na bibliografia. Este programa permite também analisar
o movimento livre do mecanismo, sem contato
% com o solo, para avaliar suas características vibratórias.
clear all
format bank
global t x rsy r6y rsyi r6yi r1x r1y r2 r3 r4 rp3x rp3y Ams DS
Vmaq Teta2 Teta3 Teta4 Pptx0i

% ==DADOS EXPERIMENTAIS e Estimativas Iniciais de Posições, Vel. e Acel.====

load DADOS5025a6 DADOS ;

load CndInc3 CndInc ;

CndInc(1,2) = .001; CndInc(2,2) = .001; CndInc(3,2) = .001;

%+++++

LGm = DADOS(22,1) ; % Comprimento Inativo dos Ganchos da Mola
LCA = 0.965 ; % Comprimento Inativo do Cabo de Aço, existente
LCA = 0, otimizado LCA = 0.965
DLm = LGm + LCA ; % Comprimentos Inativos da Mola
km = DADOS(23,1)*.68; % Existente km = 50971 (33524) ; otimizado
km = 7598 %km = 50651 ; % Existente km = 50971 (33524); otimizado
km = 7598
Lmo=DADOS(24,1); % Comprimento ativo da mola sem carga %Lmo = 1.32 ; %
existente Lmo=.68 , otimizado Lmo = 2.0
cp = 304 ; % Constante de amortecimento. Na ponta=304
DMe = .965 ; % Existente DMe = .965 , otimizado DMe = 3.67
r5x = 0.0 ; % Existente r5x = 0 , otimizado r5x = .1
r5y = 0.0 ; % Existente r5y = 0 , otimizado r5y = .1
ARP = 0.0001 ; % Amplitude da Rugosidade do Perfil
r6yi= DADOS(14,1) ; % Distância Inicial Linha Neutra do Perfil até a
Alt. Sup. %r6yi = 1.05 ; %EFm = 4000 ;
%Lmo = (DMe + .965 - DLm - EFm / km )%m3 = DADOS(16,1) ;
m3 = DADOS(16,1)
;% m3 = 162 ; % Peso final 397,5 kg
% Fmi = km * ( DMe + ModLm - (Lmo + DLm) )*[ CDLmx ; CDLmy ; 0 ];
% c = cp * ( Vpti(2))^2 / ( ModLmP )^2 ;
% Fci = c * ModLmP * [ CDLmpx ; CDLmpy ; 0 ] ;
```

```

+++++
% CndInc = [ Teta2   Teta2P  Teta2PP ; Teta3   Teta3P  Teta3PP ; Teta4
            Teta4P  Teta4PP ; X(1) X(2) 0 ; X(3)   X(4)   0 ;
            X(5)   X(6)0   ; X(7)   X(8) 0 ];

Teta2i = CndInc(1 , 1 ) ; Teta3i = CndInc(2 , 1 ) ; Teta4i = CndInc(3 , 1 ) ;
F122x = CndInc(4 , 1 ) ; F122y = CndInc(4 , 2 ) ; F122z = CndInc(4 , 3.) ;
F232x = CndInc(5 , 1 ) ; F232y = CndInc(5 , 2 ) ; F232z = CndInc(5 , 3 ) ;
F144x = CndInc(6 , 1 ) ; F144y = CndInc(6 , 2 ) ; F144z = CndInc(6 , 3 ) ;
F344x = CndInc(7 , 1 ) ; F344y = CndInc(7 , 2 ) ; F344z = CndInc(7 , 3 ) ;

%
%====Estimativas Iniciais de Velocidade para Determinação de Teta2P, Teta3P
e Teta4P=====
Teta2Pi = CndInc(1 , 2 ) ; Teta2PPi= CndInc(1 , 3 ) ;
Teta2P = Teta2Pi ; Teta2PP = Teta2PPi ;
Teta3Pi = CndInc(2 , 2 ) ; Teta3PPi = CndInc(2 , 3 ) ;
Teta3P = Teta3Pi ; Teta3PP = Teta3Ppi ;
Teta4Pi = CndInc(3 , 2 ) ; Teta4PPi = CndInc(3 , 3 ) ;
Teta4P = Teta4Pi ; Teta4PP = Teta4Ppi ;
V23i = [ Teta2Pi ; Teta3Pi ; Teta4Pi ] ;

%
% DIMENSÕES DO MECANISMO
% ===== Geometria do Mecanismo e Posição (altura) "r6y" relativa ao
perfil - Dimensões em [ m ] =====
r1x = DADOS(1 ,1) ; r1y = DADOS(2 ,1) ;
r2 = DADOS(3 ,1) ; x2cm = DADOS(4 ,1) ;
y2cm = DADOS(5 ,1) ; r3 = DADOS(6 ,1) ;
x3cm = DADOS(7 ,1) ; y3cm = DADOS(8 ,1) ;
r4 = DADOS(9 ,1) ; x4cm = DADOS(10,1) ;
y4cm = DADOS(11,1) ; rp3x = DADOS(12,1) ;
rp3y = DADOS(13,1) ;
mia = DADOS(44,1) ; % Atrito Bucha-Pino das Articulações
dba = DADOS(45,1) ; % Diâmetro da Bucha da Articulação
EMP = DADOS(54,1) ; % Erro de Montagem do Perfil 0.085 mm

%====Massas E TENSORES DE INERCIA=====

m2 = DADOS(15,1) ; m4 = DADOS(17,1) ; g = DADOS(18,1) ;
I2zz = DADOS(19,1) ; I3zz = DADOS(20,1) ; I4zz = DADOS(21,1) ;
N2 = DADOS(22,1) ;

% ===== Dados do Perfil de Apoio =====
Ams = DADOS(25,1) ; DS = DADOS(26,1) ;
PE = DADOS(42,1) ; % Número de Ondas do Perfil
Vmaq = DADOS(27,1) ; Amaq = DADOS(28,1) ;
mi = DADOS(29,1) ; % Atrito solo-disco
NPE = DADOS(43,1) ; % Número de Dados Experimentais
rsyi = DADOS(33,1) ; % O movimento se inicia no ponto mínimo do perfil
senoidal
x0i = DADOS(34,1) ; % Estimativa inicial da Cota " x " do Ponto de
Contato com o Perfil (Solução numérica)

```

```

%
% -----
% Compatibilização dos ângulos Teta2, Teta3, Teta4 e da cota x do perfil para
% obter rsyi = - Ams na posição inicial
% do chassi já que isto corresponde aos perfis de chapa construídos
% Devem ser satisfeitas as equações dos Loops 1 e 2 além da equação do perfil.
Angsi = [ Teta2i ; Teta3i ; Teta4i ; x0i ] ;
Angs = fsolve('MALHA0', Angsi ) ;
Teta2 = Angs(1) ; Teta3 = Angs(2) ; Teta4 = Angs(3) ;
x0 = Angs(4) ;
Angsi = Angs(1:3) ;
Teta43i = Angs(2:3) ;
%
% -----
Pptx0i = rlx+cos(Teta2)*r2+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*rp3x+(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-
sin(Teta2)*cos(Teta3))*rp3y ;
Ppty0i = rly+sin(Teta2)*r2+(sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*
rp3x+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*rp3y ;
Ppt0i = [ Pptx0i ; Ppty0i ; 0 ] ;
%
% ===== Dados Preliminares para a Iteração no Tempo =====
TAE = DADOS(41,1) ; % Taxa de aquisição Experimental [ Dados / s ]
TAE ; % FMS : Simulação de FMS pontos por cada ponto experimental
if TAE == 200 FMS = 2 ;
elseif TAE==100 FMS = 8 ; else FMS=4 ;
end ;

TAS = TAE * FMS ; % Taxa de aquisição Simulada [ Dados / s ]
FPS = 2 ... ; % Fator de Percorso da simulação [ Nro de
ondas simuladas/ Ondas experimentais]

PS = FPS * PE ; % Número de ondas simuladas
TTE = NPE / TAE ; % NPE : Número de Pontos Experimentais
Dt = 1 / TAS ; % Delta "Tempo" da Simulação
Dx = Vmaq * Dt ; % Delta "x" da Simulação
TTS= PS * DS / Vmaq ; % Tempo Total Simulado
NPS = NPE * FMS * FPS ; % Número de Dados Simulados
DD(1) = Vmaq ; DD(2) = cp ; DD(3) = Lmo*1000 ;
DD(4) = fix(km /100)/10 ; DD(5) = DMe ;

sinal2A=.0001 ; sinal4A = sinal2A ; sinal34A = sinal2A ; sinal23A = sinal2A;
%
% -----
% Dados para Desenhar 30 pontos em PE Ciclos de um Perfil Senoidal
% Pontos da senoide
Dxp = PS*DS/(60 * FPS ) ;
for N = 1:( 60 * FPS + 1 ) ; x = (N-1)*Dxp ;
r6y = r6yi - EMP / (3*DS) * x ; % Altura Articulação Fixa Sup.
corrigida
sx(N)= x0+(N-1)* Dxp ; sy(N)= - r6y + Ams * sin(2*pi* x /DS +
3*pi/2) ;
end

```



```

% Pontos EXTREMOS DA LINHA NEUTRA
lnx = [ x0 ; (x0 + PS*DS) ] ; lny = [-r6yi; (-r6yi + EMP*FPS ) ] ;
% PONTOS EXTREMOS DA LINHA NEUTRA DO PERFIL
% coordenadas (xplot,yplot) dos Vértices do mecanismo na posição inicial
% xplot = [ 0 ; r1x ; (r1x + r2*cos(Teta2)) ; (Ppt0i(1)) ; r4*cos(Teta4) ;
(r1x + r2*cos(Teta2)) ; r4*cos(Teta4) ; 0 ] ;
% yplot = [ 0 ; r1y ; (r1y + r2*sin(Teta2)) ; Ppt0i(2) ; r4*sin(Teta4) ;
(r1y + r2*sin(Teta2)) ; r4*sin(Teta4) ; 0 ] ;
% Gráfico do Mecanismo e do Perfil na posição Inicial
% figure(1)
% plot(xplot,yplot,'b-',xplot,yplot,'bo', sx , sy, lnx,lny ,'r-')
% grid
#####

% VMYS = mean(DADOS( 1 : NPS , 3 ) ) ;

% #####
%===== Iterações no Tempo =====
for N = 1 : NPS ;
t = (N-1) * Dt ;
% Na medida que se incrementa o tempo incrementa-se também o valor de "x" na
linha 143 do programa.
% A cada novo valor de "x" corresponde um novo valor dos Tetas e um novo
valor de Teta2PP resolvendo o sistema x = M / b

%
=====Reação do Solo =====
% Entra perfil de solo e lei de comportamento mecânico
x = Vmaq * t ;
r6y = r6yi - EMP / ( DS* PE ) * x ;
rsy1 = Ams * sin(2*pi* x/DS + 3*pi/2) ; % Cota " y1 " da onda principal do
perfil na vetical da ponta do
% mecanismo relativa à linha neutra do perfil
rsy2 = ARP * sin(2*pi* x/ (DS / 10) ) ; % Cota " y2 " da minionda do perfil
rsy = rsy1 + rsy2 ;
% rsy = ( DADOS(N , 3) - VMYS ) / 1000 ;
% Ppti(2): Altura da ponta com relação à Articulação superior
% Psi : Altura do perfil com relação à Articulação superior

Ppti(1) = Vmaq*t+r1x+cos(Teta2)*r2+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*rp3x+(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-...
sin(Teta2)*cos(Teta3))*rp3y ;
Ppti(2) = r1y + r2 * sin(Teta2) + rp3x * sin(Teta2+Teta3) + rp3y *
cos(Teta2+Teta3) ;
Psi = - r6y + rsy ;

if Ppti(2) > Psi Rs = 0 ;
else Rs = 775700*( Psi - Ppti(2) ) ;
end ;

```

```

%
%==== COSENOS DIRETORES DA TANGENTE À TRAJETÓRIA DO PONTO DE CONTATO =====
Vpti = [ (cos(Teta2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*(cos(Teta3)*
cos(Teta2)*Vmaq+sin(Teta3)*(-sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*...
r2)-(Teta2P+(r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(-Teta4+Teta2+Teta3))/r3/sin(-
Teta4+Teta2+Teta3)*Teta2P)*rp3y)+(-cos(Teta2)*...
sin(Teta3)-sin(Teta2)*cos(Teta3))*(-sin(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+cos(Teta3)*(-
sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*r2)+(Teta2P+(r2*...
sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(-Teta4+Teta2+Teta3))/r3/sin(-
Teta4+Teta2+Teta3)*Teta2P)*rp3x) ; (sin(Teta2)*cos(Teta3)+...
cos(Teta2)*sin(Teta3))*(cos(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+sin(Teta3)*(-
sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*r2)-(Teta2P+(r2*sin(Teta4-...
Teta2)-r3*sin(-Teta4+Teta2+Teta3))/r3/sin(-
Teta4+Teta2+Teta3)*Teta2P)*rp3y)+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*...
sin(Teta3))*(-sin(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+cos(Teta3)*(-
sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*r2)+(Teta2P+(r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*...
sin(-Teta4+Teta2+Teta3))/r3/sin(-Teta4+Teta2+Teta3)*Teta2P)*rp3x) ; 0 ] ;
AngTg = atan2(Vpti(2),Vpti(1)) ;
CDtgx = cos(AngTg) ;
CDtgy = sin(AngTg) ;

%
%==== TETA3 e TETA4 correspondentes ao TETA2 determinado na linha 264 ====
Teta43 = fsolve('TETA34', Teta43i) ;
Teta3 = Teta43(1) ; Teta4 = Teta43(2) ;
Teta43i = Teta43 ;

%
%==== VEL.e ACEL. ANG. TETA3P,TETA3PP,TETA4P e TETA4PP em função de TETA2P
e TETA2PP =====
% ===== TETA2P e TETA2PP surgem da linha 139

Teta3P = (-r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-
Teta2-Teta3)*Teta2P ;
Teta3PP = ((r2*cos(Teta4-Teta2)+r3*cos(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-
Teta2-Teta3)+(-r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-...
Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-Teta3))*Teta2P^2+(-
r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-
Teta3)*Teta2PP;
Teta4P = -r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-Teta2-Teta3)*Teta2P ;
Teta4PP = -r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-
Teta3)*Teta2P^2-r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-Teta2-Teta3)*Teta2PP;

%
%===== O sentido do Momento de Atrito é Determinado a partir de
TetaP/abs(TetaP) =====
%===== Sempre que TetaP seja nulo deve evitar-se a divisão
por Zero =====

```

```

if Teta2P==0
    sinal2=sinal2A ; sinal23=sinal23A ; sinal4=sinal4A ;
    sinal34=sinal34A ;
    else
        sinal2 = Teta2P/abs(Teta2P) ; sinal4 = Teta4P/abs(Teta4P) ;
        sinal23 = Teta3P/abs(Teta3P) ;
        sinal34 = (Teta4P - Teta2P - Teta3P)/abs(Teta4P - Teta2P - Teta3P);
    end

sinal2A = sinal2 ; sinal23A = sinal23 ; sinal4A = sinal4 ;
sinal34A = sinal34;

%
%=====
% INCOGNITAS: F122x F122y F232x F232y F144x F144y
% F344x F344y Teta2PP
M=0 ;
M(1,1)= 1 ; M(1,3)= 1 ; M(1,9) = m2*y2cm ;
M(2,2)= 1 ; M(2,4)= 1 ; M(2,9) = -m2*x2cm ;
M(3,3)= -cos(Teta3) ; M(3,4)= -sin(Teta3) ;
M(3,7)= -cos(Teta4-Teta2-Teta3) ; M(3,8)=sin(Teta4-Teta2-Teta3) ;
M(3,9)=-m3*(sin(Teta3)*r2-y3cm) ;
M(4,3)=sin(Teta3) ; M(4,4)= -cos(Teta3) ;
M(4,7)=-sin(Teta4-Teta2-Teta3) ; M(4,8)=-cos(Teta4-Teta2-Teta3) ;
M(4,9)= -m3*(cos(Teta3)*r2+x3cm);
M(5,5)=1 ; M(5,7)= 1 ;
M(6,6)=1 ; M(6,8)=1 ;
M(7,1)= y2cm-
1/2*Teta2P/abs(Teta2P)*mia/(F122x^2+F122y^2+F122z^2)^(1/2)*dba*F122x ;
M(7,2)= -x2cm-
1/2*Teta2P/abs(Teta2P)*mia/(F122x^2+F122y^2+F122z^2)^(1/2)*dba*F122y ;
M(7,3)= y2cm-
1/2*Teta3P/abs(Teta3P)*mia/(F232x^2+F232y^2+F232z^2)^(1/2)*dba*F232x ;
M(7,4)= r2-x2cm-
1/2*Teta3P/abs(Teta3P)*mia/(F232x^2+F232y^2+F232z^2)^(1/2)*dba*F232y .. ;
M(7,9)=-I2zz ;
M(8,3)=-x3cm*sin(Teta3)-
y3cm*cos(Teta3)+1/2*Teta3P/abs(Teta3P)*mia/(F232x^2+F232y^2+F232z^2)^(1/2)*db
a*F232x ;
M(8,4)=x3cm*cos(Teta3)-
y3cm*sin(Teta3)+1/2*Teta3P/abs(Teta3P)*mia/(F232x^2+F232y^2+F232z^2)^(1/2)*db
a*F232y ;
M(8,7)=- (r3-x3cm)*sin(Teta4-Teta2-Teta3)-y3cm*cos(Teta4-Teta2-Teta3)-1/2*
(-Teta4P+Teta2P+Teta3P)/abs(Teta4P-Teta2P-
Teta3P)*mia/(F344x^2+F344y^2+F344z^2)^(1/2)*dba*F344x ;
M(8,8)=- (r3-x3cm)*cos(Teta4-Teta2-Teta3)+y3cm*sin(Teta4-Teta2-Teta3)-1/2*
(-Teta4P+Teta2P+Teta3P)/abs(Teta4P-Teta2P-
Teta3P)*mia/(F344x^2+F344y^2+F344z^2)^(1/2)*dba*F344y ;
M(8,9)=-I3zz ;
M(9,5)=y4cm-
1/2*Teta4P/abs(Teta4P)*mia/(F144x^2+F144y^2+F144z^2)^(1/2)*dba*F144x ;
M(9,6)= -x4cm-
1/2*Teta4P/abs(Teta4P)*mia/(F144x^2+F144y^2+F144z^2)^(1/2)*dba*F144y ;

```

```

M(9,7) = y4cm+1/2*(-Teta4P+Teta2P+Teta3P)/abs(Teta4P-Teta2P-
Teta3P)*mia/(F344x^2+F344y^2+F344z^2)^(1/2)*dba*F344x      ;
M(9,8) = r4-x4cm+1/2*(-Teta4P+Teta2P+Teta3P)/abs(Teta4P-Teta2P-
Teta3P)*mia/(F344x^2+F344y^2+F344z^2)^(1/2)*dba*F344y      ;

```

```
% VETOR DO TERMO INDEPENDENTE
```

```

b(1) = sin(Teta2)*m2*g-cos(Teta2)*km/Lmo*(DMe+((-r1x-cos(Teta2)*r2)^2+(-r1y-
sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)-Lmo-DLm)*(-r1x-cos(Teta2)*r2)...
/((-r1x-cos(Teta2)*r2)^2+(-r1y-sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)-
sin(Teta2)*km/Lmo*(DMe+((-r1x-cos(Teta2)*r2)^2+(-r1y-
sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)...
-Lmo-DLm)*(-r1y-sin(Teta2)*r2)/((-r1x-cos(Teta2)*r2)^2+(-r1y-
sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)+m2*(cos(Teta2)*Amaq-Teta2P^2*x2cm);

b(2) = cos(Teta2)*m2*g+sin(Teta2)*km/Lmo*(DMe+((-r1x-cos(Teta2)*r2)^2+(-r1y-
sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)-Lmo-DLm)*(-r1x-cos(Teta2)*r2)/...
((-r1x-cos(Teta2)*r2)^2+(-r1y-sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)-
cos(Teta2)*km/Lmo*(DMe+((-r1x-cos(Teta2)*r2)^2+(-r1y-
sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)...
-Lmo-DLm)*(-r1y-sin(Teta2)*r2)/((-r1x-cos(Teta2)*r2)^2+(-r1y-
sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)+sin(Teta2)^2*cp*((sin(Teta2)*cos(Teta3)+...
cos(Teta2)*sin(Teta3))*cos(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+sin(Teta3)*(-
sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*r2)-(Teta2P+Teta3P)*rp3y)+(cos(Teta2)*...
cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*(-sin(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+cos(Teta3)*(-
sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*r2)+(Teta2P+Teta3P)*rp3x)^2/...
(Teta2P^2*sin(Teta2)^2*r2^2+Teta2P^2*cos(Teta2)^2*r2^2)*Teta2P*r2+cos(Teta2)^
2*cp*((sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*...
(cos(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+sin(Teta3)*(-sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*r2)-
(Teta2P+Teta3P)*rp3y)+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*...
sin(Teta3))*(-sin(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+cos(Teta3)*(-sin(Teta2)*
Vmaq+Teta2P*r2)+(Teta2P+Teta3P)*rp3x))^2/(Teta2P^2*sin(Teta2)^2*...
r2^2+Teta2P^2*cos(Teta2)^2*r2^2)*Teta2P*r2+m2*(-sin(Teta2)*Amaq-
Teta2P^2*y2cm)      ;

b(3) =
sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*m3*g+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*Rs*sin(AngTg)-(sin(Teta2)*...
cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*Rs*cos(AngTg)+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*mi*Rs*cos(AngTg)+(sin(Teta2)*...
cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*mi*Rs*sin(AngTg)+m3*(cos(Teta3)*(cos(Teta2)
*Amaq-Teta2P^2*r2)-sin(Teta3)*sin(Teta2)*Amaq-...
Teta3PP*y3cm-(Teta2P+Teta3P)^2*x3cm)      ;

b(4) = (cos(Teta2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*m3*g+(-
cos(Teta2)*sin(Teta3)-sin(Teta2)*cos(Teta3))*Rs*sin(AngTg)-(cos(Teta2)*...
cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*Rs*cos(AngTg)+(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-
sin(Teta2)*cos(Teta3))*mi*Rs*cos(AngTg)+(cos(Teta2)*...
cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*mi*Rs*sin(AngTg)+m3*(-
sin(Teta3)*(cos(Teta2)*Amaq-Teta2P^2*r2)-cos(Teta3)*sin(Teta2)*Amaq+...
Teta3PP*x3cm-(Teta2P+Teta3P)^2*y3cm)      ;

```

$$b(5) = \sin(\text{Teta4}) * m4 * g + m4 * (\cos(\text{Teta4}) * \text{Amaq} - \text{Teta4PP} * y4\text{cm} - \text{Teta4P}^2 * x4\text{cm}) ;$$

$$b(6) = \cos(\text{Teta4}) * m4 * g + m4 * (-\sin(\text{Teta4}) * \text{Amaq} + \text{Teta4PP} * x4\text{cm} - \text{Teta4P}^2 * y4\text{cm}) ;$$

$$b(7) = -(r2 - x2\text{cm}) * (-\sin(\text{Teta2}) * km / \text{Lmo} * (\text{DMe} + ((-r1x - \cos(\text{Teta2}) * r2)^2 + (-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2)^2)^{(1/2)} - \text{Lmo} - \text{DLm}) * (-r1x - \cos(\text{Teta2}) * r2) / \dots$$

$$((-r1x - \cos(\text{Teta2}) * r2)^2 + (-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2)^2)^{(1/2)} + \cos(\text{Teta2}) * km / \text{Lmo} * (\text{DMe} + ((-r1x - \cos(\text{Teta2}) * r2)^2 + (-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2)^2)^{(1/2)} - \text{Lmo} - \text{DLm}) * (-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2) / ((-r1x - \cos(\text{Teta2}) * r2)^2 + (-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2)^2)^{(1/2)} - \sin(\text{Teta2})^2 * cp * ((\sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3}) + \dots$$

$$\cos(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * (\cos(\text{Teta3}) * \cos(\text{Teta2}) * \text{Vmaq} + \sin(\text{Teta3}) * (-\sin(\text{Teta2}) * \text{Vmaq} + \text{Teta2P} * r2) - (\text{Teta2P} + \text{Teta3P}) * rp3y) + (\cos(\text{Teta2}) * \dots$$

$$\cos(\text{Teta3}) - \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * (-\sin(\text{Teta3}) * \cos(\text{Teta2}) * \text{Vmaq} + \cos(\text{Teta3}) * (-\sin(\text{Teta2}) * \text{Vmaq} + \text{Teta2P} * r2) + (\text{Teta2P} + \text{Teta3P}) * rp3x))^2 / \dots$$

$$(\text{Teta2P}^2 * \sin(\text{Teta2})^2 * r2^2 + \text{Teta2P}^2 * \cos(\text{Teta2})^2 * r2^2) * \text{Teta2P} * r2 - \cos(\text{Teta2})^2 * cp * ((\sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3}) + \cos(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * \dots$$

$$(\cos(\text{Teta3}) * \cos(\text{Teta2}) * \text{Vmaq} + \sin(\text{Teta3}) * (-\sin(\text{Teta2}) * \text{Vmaq} + \text{Teta2P} * r2) - (\text{Teta2P} + \text{Teta3P}) * rp3y) + (\cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3}) - \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * \dots$$

$$(-\sin(\text{Teta3}) * \cos(\text{Teta2}) * \text{Vmaq} + \cos(\text{Teta3}) * (-\sin(\text{Teta2}) * \text{Vmaq} + \text{Teta2P} * r2) + (\text{Teta2P} + \text{Teta3P}) * rp3x))^2 / (\text{Teta2P}^2 * \sin(\text{Teta2})^2 * r2^2 + \text{Teta2P}^2 * \dots$$

$$\cos(\text{Teta2})^2 * r2^2) * \text{Teta2P} * r2 - y2\text{cm} * (\cos(\text{Teta2}) * km / \text{Lmo} * (\text{DMe} + ((-r1x - \cos(\text{Teta2}) * r2)^2 + (-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2)^2)^{(1/2)} - \text{Lmo} - \text{DLm}) * (-r1x - \cos(\text{Teta2}) * \dots$$

$$r2) / ((-r1x - \cos(\text{Teta2}) * r2)^2 + (-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2)^2)^{(1/2)} + \sin(\text{Teta2}) * km / \text{Lmo} * (\text{DMe} + ((-r1x - \cos(\text{Teta2}) * r2)^2 + (-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2)^2)^{(1/2)} - \text{Lmo} - \text{DLm}) * \dots$$

$$(-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2) / ((-r1x - \cos(\text{Teta2}) * r2)^2 + (-r1y - \sin(\text{Teta2}) * r2)^2)^{(1/2)} + 1/2 * \text{Teta2P} / \text{abs}(\text{Teta2P}) * \text{mia} * (\text{F122z}^2)^{(1/2)} * \text{dba} + 1/2 * \text{Teta3P} / \text{abs}(\text{Teta3P}) \dots$$

$$* \text{mia} * (\text{F232z}^2)^{(1/2)} * \text{dba} ;$$

$$b(8) = -(rp3x - x3\text{cm}) * (-(-\cos(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3}) - \sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3})) * \text{Rs} * \sin(\text{AngTg}) + (\cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3}) - \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * \text{Rs} * \cos(\text{AngTg})) + \dots$$

$$(rp3y - y3\text{cm}) * (-(\cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3}) - \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * \text{Rs} * \sin(\text{AngTg}) + (\sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3}) + \cos(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * \text{Rs} * \cos(\text{AngTg})) - (rp3x - x3\text{cm}) * \dots$$

$$(-(-\cos(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3}) - \sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3})) * \text{mi} * \text{Rs} * \cos(\text{AngTg}) - (\cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3}) - \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * \text{mi} * \text{Rs} * \sin(\text{AngTg})) + (rp3y - y3\text{cm}) * \dots$$

$$(-(\cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3}) - \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * \text{mi} * \text{Rs} * \cos(\text{AngTg}) - (\sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Teta3}) + \cos(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta3})) * \text{mi} * \text{Rs} * \sin(\text{AngTg})) - 1/2 * \text{Teta3P} / \text{abs}(\text{Teta3P}) * \dots$$

$$\text{mia} * (\text{F232z}^2)^{(1/2)} * \text{dba} + 1/2 * (-\text{Teta4P} + \text{Teta2P} + \text{Teta3P}) / \text{abs}(\text{Teta4P} - \text{Teta2P} - \text{Teta3P}) * \text{mia} * (\text{F344z}^2)^{(1/2)} * \text{dba} + \text{I3zz} * \text{Teta3PP} ;$$

$$b(9) = 1/2 * \text{Teta4P} / \text{abs}(\text{Teta4P}) * \text{mia} * (\text{F144z}^2)^{(1/2)} * \text{dba} - 1/2 * (-\text{Teta4P} + \text{Teta2P} + \text{Teta3P}) / \text{abs}(\text{Teta4P} - \text{Teta2P} - \text{Teta3P}) * \text{mia} * (\text{F344z}^2)^{(1/2)} * \text{dba} + \text{I4zz} * \text{Teta4PP} ;$$


```

% xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx Parâmetros das Curvas de Reação Experimental e
Simuladas xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
Rsmax = max(GRs2)      ;      Rsmin = min(GRs2)      ;
Rsmed =mean(GRs2)     ;      Ars = Rsmax - Rsmin     ;
Remax = max(FGexp2)   ;      Remin = min(FGexp2)    ;
Remed =mean(FGexp2)   ;      Are = Remax - Remin     ;

DD(1) = fix(Vmaq*100)/100 ; DD(2) = fix(cp)      ; DD(3) = fix(Lmo*1000) ;
DD(4) = km      ;      DD(5) = fix(DMe*100)/100 ;

% ===== Gráfico =====
figure(2) ;
plot(Gx2, (GYs2 * 5000) , 'g', Gx2,GRs2, 'bo', Gx2,FGexp2, 'r-', [ 7 , 7.1 ] ,
[ 70 , -80 ] ) ; xlabel('Deslocamento [m]', 'fontsize', 26) ;
ylabel( 'Reação do Perfil [N]', 'fontsize', 28) ;
set(gca, 'fontsize', 28)
axis([ Gx2(1) (x0+PS*DS) -500/1585*YMX YMX ])
title([' Vmaq[m/s]=' , num2str(DD(1)) , ' Lmo [mm]=' , num2str(DD(3)) , '
km [N/mm-m]=' , num2str(DD(4)) , ' DMe [m]=' , num2str(DD(5)) ] )
grid
text(6.03 , -400/1585*YMX , '---- Experimental', 'fontsize', 24)
text(6.03 , -290/1585*YMX , 'oooo Simulada', 'fontsize', 24)
text(7.13 , -100/1585*YMX , 'Perfil', 'fontsize', 24)

%
=====
=====

% eopen('Figura 3.eps')
% open eps-file and write eps-head
% graf_tool(graf_toolbar)
figure(3) ;
plot(Gx2, (GYs2 * 5000) , 'k', Gx2,GRs2, 'b', Gx2,FGexp2, 'r:');
xlabel('Deslocamento [m]', 'fontsize', 22) ; ylabel( 'Reação do Perfil
[N]', 'fontsize', 22) ;
set(gca, 'fontsize', 16)

axis([ Gx2(1) (x0+PS*DS) -500/1585*YMX YMX ])
grid
text(5.5 , -210/1585*YMX , 'Simulada ---', 'fontsize', 22)
text(5.5 , -330/1585*YMX , 'Experimental ...', 'fontsize', 22 )
text(8.4 , -200/1585*YMX , 'Perfil', 'fontsize', 22)
axis([ Gx2(1) (x0+PS*DS) -500/1585*YMX YMX ])
axis fill
print 'Fig-9C' -dmeta
% [ 7.9 , 8.16 ] , [-100 , -500/1585*YMX ]sinalizador do perfil
% graf_tool(3) % pdeprintdlg(3) % eclose % close eps-file
% eview % start ghostview with eps-file %[X,map] = capture(3);
%imwrite(X,map, 'fig3.bmp' )

```

```
%=====
```

```
disp( '      Rsmax [N] ;      Rsmin      ;      Rsmmed      ;      Ars      ')
disp([      Rsmax      ,      Rsmin      ,      Rsmmed      ,      Ars      ])

disp( '      Remax [N] ;      Remin      ;      Remed      ;      Ars      ')
disp([      Remax      ,      Remin      ,      Remed      ,      Are      ])
```

MALHA0- Prorama de Apoio ao SOLOARSEN0 que Resolve o Sistema de Equações não Lineares

```
function [ eq ] = MALHA0(Angs )

% Angs = [ Teta2      ; Teta3      ; Teta4      ; x      ]      ;
% rsy : Altura do Solo no Ponto de Contato
% r6y : Altura da Articulação Superior à Linha Neutra do Solo
global rsyi r6yi r1x r1y r2 r3 r4 rp3x rp3y Ams DS
TT2 = [cos(Angs(1)) sin(Angs(1)) 0 ; -sin(Angs(1)) cos(Angs(1)) 0
; 0 0 1 ] ;% Bi--> B2
TT3 = [cos(Angs(2)) sin(Angs(2)) 0 ; -sin(Angs(2)) cos(Angs(2)) 0
; 0 0 1 ] ;% B2--> B3
TT4 = [cos(Angs(3)) sin(Angs(3)) 0 ; -sin(Angs(3)) cos(Angs(3)) 0
; 0 0 1 ] ;% Bi--> B4

%===== Geometria =====

r1i = [ r1x ; r1y ; 0 ] ; % Origem da Base 2 na Bi
r22 = [ r2 ; 0 ; 0 ] ; % Origem das Bases 3 na B2
r2i = TT2'* r22 ;
r33 = [ r3 ; 0 ; 0 ] ;
r3i = TT2'* TT3' * r33 ;
r44 = [ r4 ; 0 ; 0 ] ;
r4i = TT4'* r44 ;
rp3 = [ rp3x ; rp3y ; 0 ] ;
rp3i = TT2'* TT3' * rp3 ;

eq1 = r1i + r2i + r3i - r4i ;% Malha 1
eq2 = r1i(1) + r2i(1) + rp3i(1) - Angs(4) ;% Malha 2 em " x "
eq3 = r1y + r2i(2) + rp3i(2) - rsyi + r6yi ;% Malha 2 em " y "

eq = [ eq1(1) ; eq1(2) ; eq2 ; eq3 ] ;
```


TETA34- Programa de Apoio ao SOLOARSENIO que Calcula Teta 3 e Teta 4 em Função de Teta 2

```
function [eq ] = TETA34(Teta43)
global r1x r1y r2 r3 r4 Teta2
% Usa a MALHAS 1 para determinar os ângulos Teta3 e Teta4 para um dado valor
de Teta2.

TT2 = [cos(Teta2)      sin(Teta2)      0 ; -sin(Teta2)      cos(Teta2)
0 ; 0 0 1 ] ;% Bi--> B2
TT3 = [cos(Teta43(1)) sin(Teta43(1)) 0 ; -sin(Teta43(1))
cos(Teta43(1)) 0 ; 0 0 1 ] ;% B2--> B3
TT4 = [cos(Teta43(2)) sin(Teta43(2)) 0 ; -sin(Teta43(2))
cos(Teta43(2)) 0 ; 0 0 1 ] ;% Bi--> B4

r1i = [ r1x ; r1y ; 0 ] ; % Origem da Base 2 na Bi
r22 = [ r2 ; 0 ; 0 ] ; % Origem das Bases 3 na B2
r2i = TT2'* r22 ;
r33 = [ r3 ; 0 ; 0 ] ;
r3i = TT2'* TT3' * r33 ;
r44 = [ r4 ; 0 ; 0 ] ;
r4i = TT4'* r44 ;

eq = r1i + r2i + r3i - r4i ;
```

MONTADADOS - Programa de Apoio ao SOLOARSENIO para Entrada de Dados

```
%
% DADOS DO MECANISMO E DO PERFIL
%
Fexp2510a6 ; % Força registrada experimentalmente
Alt2510a6 ; % Perfil registrado experimentalmente
DADOS(27,1)= Vmaq ; % Velocidade de Avanço Vmaq registrada
experimentalmente

DADOS(42,1)= 3 ; % PE Percurso do ensáio em número de ondas
DADOS(25,1)= 0.050 ; % Ams Amplitude do Perfil Senoidal
DADOS(41,1)= 200 ; % TA Taxa de aquisição [ Dados / s ]

% ATENÇÃO - Alterar o Nome do Arquivo no FIM do Programa ATENÇÃO %
#####

A = size (Fexp) ;
DADOS(43,1)= A(1,1) ; % NP Número Total de Pontos experimentais (
para as PE ondas )
```

```

DADOS (33,1)= -DADOS (25,1)      ; % rsyi  O movimento se inicia no ponto
mínimo do perfil senoidal
DADOS (1:A , 2 ) = Fexp          ;
DADOS (1:A , 3 ) = Prf           ;

DADOS (44,1) = 0.03              ; % mia : atrito bucha - pino das articulações
DADOS (45,1) = .025              ; % dba : diâmetro do pino das articulações

% ===== Geometria do Mecanismo e Posição (altura) "r6y" relativa ao
perfil - Dimensões em [ m ] =====
DADOS (1 ,1)= 0                  ; % r1x
DADOS (2 ,1)=-0.80               ; % r1y
DADOS (14,1)=.270 - DADOS (2,1)  ; % r6yi:  Altura Articulação Sup. Ref.:Linha
Neutra Solo (0.38)
DADOS (3 ,1)=0.5025              ; % r2
DADOS (4 ,1)=DADOS (3,1)/2       ; % x2cm
DADOS (5 ,1)= 0                  ; % y2cm
DADOS (6 ,1)= 1.0485             ; % r3
DADOS (7 ,1)= 0.503              ; % x3cm
DADOS (8 ,1)=-0.591              ; % y3cm
DADOS (9 ,1)= 0.796              ; % r4
DADOS (10,1)= DADOS (9,1)/2      ; % x4cm
DADOS (11,1)= 0                  ; % y4cm
DADOS (12,1)=0.036               ; % rp3x
DADOS (13,1)= -1.180             ; % rp3y
% ===== Perfil de Apoio =====
DADOS (26,1)= 1.23               ; % DS
DADOS (28,1)= 0                  ; % Amaq
DADOS (29,1)= 0                  ; % mi
DADOS (54,1)= .0085              ; % EMP Erro de Montagem do Perfil

% ===== Massas =====
DADOS (15,1)= 25.71+19.35        ; % m2
DADOS (16,1)= 397.5              ; % m3
DADOS (17,1)= 22                 ; % m4
DADOS (18,1)= 9.82               ; % g
DADOS (19,1)= 1.836+1.987        ; % I2zz
DADOS (20,1)= 95.2               ; % I3zz
DADOS (21,1)= 2 * 2.28           ; % I4zz
% ===== Mola =====
DADOS (23,1)= 49300              ; % km
DADOS (24,1)= 0.68               ; % Lmo
DADOS (22,1)= .160               ; % DLm
%
% ===== Estimativas Iniciais de Posições para Determinação da Geometria
Inicial do M4B =====
DADOS (30,1) = -5.16*pi/180      ; % Teta2i
DADOS (31,1) = 77.18*pi/180     ; % Teta3i
DADOS (32,1) = 10*pi/180        ; % Teta4i
DADOS (34,1) = 1.64              ; % x0i  Estimativa inicial da Cota em " x "
do Ponto de Contato com o Perfil (Solução numérica)

%

```

```
% ===== Estimativas Iniciais de Velocidade para Determinação de Teta2P,  
Teta3P e Teta4P =====  
DADOS (35,1) = .2 ; % Teta2Pi  
DADOS (36,1) = 3 ; % Teta2PPi  
DADOS (37,1) = 1 ; % Teta3Pi  
DADOS (38,1) = 1 ; % Teta3PPi  
DADOS (39,1) = 1 ; % Teta4Pi  
DADOS (40,1) = 1 ; % Teta4PPi  
  
DADOS (46,1) = -500 ; % F122x  
DADOS (47,1) = 570 ; % F122y  
DADOS (48,1) = 4100 ; % F232x  
DADOS (49,1) = 2350 ; % F232y  
DADOS (50,1) = 4100 ; % F144x  
DADOS (51,1) = 1000 ; % F144y  
DADOS (52,1) = 4100 ; % F344x  
DADOS (53,1) = 880 ; % F344y  
  
%  
% ----- ALTERAR NOME DOS ARQUIVOS -----  
%  
  
DADOS2510a6 = DADOS ;  
  
save DADOS2510a6 ;
```

**PROGRAMA EXECUTADO NO *MATLAB* PARA OTIMIZAÇÃO DA FORÇA
NORMAL DE REAÇÃO DO PERFIL PARA O MECANISMO EXISTENTE E SEM A
CONDIÇÃO DE CONTATO CONTÍNUO FORÇADO**

OTIMIZA - Programa Principal

```
% x0 = [ km (N/m) , ModLmo (mm) , r6y (mm) ]
x0 = [ 53700 , 820 , 1019 ] ; % Make a starting guess at the solution

options(2) = 1e-1 ; %OPTIONS(2)-Termination tolerance for X.(Default: 1e-4).
options(3) = 1e-3 ; %OPTIONS(3)-Termination tolerance for f.(Default: 1e-4).

vlb = [ 53700 , 820 , 1019 ] ;
vub = [ 53700 , 820 , 1019 ] ;

xx = constr('oscilasotim', x0 , options , vlb , vub )
save xx
```

**OSCILASOLOTIM - Programa de Apoio para Simulação da Força Normal de reação do
Perfil**

```
function [ f,g ] = oscilasotim(xx)
global x rsy r6y rlx rly r2 r3 r4 rp3x rp3y Ams DS Vmaq
Teta2 Teta3 Teta4

km = xx(1) ; % 103.5e3
ModLmo = xx(2) / 1000 ; % .82

r6y = xx(3) / 1000 ; % Altura da Articulação Superior da Linha
Neutra do Solo 938
' [ km (N/m) ; ModLmo (mm) ; r6y (mm) ] '
xx

% L3= 1.116 m;
% L6=0.22 m; para o seu caso, 0.22+L1y = 1.019 m
% km=26000 Nm,
% Lmi=0.82 m,
% ===== Geometria =====
r1x = 0 ; r1y = -0.799 ;
r2 = 0.501 ; x2cm = r2/2 ; y2cm = 0 ;
r3 = 1.0448 ; x3cm = 0.503 ; y3cm = -0.591 ;
r4 = 0.796 ; x4cm = r4/2 ; y4cm = 0 ;
rp3x = 0.0396 ; rp3y = -1.162 ;
% ===== Massas =====
m2 = (25.71+19.35) ; m3 = 378.4 ; m4 = 16.8*2 ;
g = 9.82 ;
I2zz = 1.836+1.987 ; I3zz = 95.2 ; I4zz = 2 * 2.28 ;
N2 = 0 ;
```

```

% ===== Perfil do Solo e Posição Relativa ao M4B =====
Ams = 0.050 ; DS = 1.23 ;
Vmaq = 1.5 ; Amaq = 0 ; mi = 0 ;

% ===== Posições e Velocidades Iniciais =====
Teta2i = 5.16*pi/180 ; Teta2 = Teta2i ; Teta2Pi = -1.0 ; Teta2PPi =
0 ; Teta3i = 77.18*pi/180 ; Teta3 = Teta3i ; Teta3Pi = -
1.0 ; Teta3PPi = 0 ;
x0i = 1.64 ; rsyi = .025 ;
V23i = [ Teta2Pi ; Teta3Pi ] ;
Teta4i = 22.25*pi/180 ;
Angsi = [ Teta2i ; Teta3i ; Teta4i ; x0i ; rsyi ] ;
Angs = fsolve('MALHA0', Angsi ) ;
Teta2 = Angs(1) ; Teta3 = Angs(2) ; Teta4 = Angs(3) ;
x0 = Angs(4) ; rsy0 = Angs(5) ;
Angsi = Angs ;

rpti = [ r1x+cos(Teta2)*r2+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*rp3x+(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-
sin(Teta2)*cos(Teta3))*rp3y ;...
r1y+sin(Teta2)*r2+(sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*rp3x+(cosTeta
2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*rp3y ; 0 ] ;
x0 = rpti(1) ; % Coordenada "x" do Ponto de Contato (Base-I)
DD(1) = Vmaq ; DD(2) = Ams * 1000 ; DD(3) = DS ; DD(4) = r6y * 1000 ;
DD(5) = km ; DD(6) = ModLmo * 1000 ;

% ===== Iterações no Tempo =====
NP = 50 ; Dt = 1 * DS / Vmaq / NP ; Dx = Vmaq * Dt ; % NP = 1.5e3
for N = 1 : NP ;
x = x0 + Dx * (N-1) ; % Coordenada do Ponto de Contato (Base-I)
rsy = Ams * sin( 2 * pi * x/DS ) ; % Comp. vertical do solo na linha
vertical de ponto de contato (Base-I)

% ===== CALCULO DE TETA2, TETA3 e TETA4 em função do Perfil do Solo
usando as Equações de Malha-1 e Malha-2
%Angs = fsolve('MALHA1', Angsi , [ 2 , 1e-10 ] ) ;
options(1) = 0 ;
options(2) = 1e-10 ;
Angs = fsolve('MALHA1', Angsi , options ) ;
Teta2 = Angs(1) ; Teta3 = Angs(2) ; Teta4 = Angs(3) ;
Angsi = Angs ;

rpti = [ r1x+cos(Teta2)*r2+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*rp3x+(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-
sin(Teta2)*cos(Teta3))*rp3y ;...
r1y+sin(Teta2)*r2+(sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*rp3x+(cos(Tet
a2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*rp3y ; 0 ] ;

% ===== CALCULO DE TETA2P, TETA3P e TETA4P em função do solo

V23 = fsolve('malhav', V23i ) ;
Teta2P = V23(1) ; Teta3P = V23(2) ;
Teta4P = -r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-Teta2-Teta3)*Teta2P ;

```

```

Teta2PP = ( Teta2P - Teta2Pi ) / Dt      ;   Teta2Pi = Teta2P      ;
Teta3PP = ((r2*cos(Teta4-Teta2)+r3*cos(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-
Teta2-Teta3)+(-r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-
Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-Teta3))*Teta2P^2+(-r2*sin(Teta4-Teta2)-
r3*sin(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)*Teta2PP;
Teta4PP = -r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-
Teta3)*Teta2P^2-r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-Teta2-Teta3)*Teta2PP;

% ===== COSENOS DIRETORES DA TANGENTE À TRAJETÓRIA DO PONTO DE CONTATO
=====

Vpti = [ (cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*cos(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+sin(Teta3)*(-
sin(Teta2)*Vmaq+...
Teta2P*r2)-(Teta2P+(r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(-
Teta4+Teta2+Teta3))/r3/sin(-Teta4+Teta2+Teta3)*Teta2P)*rp3y)+...
(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-sin(Teta2)*cos(Teta3))*(-
sin(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+cos(Teta3)*(-sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*...
r2)+(Teta2P+(r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(-Teta4+Teta2+Teta3))/r3/sin(-
Teta4+Teta2+Teta3)*Teta2P)*rp3x) ; ...

(sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*cos(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+sin
(Teta3)*(-sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*r2)-...
(Teta2P+(r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(-Teta4+Teta2+Teta3))/r3/sin(-
Teta4+Teta2+Teta3)*Teta2P)*rp3y)+(cos(Teta2)*...
cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*(-
sin(Teta3)*cos(Teta2)*Vmaq+cos(Teta3)*(-
sin(Teta2)*Vmaq+Teta2P*r2)+(Teta2P+...
(r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(-Teta4+Teta2+Teta3))/r3/sin(-
Teta4+Teta2+Teta3)*Teta2P)*rp3x) ; 0 ] ;
AngTg = atan2(Vpti(2),Vpti(1))          ;
CDtgx = cos( AngTg )                    ;
CDtgy = sin( AngTg )                    ;

% =====MATRIZ DE COEFICIENTES=====
% INCOGNITAS:      F122x  F122y      F232x  F232y      F144x  F144y
F344x  F344y      Rs
M=0      ;
M(1,1)= 1      ;   M(1,3)= 1      ;
M(2,2)= 1      ;   M(2,4)= 1      ;
M(3,3)= -cos(Teta3)      ;   M(3,4)= -sin(Teta3)      ;   M(3,7)= -cos(Teta4-Teta2-
Teta3)      ;   M(3,8)=sin(Teta4-Teta2-Teta3)      ;
M(3,9)= -(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*sin(AngTg)+(sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3
))*cos(AngTg)-(cos(Teta2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*mi*cos(AngTg)-
(sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*
sin(Teta3))*mi*sin(AngTg)      ;
M(4,3)=sin(Teta3)      ;   M(4,4)= -cos(Teta3)      ;   M(4,7)=-sin(Teta4-Teta2-
Teta3)      ;   M(4,8)=-cos(Teta4-Teta2-Teta3)      ;
M(4,9)= -(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-
sin(Teta2)*cos(Teta3))*sin(AngTg)+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*cos(AngTg)-(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-
sin(Teta2)*cos(Teta3))*mi*cos(AngTg)-(cos(Teta2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*
sin(Teta3))*mi*sin(AngTg)      ;

```

```

M(5,5)=1 ; M(5,7)= 1 ;
M(6,6)=1 ; M(6,8)=1 ;
M(7,1)= y2cm ; M(7,2)= -x2cm ; M(7,3)= y2cm ; M(7,4)= r2-x2cm ;
M(8,3)=-x3cm*sin(Teta3)-y3cm*cos(Teta3) ; M(8,4)=x3cm*cos(Teta3)-
y3cm*sin(Teta3) ;
M(8,7)=- (r3-x3cm)*sin(Teta4-Teta2-Teta3)-y3cm*cos(Teta4-Teta2-Teta3) ;
M(8,8)= -(r3-x3cm)*cos(Teta4-Teta2-Teta3)+y3cm*sin(Teta4-Teta2-Teta3) ;
M(8,9)=(rp3x-x3cm)*(-(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-
sin(Teta2)*cos(Teta3))*sin(AngTg)+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*cos(AngTg)-(rp3y-y3cm)*(-cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*sin(AngTg)+(sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3)
))*cos(AngTg)+(rp3x-x3cm)*(-(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-
sin(Teta2)*cos(Teta3))*mi*cos(AngTg)-(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*mi*sin(AngTg))-(rp3y-y3cm)*(-cos(Teta2)*...
cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*mi*cos(AngTg)-
sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*mi*sin(AngTg)) ;
M(9,5)=y4cm ; M(9,6)= -x4cm ; M(9,7)= y4cm ; M(9,8)= r4-x4cm ;

```

```
% VETOR DO TERMO INDEPENDENTE
```

```

b(1) = sin(Teta2)*m2*g-cos(Teta2)*km*(ModLmo-
((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))*r1x+cos(Teta2)*r2)/((r1
x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)-sin(Teta2)*km*(ModLmo-
((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))*r1y+sin(Teta2)*r2)/((r1
x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)+m2*(cos(Teta2)*Amaq-
Teta2PP*y2cm-Teta2P^2*x2cm) ;
b(2) = cos(Teta2)*m2*g+sin(Teta2)*km*(ModLmo-
((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))*r1x+cos(Teta2)*r2)/((r1
x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)-cos(Teta2)*km*(ModLmo-
((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))*r1y+sin(Teta2)*r2)/((r1
x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)+m2*(-
sin(Teta2)*Amaq+Teta2PP*x2cm-Teta2P^2*y2cm) ;
b(3) = (sin(Teta2)*cos(Teta3)+cos(Teta2)*sin(Teta3))*
m3*g+m3*(cos(Teta3)*(cos(Teta2)*Amaq-Teta2P^2*r2)+sin(Teta3)*(-
sin(Teta2)*Amaq+Teta2PP*r2)-(Teta2PP+((r2*cos(Teta4-Teta2)+r3*cos(Teta4-
Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)+(-r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-
Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-Teta3))*Teta2P^2+(-
r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-
Teta3)*Teta2PP)*y3cm-(Teta2P+(-r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-
Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)*Teta2P)^2*x3cm) ;
b(4) = (cos(Teta2)*cos(Teta3)-sin(Teta2)*sin(Teta3))*m3*g+m3*(-
sin(Teta3)*(cos(Teta2)*Amaq-Teta2P^2*r2)+cos(Teta3)*(-
sin(Teta2)*Amaq+Teta2PP*r2)+(Teta2PP+((r2*cos(Teta4-Teta2)+r3*cos(Teta4-
Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)+(-r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-
Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-Teta3))*Teta2P^2+(-
r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-
Teta3)*Teta2PP)*x3cm-(Teta2P+(-
r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-
Teta3)*Teta2P)^2*y3cm) ;
b(5) = sin(Teta4)*m4*g+m4*(cos(Teta4)*Amaq-(-r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-
Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-Teta3)*Teta2P^2-r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-
Teta2-Teta3)*Teta2PP)*y4cm-r2^2*sin(Teta3)^2/r4^2/sin(Teta4-Teta2-
Teta3)^2*Teta2P^2*x4cm) ;

```

```

b(6) = cos(Teta4)*m4*g+m4*(-sin(Teta4)*Amaq+(-r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-
Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-Teta3)*Teta2P^2-r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-
Teta2-Teta3)*Teta2PP)*x4cm-r2^2*sin(Teta3)^2/r4^2/sin(Teta4-Teta2-
Teta3)^2*Teta2P^2*y4cm) ;
b(7) = -(r2-x2cm)*(-sin(Teta2)*km*(ModLmo-
((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))* (r1x+cos(Teta2)*r2)/((r1
x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)+cos(Teta2)*km*
(ModLmo-((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))*
(r1y+sin(Teta2)*r2)/((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))-
y2cm*cos(Teta2)*km*(ModLmo-
((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))* (r1x+cos(Teta2)*r2)/((r1
x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2)+sin(Teta2)*km*
(ModLmo-((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))
*(r1y+sin(Teta2)*r2)/((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))+I2z
z*Teta2PP ;
b(8) = I3zz*(Teta2PP+((r2*cos(Teta4-Teta2)+r3*cos(Teta4-Teta2-
Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)+(-r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-
Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-Teta3))*Teta2P^2+(-
r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-
Teta3)*Teta2PP) ;
b(9) = I4zz*(-r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-Teta2-Teta3)^2*cos(Teta4-Teta2-
Teta3)*Teta2P^2-r2*sin(Teta3)/r4/sin(Teta4-Teta2-Teta3)*Teta2PP) ;
Fmi(1) = km*(ModLmo-
((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))* (r1x+cos(Teta2)*r2)/((r1
x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2);
Fmi(2) = km*(ModLmo-
((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2))* (r1y+sin(Teta2)*r2)/((r1
x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2);
Fm = sqrt(Fmi(1)^2 + Fmi(2)^2);
ModLm = ((r1x+cos(Teta2)*r2)^2+(r1y+sin(Teta2)*r2)^2)^(1/2) ;
Fm = km * ( ModLmo - ModLm ) ;

% SOLUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES
X = inv(M) * b' ; Rs = X(9) ;
% ===== Armazena Dados para os Gráficos
=====
Gx(N) = x ; GYs(N) = rsy ; GYpt(N) = r6y + rpti(2)
; GTeta2(N) = Teta2 * 180 / pi - 430 ;
GRs(N) = Rs ;
end
Gxx = Gx(2:NP) ; GYss =GYs(2:NP) ; GYptt = GYpt(2:NP) ;
GTeta22 = GTeta2(2:NP) ;
GRss = GRs(2:NP) ;

save Gxx ; save GYss ; save GRss ; save DD ;

Rsmin = min(GRss) ;
Rsmax = max(GRss) ;

% Função Objetivo
f = Rsmax - 400 ; %Rsmax <= 400

% RESTRIÇÕES
g = -Rsmin + 100 ; %Rsmin >= 100

```



```

                                % f = RsAm - 100                                ; %RsAm
<= 100
                                % g (1,1) = -Rsmin + 100                        ;
%Rsmin >= 100
                                % g (2,1) = Rsmax - 200                        ;
%Rsmax <= 200

```

MALHA0 - Programa de Apoio que Calcula os Ângulos TT2, TT3 e TT4

```

function [ eq ] = MALHA0(Angs )
global rsy r6y r1x r1y r2 r3 r4 rp3x rp3y Ams DS

TT2 = [cos(Angs(1)) sin(Angs(1)) 0 ; -sin(Angs(1)) cos(Angs(1)) 0;
       0 0 1 ] ;% Bi--> B2
TT3 = [cos(Angs(2)) sin(Angs(2)) 0 ; -sin(Angs(2)) cos(Angs(2)) 0;
       0 0 1 ] ;% B2--> B3
TT4 = [cos(Angs(3)) sin(Angs(3)) 0 ; -sin(Angs(3)) cos(Angs(3)) 0;
       0 0 1 ] ;% Bi--> B4

% ===== Geometria =====

r1i = [ r1x ; r1y ; 0 ] ; % Origem da Base 2 na Bi
r22 = [ r2 ; 0 ; 0 ] ; % Origem das Bases 3 na B2
r2i = TT2'* r22 ;
r33 = [ r3 ; 0 ; 0 ] ;
r3i = TT2'* TT3' * r33 ;
r44 = [ r4 ; 0 ; 0 ] ;
r4i = TT4'* r44 ;
rp3 = [ rp3x ; rp3y ; 0 ] ;
rp3i = TT2'* TT3' * rp3 ;

eq1 = r1i + r2i + r3i - r4i ;
eq2 = r1y + r2i(2) + rp3i(2) - Angs(5) + r6y ;
eq3 = r2i(1) + rp3i(1) - Angs(4) ;
eq4 = Angs(5) - Ams * sin( 2 * pi * Angs(4)/DS ) ;

eq = [ eq1(1) ; eq1(2) ; eq2 ; eq3 ; eq4 ] ;
%eq1(1)
%eq1(2)
%eq2

```

MALHA1 - Programa de Apoio que Calcula os Ângulos Teta2, Teta e Teta4

```

function [ eq ] = MALHA1(Angs)
global rsy r6y r1x r1y r2 r3 r4 rp3x rp3y

TT2 = [cos(Angs(1)) sin(Angs(1)) 0 ; -sin(Angs(1)) cos(Angs(1)) 0
; 0 0 1 ] ;% Bi--> B2
TT3 = [cos(Angs(2)) sin(Angs(2)) 0 ; -sin(Angs(2)) cos(Angs(2)) 0
; 0 0 1 ] ;% B2--> B3

```

```

TT4 = [cos(Angs(3)) sin(Angs(3)) 0 ; -sin(Angs(3)) cos(Angs(3)) 0
; 0 0 1 ] ;% Bi--> B4

% ===== Geometria =====

r1i = [ r1x ; r1y ; 0 ] ; % Origem da Base 2 na Bi
r22 = [ r2 ; 0 ; 0 ] ; % Origem das Bases 3 na B2
r2i = TT2'* r22
;
r33 = [ r3 ; 0 ; 0 ] ;
r3i = TT2'* TT3' * r33 ;
r44 = [ r4 ; 0 ; 0 ] ;
r4i = TT4'* r44 ;
rp3 = [ rp3x ; rp3y ; 0 ] ;
rp3i = TT2'* TT3' * rp3 ;

eq1 = r1i + r2i + r3i - r4i ;
eq2 = r1y + r2i(2) + rp3i(2) - rsy + r6y ;

eq = [ eq1(1) ; eq1(2) ; eq2 ] ;

```

MALHAV - Programa de Apoio que Calcula os Velocidade Vertical do Mecanismo

```

function [ eq ] = malhav(V23)
global x rsy r6y r1x r1y r2 r3 r4 rp3x rp3y Ams DS Vmaq
Teta2 Teta3 Teta4

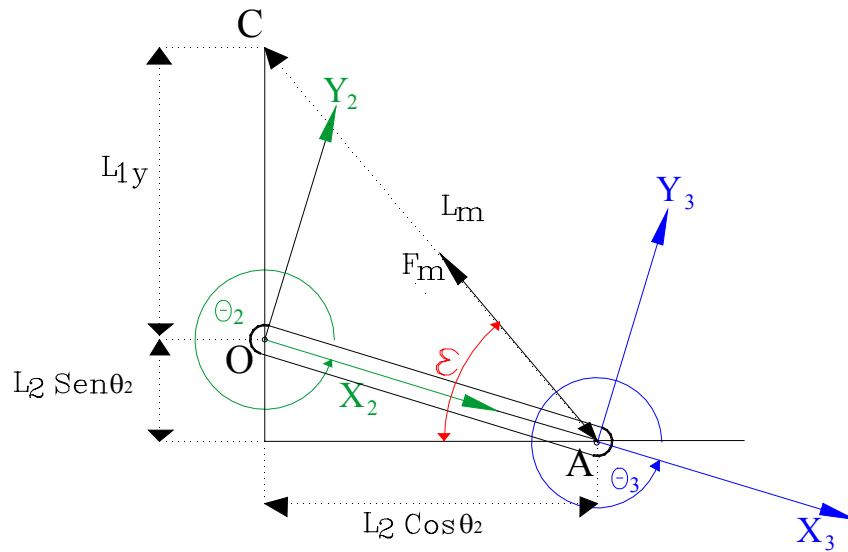
% ===== Velocidade =====
% eqv1 condiciona o M4B a ter a mesma velocidade vertical que o solo. A
% velocidade Vertical do Solo depende de Ams,
% Vmaq e DS. A velocidade vertical do mecanismo depende de Teta2P e Teta3P;
% os quais serão determinados para que
% seja respeitada a condição de igualdade das velocidades verticais.
% V23(1) = Teta2P e V23(2) = Teta3P

eqv2 = V23(2) - ( (-r2*sin(Teta4-Teta2)-r3*sin(Teta4-Teta2-
Teta3))/r3/sin(Teta4-Teta2-Teta3)*V23(1) ) ;

rptyp = V23(1)*(cos(Teta2)*r2+(cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*rp3x+(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-sin(Teta2)*...
cos(Teta3))*rp3y)+V23(2)*((cos(Teta2)*cos(Teta3)-
sin(Teta2)*sin(Teta3))*rp3x+(-cos(Teta2)*sin(Teta3)-sin(Teta2)*...
cos(Teta3))*rp3y) ;
xp = Vmaq-V23(1)*sin(Teta2)*r2-V23(1)*sin(Teta2+Teta3)*rp3x-
V23(1)*cos(Teta2+Teta3)*rp3y-V23(2)*sin(Teta2+Teta3)*rp3x-...
V23(2)*cos(Teta2+Teta3)*rp3y ;
rsyp = Ams * 2 * pi / DS * xp * cos( 2 * pi / DS * x ) ;
eqv1 = rsyp - rptyp ;
eq = [ eqv1 ; eqv2 ] ;

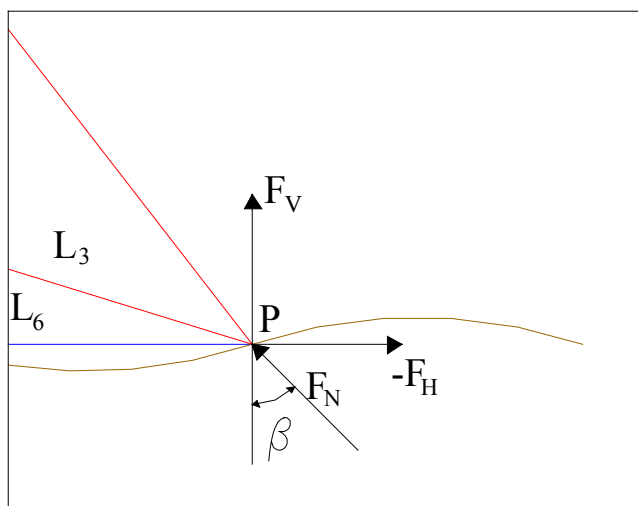
```

Determinação do Ângulo ε (Ângulo da Mola)



$$\text{Sen } \varepsilon = \left(\frac{L_{1y} + L_2 \text{Sen } \theta_2}{L_m} \right) \dots\dots\dots 102$$

$$\text{Cos } \varepsilon = \left(\frac{L_2 \text{Cos } \theta_2}{L_m} \right) \dots\dots\dots 103$$

Determinação do Ângulo β 

$$\text{Sen } \beta = \left(\frac{-F_H}{F_N} \right) \dots\dots\dots 104$$

$$\text{Cos } \beta = \left(\frac{F_V}{F_N} \right) \dots\dots\dots 105$$