

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA  
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS

---

## Estimativa de Esforços em Implementos de Preparo de Solos e Adequação Trator - Implemento

Autor: Fábio Marcelo Serpa

Orientador: Paulo S. G. Magalhães

Curso: Engenharia Agrícola

Área de Concentração: Projeto e Desenvolvimento de Máquinas Agrícolas

Dissertação de mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas, como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA AGRÍCOLA**.

Campinas, 1997

SP - Brasil

9722542



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA	TUNICAMP
V.	Subte
Ex.	
TOMBO BC	32.283
PROC.	284/97
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	27/11/97
N.º CPD	

CM-00103396-2

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

Se67e Serpa, Fábio Marcelo  
Estimativa de esforços em implementos de preparo de solos e adequação trator - implemento / Fábio Marcelo Serpa.--Campinas, SP: [s.n.], 1997.

Orientador: Paulo S. G. Magalhães  
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Máquinas agrícolas - Tração. 2. Tratores agrícolas.  
3. Implementos, utensílios, etc... 4. Modelos matemáticos.  
I. Magalhães, Paulo S. G. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. III. Título.

Varecu  
Este exemplar corresponde a redação final da dissertação de Mestrado defendida por Fábio Marcelo Serpa aprovada pela Comissão Julgadora em 18 de abril de 1997.  
Campinas, 05 de junho de 1997.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA  
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS**

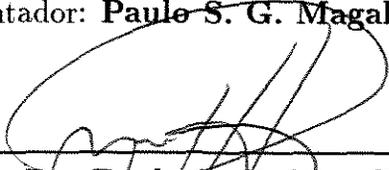
---

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

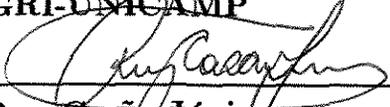
**Estimativa de Esforços em  
Implementos de Preparo de Solos  
e Adequação Trator - Implemento**

Autor: Fábio Marcelo Serpa

Orientador: Paulo S. G. Magalhães

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Paulo S. G. Magalhães, Presidente  
FEAGRI-UNICAMP

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Oscar A. Braunbeck  
FEAGRI-UNICAMP

  
\_\_\_\_\_  
Dr. Ruy Casão Júnior  
IAPAR-Londrina/PR

Campinas, 18 de abril de 1997

# Agradecimentos

---

Agradeço aos Professores Paulo Magalhães e Oscar Braunbeck pelo seu interesse, sua atenção e seu suporte durante todas as fases deste trabalho.

Agradeço aos amigos Natasha, Edgar e Adelaide pela ajuda nos momentos de aperto e pela amizade construída nos últimos dois anos.

Agradeço ao Alberto pelas dicas e sugestões na apresentação e edição do trabalho.

Agradeço a todo o pessoal do Laboratório de Eletrônica da Faculdade de Engenharia Agrícola pelo apoio fornecido tanto com equipamentos, como pela força de vontade durante a execução dos ensaios de campo.

Agradeço ao Departamento de Máquinas Agrícolas da Faculdade de Engenharia Agrícola da Unicamp e a Unicamp por ter cedido o suporte necessário para o bom andamento do trabalho.

Agradeço ao Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento, CNPq, pelo suporte financeiro durante todo o período do trabalho e à Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de São Paulo pelo apoio financeiro que viabilizou os testes de campo e a execução do aplicativo computacional.

Agradeço também a Sisu Valmet do Brasil S.A, nas pessoas do Sr. Manoel Gaivão e Eng. Ivanildo Carrilho, pelo apoio demonstrado e pelo empréstimo dos tratores para a realização dos ensaios de campo.

Agradeço ainda a Elaine, que durante todo o período de realização do trabalho suportou, sem desânimo, os momentos de irritação e falta de paciência por mim demonstrado.

Agradeço principalmente aos meus pais, Antonio e Ilda, que lutaram muito para que eu chegasse até este ponto com tranquilidade suficiente para realizar este trabalho.

# Resumo

---

SERPA F.M. *Estimativa de Esforços em Implementos de Preparo de Solos e Adequação Trator-Implemento*. Campinas, 1997. 108p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola, área de concentração Máquinas Agrícolas). Faculdade de Engenharia Agrícola, UNICAMP, 1997.

O objetivo foi desenvolver um aplicativo computacional, capaz de estimar os esforços em implementos agrícolas e avaliar o seu desempenho comparando com resultados de campo de diferentes conjuntos trator-implemento. Estudou-se os modelos para cálculo de esforços em ferramentas de preparo de solos, diferenciando-se entre ferramentas largas como arados e grades e estreitas, como escarificadores e subsoladores, buscando o modelo mais adequado às condições brasileiras. Os modelos escolhidos foram alterados com base em estudos apresentados na literatura específica, na tentativa de torná-los mais abrangentes. Com a escolha dos modelos, iniciou-se a programação em linguagem C++, obtendo uma versão preliminar onde todas as informações necessárias para os cálculos são introduzidas pelo usuário. Uma segunda versão, elaborada com o aplicativo MicroSoft Fox Pró 2.6, foi elaborada, tendo como base bancos de dados com os parâmetros necessários ao cálculo, definidos na primeira versão. Estes dados incluem, além das propriedades mecânicas dos solos, características ponderais e dimensionais de tratores e implementos obtidos junto aos fabricantes. Como segunda etapa, realizaram-se testes de campo com três diferentes modelos de tratores, 6 implementos e três tipos de solos, buscando avaliar os resultados obtidos com o uso do programa. De forma geral, o aplicativo apresentou resultados satisfatórios, com excessão das grades de discos, cujo desvio médio observado superou 50 %. Este aplicativo pode ser utilizado como uma ferramenta de auxílio na tomada de decisões por agricultores, cooperativas, revendedores de equipamentos agrícolas e como uma ferramenta didática em treinamentos no setor agrícola e universidades.

**PALAVRAS CHAVE:** adequação trator-implemento, esforços de tração, modelo matemático.

# Abstract

---

~~SERPA F.M. *Soil tools draft estimation and tractor-tool adequation.* Campinas, 1997.~~  
108p. Thesis (Master in Agricultural Engineering, specific area Agricultural Machine).  
Agricultural Engineering, UNICAMP, BR.

A software was developed to estimate soil tillage draught forces and the performance of the tractor-implement combination. Draught force models for narrow and wide tillage tools were studied. The objective was to find the most adequate model for a large range Brazilian field conditions. Input data for the first version of the software, written in C++ language was manual. A later version of the software, written in MicroSoft Fox Pró 2.6, includes a data base for soil mechanical properties and tractor dimensional and ponderal information, as well as tool dimensions, obtained from tractor and implement manufactures. Field validation of the models included three different tractors, five implements and three different soils. The results obtained with the software predictions are in an acceptable divergence from those from the field tests. This programme can be an useful tool for Agricultural Machinery management as well as for educational purposes.

**KEY WORDS:** tractor implement combination, draught forces, mathematic model.

# Notação e Símbolos

---

## Símbolos minúsculos

- $a$  = tensão de adesão das partículas do solo com o metal da ferramenta, [kPa];  
 $aa$  = teor de umidade onde a força de aração é mínima, [%];  
 $b$  = mínima resistência a aração, para o teor de umidade ótimo, [ $\frac{kgf}{dm^2}$ ];  
 $ba$  = altura da banda de rodagem, [m];  
 $c$  = tensão de coesão das partículas do solo, [kPa];  
 $c_a$  = tensão de adesão total na interface solo ferramenta, [kPa];  
 $d$  = profundidade de corte do implemento, [m];  
 $dc$  = profundidade de trabalho crítica, [m];  
 $df$  = deflexão do pneu quando carregado, [m];  
 $dh$  = distância horizontal de aplicação da força resultante do implemento, [m];  
 $d_p$  = diâmetro do pneu, [m];  
 $dr$  = distância vertical entre o ponto de aplicação das forças sobre o implemento e a superfície do solo, [m];  
 $dv$  = distância vertical do ponto de aplicação da força resultante do implemento, [pol];  
 $eh$  = espaçamento entre hastes, [m];  
 $f$  = deslocamento vertical da massa de solo, [m];  
 $g$  = aceleração da gravidade, [ $\frac{m}{s^2}$ ];  
 $h$  = altura do solo levantado a frente da ferramenta, [m];  
 $hb$  = altura da barra de tração, [m];  
 $hp$  = altura da ponteira, [m];  
 $k_f$  e  $k_r$  = deformação horizontal dos pneus, [m];  
 $l$  = largura efetiva de corte, [m];  
 $l_p$  = largura do pneu, [m];  
 $m$  = massa de solo, [kg];  
 $p$  = componente de  $R$  devido ao atrito, [ $\frac{kN}{m}$ ];  
 $pa$  = reação passiva na face côncava do disco, [kN];  
 $pa_s$  = componente friccional de  $pa$ , [kN];  
 $po$  = pressão do solo em repouso, [kPa];  
 $pr$  = pressão atuando na face da ferramenta, [kPa];  
 $q$  = sobrecarga aplicada sobre o solo, [kPa];  
 $q'$  = máxima tensão vertical, [ $\frac{kgf}{cm^2}$ ];  
 $r$  = resistência específica do solo a aração, [ $\frac{kgf}{dm^2}$ ];

$r_c$  = raio/distância de ruptura crescente, [mm];  
 $rot$  = rotação, [rpm];  
 $r_r$  = raio de rolamento dos pneus, [m];  
 $s$  = distância lateral mobilizada de solo, [m];  
 $t$  = tempo, [s];  
 $v$  e  $v'$  = velocidade de deslocamento, [ $\frac{m}{s}$ ];  
 $vo$  = velocidade sem carga, [ $\frac{m}{s}$ ];  
 $x$  e  $x'$  = deslocamento horizontal da massa de solo, [m];  
 $w$  = largura de corte do implemento, [m];  


---

 $wh$  = largura da haste, [m];  
 $wp$  = largura da ponteira, [m];  
 $ww$  = teor de umidade, [%];  
 $z$  = profundidade média do centróide da cunha de ruptura, localizado a partir da superfície do solo, [m];

### Símbolos maiúsculos

$A$  = componente de  $R$  devido a adesão do solo, [ $\frac{kN}{m}$ ];  
 $A_a$  = componente de  $p$  devido a adesão solo-metal, [ $\frac{kN}{m}$ ];  
 $Ad$  = área líquida de solo mobilizado entre hastes, [ $m^2$ ];  
 $Al$  = área lateral da cunha do solo, [ $m^2$ ];  
 $A_m$  = área mobilizada entre hastes, [ $m^2$ ];  
 $An$  = área de solo não mobilizada entre hastes, [adm];  
 $A_R$  = área plana do disco em contato com o solo, [ $mm^2$ ];  
 $A_s$  = área mobilizada sobreposta entre hastes, [ $m^2$ ];  
 $A_1$  = área mobilizada de solo por uma única haste, [ $m^2$ ];  
 $B$  = distância de aplicação das forças sobre o implemento, [m];  
 $C$  = componente de  $p$  devido a coesão do solo, [ $\frac{kN}{m}$ ];  
 $Cn$  = coeficiente de mobilidade, [adm];  
 $Cn_f$  = coeficiente de mobilidade dianteiro, [adm];  
 $Cn_r$  = coeficiente de mobilidade traseiro, [adm];  
 $C_{rr}$  = coeficiente de resistência ao rolamento, [adm];  
 $CT$  = coeficiente de tração, [adm];  
 $CT_{max}$  = coeficiente de tração máximo, [adm];  
 $CTP$  = coeficiente de transferência de peso, [adm];  
 $DE$  = distância entre eixos, [m];  
 $D_P$  = força horizontal passiva, [kN];  
 $D_S$  = força horizontal friccional, [kN];  
 $D_T$  = força horizontal total, [kN];  
 $ET$  = eficiência de tração, [adm];  
 $F$  = força atuante sobre a superfície de ruptura, [kN];  
 $Fa$  = força necessária para acelerar determinada massa de solo, [kN];  
 $FP$  = fator de potência, [%].  
 $F_T$  = força total, [kN];

$F_x$  = força horizontal ou força de tração, [kN];  
 $F_y$  = força lateral, [kN];  
 $F_z$  = força vertical, [kN];  
 $F_1$  = força horizontal necessária para tracionar uma única haste, [kN];  
 $G, SF2, CF2, SF1, CF1$  = componentes de força aplicadas ao solo, [kN];  
 $H_f$  e  $H_r$  = componentes de  $H_t$  sendo (f) frontal e (r) traseiro, [kN];  
 $H_P$  = componente horizontal de  $pa$ , [kN];  
 $H_S$  = componente horizontal de  $pa_s$ , [kN];  
 $H_t$  = capacidade de tração total do trator, [kN];  


---

 $IC$  = índice de cone, [kPa];  
 $K$  = taxa constante, [adm];  
 $K_\alpha$  = fator de inclinação, [adm];  
 $K_o$  = coeficiente de pressão do solo, [adm];  
 $K_1$  a  $K_4$  = coeficientes dependentes da geometria de ruptura do bloco de solo, [adm];  
 $L$  = comprimento da ferramenta em contato com o solo, [m];  
 $L_1$  = comprimento da superfície de ruptura, [m];  
 $M$  = índice de mobilidade, [adm];  
 $N_\gamma, N_c, N_q, N_a, N_{aa}, N_{ca}, N_d, N'_c, N'_q, N'_\gamma, N_{\gamma x}, N_{cx}, N_{qx}, N_{cax}, N_{s\gamma}, N_{sc}$  = fatores adimensionais dependentes da geometria do implemento e propriedades mecânicas do solo, [adm];  
 $P$  = força necessária para o preparo do solo, [kN];  
 $PBT$  = potência na barra de tração, [kW];  
 $PD$  = peso dinâmico em cada eixo, [kN];  
 $PDD$  = peso dinâmico dianteiro, [kN];  
 $PDT$  = peso dinâmico traseiro, [kN];  
 $PED$  = peso estático dianteiro, [kN];  
 $PET$  = peso estático traseiro, [kN];  
 $PEX$  = potência no eixo, [kW];  
 $P_f$  = componente de força frontal a ferramenta, [kN];  
 $P_i$  = peso do implemento, [kN];  
 $P_s$  = componente de força lateral a ferramenta, [kN];  
 $Q$  = componente de  $p$  devido a sobrecarga no solo, [ $\frac{kN}{m}$ ];  
 $R$  = resistência do solo por unidade de largura da ferramenta, [ $\frac{kN}{m}$ ];  
 $R_d$  = raio do disco, [mm];  
 $R_e$  = resistência específica para uma única haste, [ $\frac{kN}{m^2}$ ];  
 $R_R$  = resistência ao rolamento, [kN];  
 $R_{Rf}$  = resistência ao rolamento frontal, [kN];  
 $R_{Rr}$  = resistência ao rolamento traseira, [kN];  
 $S$  = patinagem, [%];  
 $S_f$  = patinagem frontal, [%];  
 $S_P$  = força lateral passiva, [kN];  
 $S_r$  = patinagem traseira, [%];  
 $S_S$  = força lateral friccional, [kN];  
 $S_T$  = força lateral total, [kN];

$T$  = torque, [kNm];  
 $TD$  = taxa dinâmica de distribuição de peso, [adm];  
 $TDT$  = transferência de peso traseiro, [kN];  
 $V_{Ec}$  = força lateral oposta ao sentido de movimentação da ferramenta, [kN];  
 $V_{Ed}$  = força horizontal oposta ao sentido de deslocamento da ferramenta, [kN];  
 $V_{Ep}$  = força vertical oposta ao sentido de penetração da ferramenta, [kN];  
 $V_P$  = força vertical passiva, [kN];  
 $V_R$  = resultante de forças atuantes no implemento na direção vertical, [kN];  
 $V_S$  = força vertical friccional, [kN];  


---

 $V_T$  = força vertical total, [kN];  
 $W$  = componente de  $p$  devido ao peso próprio do solo, [ $\frac{kN}{m}$ ];

### Símbolos gregos

$\alpha$  = ângulo de ataque da ferramenta, [graus];  
 $\beta$  = ângulo de aproximação das linhas de ruptura, [graus];  
 $\beta_{cr}$  = valor de  $\beta$  para o qual  $p$  é mínimo, [graus];  
 $\delta$  = ângulo de atrito solo-metal, [graus];  
 $\delta_p$  = intensidade de variação da força em função do teor de umidade, [kgf];  
 $\eta$  = ângulo de ruptura - ângulo entre a parte central da cunha de ruptura e as linhas laterais de ruptura, [graus];  
 $\phi$  = ângulo de atrito interno das partículas do solo, [graus];  
 $\gamma$  = densidade total do solo, [ $\frac{t}{m^3}$ ];  
 $\gamma_f$  = densidade final do solo, [ $\frac{t}{m^3}$ ];  
 $\gamma_i$  = densidade inicial do solo, [ $\frac{t}{m^3}$ ];  
 $\lambda$  = ângulo formado entre a direção de deslocamento e a face convexa do disco, [graus];  
 $\mu = \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\phi}{2}\right)$ , [graus];  
 $\nu = \arctan\left(\frac{d}{s}\right)$ , [adm];  
 $\rho = \theta_p - \theta_f$ , [graus];  
 $\rho_o$  = tensão de sobrecarga, [ $\frac{kgf}{cm^2}$ ];  
 $\sigma$  = desvio padrão;  
 $\sigma_m$  = tensão média atuando sobre o solo, [kPa];  
 $\sigma^2$  = covariância, [adm];  
 $\theta$  = ângulo entre a linha de aplicação da força resultante e a direção horizontal, [graus];  
 $\theta_a$  = ângulo entre a direção horizontal e a direção de aplicação de  $A$ , [graus];  
 $\theta_c$  = ângulo entre a direção horizontal e a direção de aplicação de  $C$ , [graus];  
 $\theta_f$  = ângulo entre a direção horizontal e a direção de aplicação de  $F$ , [graus];  
 $\theta_p$  = ângulo entre a direção horizontal e a direção de aplicação de  $p$ , [graus];  
 $\theta_+$  e  $\theta_-$  = ângulos entre os planos de ruptura e a interface da ferramenta, [graus];  
 $\Theta$  = ângulo de abertura de arados e grades, [graus];

# Sumário

---

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>4</b>
3.1	Introdução . . . . .	4
3.2	Caso Bidirecional . . . . .	5
3.2.1	Modelo de Hettiaratchi e Reece . . . . .	5
3.2.2	Método da tringularização . . . . .	10
3.2.3	Teoria específica para arado de discos e grades . . . . .	12
3.2.4	Teoria específica para arados de aivecas . . . . .	17
3.3	Caso tridimensional . . . . .	18
3.3.1	Hettiaratchi e Reece . . . . .	18
3.3.2	Godwin e Spoor . . . . .	20
3.3.3	McKyes e Ali . . . . .	21
3.3.4	Perumpral et al. . . . .	23
3.3.5	Cálculo da profundidade crítica . . . . .	25
3.4	Standards da ASAE . . . . .	28
3.4.1	Arados de aivecas . . . . .	28
3.4.2	Arados de discos . . . . .	28
3.4.3	Grades de discos . . . . .	29
3.4.4	Subsoladores . . . . .	29
3.5	Considerações gerais a respeito de ferramentas de preparo de solos . . . . .	29
3.5.1	Efeitos dinâmicos . . . . .	29
3.5.2	Ferramentas com formas complexas . . . . .	33
3.5.3	Espaçamento das hastes em ferramentas estreitas . . . . .	35
3.6	Desempenho de tratores de rodas . . . . .	37
3.6.1	Zoz . . . . .	38
3.6.2	Wismer e Luth . . . . .	42
3.6.3	Gee Clough . . . . .	44
3.7	Aplicativos Computacionais . . . . .	45
<b>4</b>	<b>MATERIAL E MÉTODO</b>	<b>48</b>
4.1	Material . . . . .	48

4.2	Método . . . . .	55
4.2.1	Metodologia para desenvolvimento do aplicativo computacional	55
4.2.2	Testes de campo . . . . .	70
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>76</b>
5.1	Comparação entre resultados práticos e teóricos . . . . .	76
5.1.1	Esforços em implementos . . . . .	76
5.1.2	Capacidade de tração do trator . . . . .	80
5.1.3	Desempenho dos tratores . . . . .	81
5.1.4	Fator de Potência . . . . .	84
5.2	Aplicativo computacional . . . . .	88
5.3	Considerações gerais . . . . .	88
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>90</b>
<b>7</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>91</b>
<b>8</b>	<b>ANEXOS</b>	<b>94</b>

# Lista de Figuras

---

3.1	Movimento do solo frontal a ferramenta: a)larga, b)estreita (Payne, 1956) . . . . .	5
3.2	Forças atuantes em um bloco de solo (Hettiaratchi e Reece [12]) . . . . .	7
3.3	Exemplo de valores para $N_\gamma$ para $\phi = \delta$ (McKyes [15]) . . . . .	9
3.4	Teoria da cunha para ruptura passiva de solos (McKyes [15]) . . . . .	10
3.5	Valor de $\beta_{cr}$ correspondente a $N_\gamma$ mínimo (McKyes [15]) . . . . .	12
3.6	Vista plana do disco sendo: a) $\Theta = 90^\circ$ , b) $\Theta < \lambda$ e c) reação friccional $\Theta = 0^\circ$ (Godwin et al [8]) . . . . .	13
3.7	Direção e posição das reações passivas do solo (Godwin et al [8]) . . . . .	15
3.8	Área plana do disco em contato com o solo (Godwin et al. [8]) . . . . .	16
3.9	Vista lateral das forças atuantes no disco (Godwin et al. [8]) . . . . .	17
3.10	Vista em planta das componentes de $H_S$ atuantes sobre o disco (Godwin et al [8]) . . . . .	18
3.11	Falha tridimensional do solo frontal a ferramentas estreitas em profundidades inferiores a crítica (Godwin e Spoor [9]) . . . . .	20
3.12	Cunha de ruptura do solo e suas forças (Perumpral et al [18]) . . . . .	24
3.13	Ruptura do solo através de uma ferramenta estreita, apresentando a profundidade crítica (Kostritsyn, 1956) . . . . .	26
3.14	Mecanismo de falha do solo abaixo da profundidade crítica (Godwin e Spoor [9]) . . . . .	27
3.15	Modelo de corte de solo em forma de cunha, incluindo as forças inerciais (McKyes [15]) . . . . .	30
3.16	Determinação dos esforços em uma ferramenta larga em solo arenoso com diferentes velocidades. Comparação de resultados práticos e teóricos obtidos por Wismer e Luth, 1971 . . . . .	32
3.17	Forças de tração em um solo argiloso em função da velocidade para índice de cone diferentes (Wismer e Luth, 1972) . . . . .	32
3.18	Aproximação do ângulo de ataque para ferramentas curvas (McKyes [15]) . . . . .	34
3.19	Ferramenta alada com ângulo de ataque diferente para a ponteira e para a haste (McKyes [15]) . . . . .	35
3.20	Área e sulco de ferramentas estreitas para altas e baixas velocidades (McKyes [15]) . . . . .	36
3.21	Vista lateral do corte de solo indicando os parâmetros para cálculo da área mobilizada (McKyes [15]) . . . . .	36

3.22	Distribuição dinâmica dos esforços sobre um trator, (Zoz [23]) . . . . .	38
3.23	Relação força, torque e patinagem em uma roda no solo, (Wismer e Luth [21]) . . . . .	43
4.1	Célula de carga de tração . . . . .	51
4.2	Eletrônica embarcada . . . . .	51
4.3	Medidor de combustível . . . . .	52
4.4	Dinamômetro de três pontos . . . . .	53
4.5	<del>Sistema de aquisição de dados para o dinamômetro de três pontos . . . . .</del>	<del>54</del>
4.6	Inclinação do implemento em relação a direção de deslocamento . . . . .	56
4.7	Força de tração: relação ângulo de ataque para uma ferramenta com 5 cm de largura trabalhando a 5 cm de profundidade, (Grisso e Perumpral [11]) . . . . .	58
4.8	Força de tração em função da profundidade de trabalho, (Grisso e Perumpral [11]) . . . . .	58
4.9	Força vertical em função da largura da ferramenta, (Grisso e Perumpral [11]) . . . . .	59
4.10	Aproximação da área mobilizada por uma única haste . . . . .	60
4.11	Efeito da sobreposição de áreas mobilizadas . . . . .	61
4.12	Forças atuantes sobre o conjunto trator (4x2), implemento montado . . . . .	63
4.13	Forças atuantes sobre o conjunto trator (4x2), implemento de arrasto . . . . .	63
4.14	Forças atuantes sobre o conjunto trator (4x4), implemento de arrasto . . . . .	65
4.15	Fluxograma de execução . . . . .	68
4.16	Ensaio de desempenho com subsolador de 3 hastes . . . . .	73
4.17	Ensaio de tração . . . . .	75
5.1	Tela do programa . . . . .	89

# Lista de Tabelas

---

4.1	Tipos de solos utilizados . . . . .	48
4.2	Modelos de tratores utilizados . . . . .	49
4.3	Implementos utilizados . . . . .	49
4.4	Combinações Trator/Implemento/Solo . . . . .	70
4.5	Combinação A: modos de operação . . . . .	71
4.6	Combinação B: modos de operação . . . . .	71
4.7	Combinação C: modos de operação . . . . .	71
4.8	Combinação D: modos de operação . . . . .	71
4.9	Combinação E: modos de operação . . . . .	72
4.10	Combinação F: modos de operação . . . . .	72
4.11	Combinação G: modos de operação . . . . .	72
4.12	Combinação H: modos de operação . . . . .	72
4.13	Combinações ensaio de tração. A primeira marcha refere-se ao trator avaliado e a segunda ao trator utilizado como carga. A rotação apresentada refere-se ao trator avaliado, sendo que a rotação do trator carga foi mantida em marcha lenta. . . . .	75
5.1	Resultados obtidos para a combinação A: escarificador 7 hastes trabalhando no solo a . . . . .	77
5.2	Resultados obtidos para a combinação B: escarificador 5 hastes trabalhando no solo a . . . . .	77
5.3	Resultados obtidos para a combinação C: subsolador trabalhando no solo a . . . . .	77
5.4	Resultados obtidos para a combinação D: grade niveladora trabalhando no solo tipo b . . . . .	78
5.5	Resultados obtidos para a combinação E: grade aradora trabalhando no solo tipo b . . . . .	79
5.6	Resultados obtidos para a combinação F: grade aradora trabalhando no solo tipo c . . . . .	79
5.7	Resultados obtidos para a combinação G: grade aradora trabalhando no solo tipo b . . . . .	79
5.8	Resultados obtidos para a combinação H: arado de discos trabalhando no solo tipo a . . . . .	80
5.9	Resultados obtidos nos ensaios de tração . . . . .	81

5.10	Resultados obtidos para a combinação A:escarificador 7 hastes, trator 1180S, solo a . . . . .	81
5.11	Resultados obtidos para a combinação B: escarificador 5 hastes, trator 1180S, solo a . . . . .	82
5.12	Resultados obtidos para a combinação C: subsolador, trator 885TS, solo a	82
5.13	Resultados obtidos para a combinação D: grade niveladora, trator 1180S, solo b . . . . .	82
5.14	Resultados obtidos para a combinação E: grade aradora, trator 1180S, solo b . . . . .	83
5.15	Resultados obtidos para a combinação F: grade aradora, trator 1180S, solo c . . . . .	83
5.16	Resultados obtidos para a combinação G: grade aradora, trator 885S, solo b . . . . .	83
5.17	Resultados obtidos para a combinação D . . . . .	84
5.18	Resultados do fator de potência para a combinação A: trator 1180S . .	85
5.19	Resultados do fator de potência para a combinação B: trator 1180S . .	85
5.20	Resultados do fator de potência para a combinação C: trator 885TS . .	85
5.21	Resultados do fator de potência para a combinação D: trator 1180S . .	86
5.22	Resultados do fator de potência para a combinação E: trator 1180S . .	86
5.23	Resultados do fator de potência para a combinação F: trator 1180S . .	86
5.24	Resultados do fator de potência para a combinação G: trator 885S . .	86
5.25	Resultados do fator de potência para a combinação H: trator 885S . .	87
5.26	Resultados do fator de potência para os ensaios de tração . . . . .	87

# Capítulo 1

---

## INTRODUÇÃO

A agricultura brasileira, cada vez mais, tem observado o aumento da potência das máquinas no campo. Uma justificativa para tal fato foi o surgimento de novas fronteiras agrícolas como Mato Grosso e Goiás, onde o agricultor necessita preparar a terra em um curto intervalo de tempo devido as grandes extensões dos campos. Tal objetivo foi atingido com o uso de equipamentos de maior potência que aumentaram o rendimento operacional. Por outro lado, estados como Paraná e Santa Catarina onde a agricultura tem suas bases na pequena propriedade, tradicionalmente familiar, a necessidade de equipamentos de grande potência não se justifica e sim pequenos tratores e respectivos implementos.

As indústrias fabricantes de tratores, necessitam desta forma produzir tratores de 15 CV (microtrator), até tratores de 200 CV e as indústrias fabricantes de implementos, tem que produzir equipamentos adequados a estas inúmeras necessidades. Por este motivo, o agricultor tem a sua disposição uma grande quantidade de combinações possíveis de tratores e implementos. Muitas vezes, o agricultor frente às diversas opções do mercado, adquire um equipamento inadequado às suas necessidades não obtendo o melhor emprego de seu capital. Tal fato acontece não só devido ao baixo nível de conhecimento técnico por parte dos agricultores, mas também, por parte das revendedoras autorizadas que não possuem pessoal qualificado tecnicamente para auxiliar o agricultor na escolha do equipamento. Infelizmente, o que acontece é a venda de um equipamento com base no lucro a ser alcançado pela revenda destes equipamentos.

Adequar o trator ao implemento, buscando um conjunto ideal, não é uma tarefa

simples. Depende de muita experiência, somente adquirida com o tempo através da tentativa e erro, ou através da aplicação de teorias corretas, que permitam prever, dentro de certos limites, o desempenho do conjunto trator-implemento em determinada solicitação de trabalho/campo. A maior dificuldade na aplicação destas teorias está na complexidade dos cálculos envolvidos e também na necessidade do conhecimento das diversas propriedades físicas dos solos e de dados ponderais e dimensionais dos diversos modelos de tratores e implementos agrícolas disponíveis no mercado.

---

Com a definição do problema acima, surgiu a idéia de agrupar as diversas teorias para estimativa do desempenho de tratores e implementos de forma simples e compacta em um aplicativo computacional que pudesse ser utilizado por agricultores, cooperativas, indústrias de tratores e implementos agrícolas, na formação de uma rede de serviços tecnicamente treinada e, até mesmo, nas universidades durante a formação acadêmica, para a escolha do melhor conjunto trator-implemento, trabalhando em diversas condições de solos. A partir de soluções teóricas existentes para o cálculo do desempenho de tratores e implementos, criar um método de fácil utilização para determinar o(s) conjunto(s) ideal(ais) de trator-implemento para diversas operações de preparo de solos. Desta forma, o agricultor terá em suas mãos uma ferramenta para auxiliá-lo na compra de equipamentos adequados às suas necessidades, proporcionando um melhor desempenho de campo e aumentando seu lucro. As indústrias fabricantes de tratores e implementos poderão avaliar o desempenho de seus equipamentos antes do lançamento no mercado, podendo realizar ajustes e também melhorar o treinamento de seus revendedores atingindo desta forma a satisfação do cliente. Nas universidades, a utilização como ferramenta didática fornecerá ao aluno condições de observar diversas possibilidades de uso dos modelos de tratores e implementos disponíveis na agricultura nacional.

## Capítulo 2

---

# OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo:

- Elaborar um aplicativo computacional capaz de estimar o desempenho do conjunto trator-implemento trabalhando em diversas situações de campo.

Para atingir esse objetivo foram cumpridas as seguintes etapas específicas:

- Elaboração de um aplicativo computacional para estimativa de esforços em implementos de preparo de solos para diferentes condições do terreno.
- Elaboração de um aplicativo computacional para adequação do conjunto trator-implemento em diversas condições de trabalho.
- Verificação dos resultados obtidos com a utilização dos aplicativos computacionais, através de ensaios de campo para determinação dos esforços atuantes em implementos de preparo de solos e desempenho de tratores, através da determinação dos níveis de deslizamento do rodado e consumo de combustível, para combinações de modelos de tratores e implementos.

## Capítulo 3

---

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 3.1 Introdução

Segundo Reece (1965), citado por McKeys [15], a mecânica de movimento do solo é muito parecida com a teoria descrita por Terzaghi (1943) para a capacidade de suporte superficial em fundações. Embora o solo seja um meio poroso, preenchido por ar e água, apresentando características diferentes das dos materiais elásticos, os esforços necessários para preparo de solos podem ser aproximados por estas teorias uma vez que os efeitos da não elasticidade não serão críticos pois o solo em estudo estará na fase de ruptura. Reece (1965) através de manipulações algébricas de parâmetros como peso do solo, coesão e sobrecarga em camadas de fundações, propôs a seguinte equação, conhecida como Equação Universal de Movimento de Solos, para descrever a força necessária para o preparo de solos através da utilização de ferramentas apropriadas

$$P = (\gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + q d N_q) w \quad (3.1)$$

A teoria para cálculo de esforços em ferramentas de preparo de solos pode ser dividida em dois grupos: caso bidimensional e caso tridimensional. O primeiro grupo refere-se a ferramentas largas como arados de discos e aivecas e às grades niveladoras e aradoras. No segundo grupo, encontram-se os escarificadores e subsoladores.

A diferença entre os dois grupos reside no tipo de movimento das partículas do solo. Para o primeiro caso (ferramentas largas), observa-se o movimento do solo em somente duas direções: uma longitudinalmente ao deslocamento da ferramenta e outra

verticalmente. Além desta característica, observa-se que o solo mobilizado corresponde a largura da ferramenta. Já para o segundo caso, segundo Payne (1956), citado por McKyes [15], uma grande porção do solo mobilizado pela ferramenta move-se lateralmente (caso tridimensional), movimentando um volume de solo maior que a largura da ferramenta, além dos movimentos descritos para as ferramentas largas. Desta forma, espera-se uma força superior para o caso tridimensional devido ao maior volume de solo mobilizado em relação a largura da ferramenta (figura 3.1).

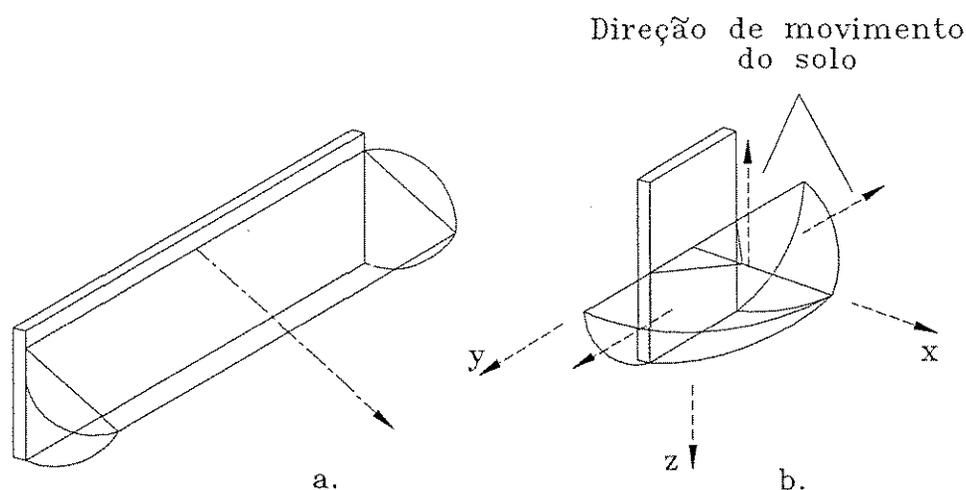


Figura 3.1: Movimento do solo frontal a ferramenta: a)larga, b)estreita (Payne, 1956)

## 3.2 Caso Bidirecional

### 3.2.1 Modelo de Hettiaratchi e Reece

Hettiaratchi e Reece [12] desenvolveram um modelo para cálculo da resistência do solo quando solicitado por determinada carga. A resistência por unidade de largura de corte pode ser determinada através da seguinte relação

$$R = f(c, \phi, \gamma, \delta, a, d, \alpha, q) \quad (3.2)$$

A representação da relação entre as variáveis inicialmente era feita com a utilização

de um único gráfico, o que dificultava muito a sua aplicação. Por este motivo, os pesquisadores dividiram ( $R$ ) em duas componentes: uma devido ao atrito, ocorrendo com um ângulo ( $\delta$ ) feito com a normal a ferramenta, denominada ( $p$ ) e outra, devido a adesão em toda a superfície da ferramenta, denominada de ( $A$ ), dada pela seguinte expressão

$$A = a d \operatorname{cosec}(\alpha) \quad (3.3)$$

Destá forma, o problema ficou reduzido ao cálculo e localização do ponto de aplicação da componente ( $p$ ) sobre a ferramenta. Através de uma simples análise dimensional obtém-se 7 grupos adimensionais, como a seguir

$$\frac{p}{\gamma d^2} = f\left(\frac{c}{\gamma d}, \frac{a}{\gamma d}, \frac{q}{\gamma d}, \phi, \delta, \alpha\right) \quad (3.4)$$

Os três primeiros grupos da equação (3.4) são conhecidos como números característicos do solo, representando cada um deles, as taxas de coesão, adesão, e sobrecarga sobre as componentes de tensão. Uma relação entre ( $p$ ) e os grupos adimensionais pode então ser derivada através do estudo das forças atuantes em um bloco de solo de largura unitária, assumindo a superfície de ruptura ( $OIJ$ ) da figura (3.2). Conhecendo-se a geometria do bloco de solo em estudo e os três números característicos do solo, pode-se determinar a magnitude de ( $p$ ). Os valores da componente devido a adesão ( $A_a$ ), componente devido a coesão ( $C$ ), componente devido ao peso próprio ( $W$ ) e componente devido à sobrecarga ( $Q$ ), são determinados através das seguintes expressões

$$\begin{aligned} W &= \gamma g d^2 K_1 \\ C &= c d K_2 \\ A_a &= a d K_3 \\ Q &= q d K_4 \end{aligned}$$

Os coeficientes adimensionais ( $K_1$ ) a ( $K_4$ ), dependem sobretudo da geometria de ruptura do bloco de solo. Considerando o equilíbrio de forças na direção de atuação de ( $F$ ), tem-se

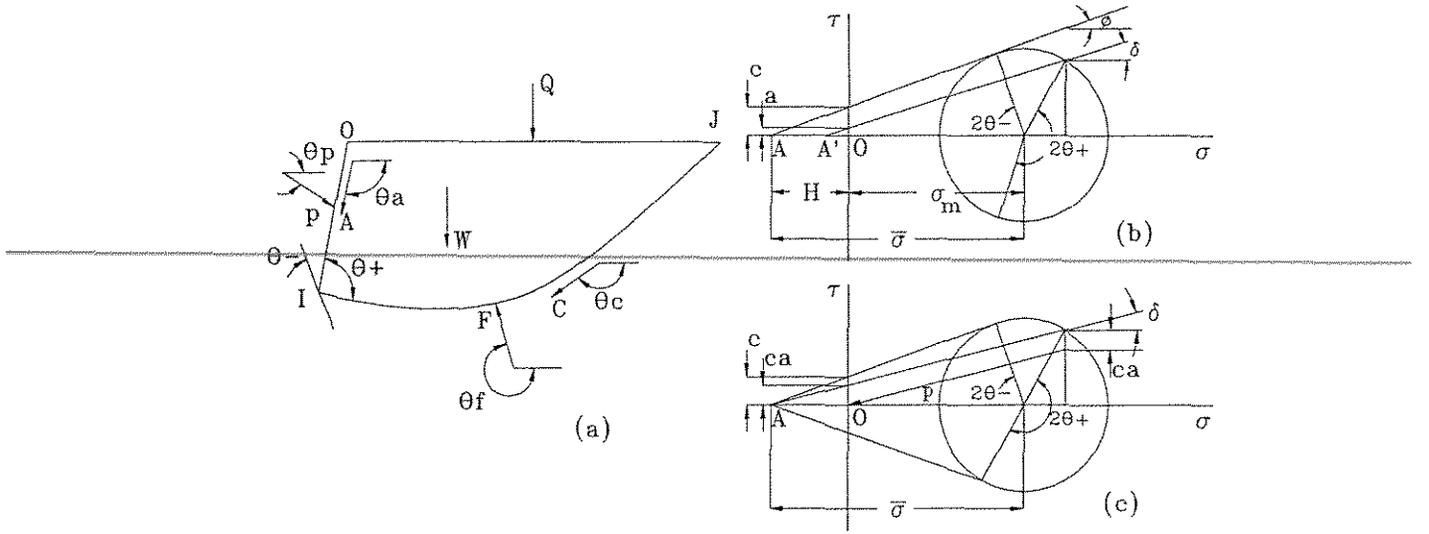


Figura 3.2: Forças atuantes em um bloco de solo (Hettiaratchi e Reece [12])

$$\begin{aligned}
 p = & \gamma g d^2 \left( K_1 \frac{\cos \theta_f}{\sin \rho} \right) + c d \left[ K_2 \frac{\sin(\theta_c - \theta_f)}{\sin \rho} \right] + \\
 & + a d \left[ K_3 \frac{\sin(\theta_a - \theta_f)}{\sin \rho} \right] + q d \left( K_4 \frac{\cos \theta_f}{\sin \rho} \right) \quad (3.5)
 \end{aligned}$$

Chamando os produtos adimensionais entre parêntesis de  $(N_\gamma)$ ,  $(N_c)$ ,  $(N_{aa})$  e  $(N_q)$  respectivamente, tem-se

$$p = \gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + a d N_{aa} + q d N_q \quad (3.6)$$

A equação (3.6) é composta da adição de 4 termos dependentes somente do equilíbrio de forças atuando sobre o solo. Seu desenvolvimento apresenta um grande rigor teórico, sendo a geometria do bloco de solo uma função dos grupos adimensionais do lado direito da equação (3.4) e, desde que a magnitude dos ângulos  $(\theta_p)$ ,  $(\theta_a)$ ,  $(\theta_c)$ ,  $(\theta_f)$  e os coeficientes  $(K_1)$  a  $(K_4)$  são também função da geometria do bloco de solo, os coeficientes  $(N_\gamma)$ ,  $(N_c)$ ,  $(N_{aa})$  e  $(N_q)$  da equação (3.6), são todos função dos números característicos do solo e dos parâmetros  $(\phi)$ ,  $(\delta)$  e  $(\alpha)$ , atuantes nos valores dos coeficientes  $(N)$ .

A equação (3.6), quando multiplicada pela largura de trabalho da ferramenta, tem a mesma forma de equação (3.1) proposta por Reece(1965) e citada por McKyes [15],

com um termo de adesão adicionado. Os coeficientes ( $N$ ) são geralmente tabelados ou apresentados em forma de gráficos como ilustrados na figura (3.3), sem que sejam apresentadas expressões algébricas para seu cálculo.

O termo de adesão apresentado na equação (3.6) diferencia o modelo de Hettiaratchi e Reece [12] do modelo de Reece (1965), afetando a resistência do solo de duas maneiras. Primeiramente, influencia diretamente no valor da componente ( $A$ ) e, numa segunda instância, porque a força ( $p$ ) é função da adesão ( $a$ ). Este último parâmetro afeta o cálculo de ( $p$ ) porque, como mostrado no diagrama de Mohr da figura (3.2-b), os ângulos ( $\theta_+$ ) e ( $\theta_-$ ), formados entre os planos de ruptura e a interface da ferramenta, variam com mudanças na tensão média ( $\sigma_m$ ). Este fato pode ser eliminado pelo deslocamento do ponto ( $A'$ ) sobre o ponto ( $A$ ), criando o diagrama de Mohr modificado, apresentado na figura (3.2-c). Esta solução, aplicada por Sokolovski (1960), citado por McKyes [15], altera o termo relativo a adesão e, desta forma,

$$a = c_a = c \tan(\delta) \cot(\phi) \quad (3.7)$$

Desde que a adesão tangencial a ferramenta é agora considerada pelo valor de ( $c_a$ ) dado pela equação (3.7), este termo será conhecido como adesão total na interface solo-ferramenta. A força de adesão é agora dada por

$$A = c_a d \operatorname{cosec}(\alpha) \quad (3.8)$$

Esta modificação no termo de adesão permite uma simplificação na equação geral para cálculo da resistência do solo. Substituindo o valor da equação (3.7) na equação (3.6) é possível agrupar os termos de adesão e coesão em um novo coeficiente chamado  $N_{ca}$ , dado pela seguinte expressão

$$N_{ca} = N_c + N_{aa} \tan(\delta) \cot(\phi) \quad (3.9)$$

A equação geral de resistência do solo fica reduzida, sendo dada pela seguinte expressão

$$p = \gamma g d^2 N_\gamma + c d N_{ca} + q d N_q \quad (3.10)$$

sendo que os termos ( $N_\gamma$ ), ( $N_{ca}$ ) e ( $N_q$ ) são agora escritos como função dos números característicos do solo e de ( $\phi$ ), ( $\delta$ ) e ( $\alpha$ ).

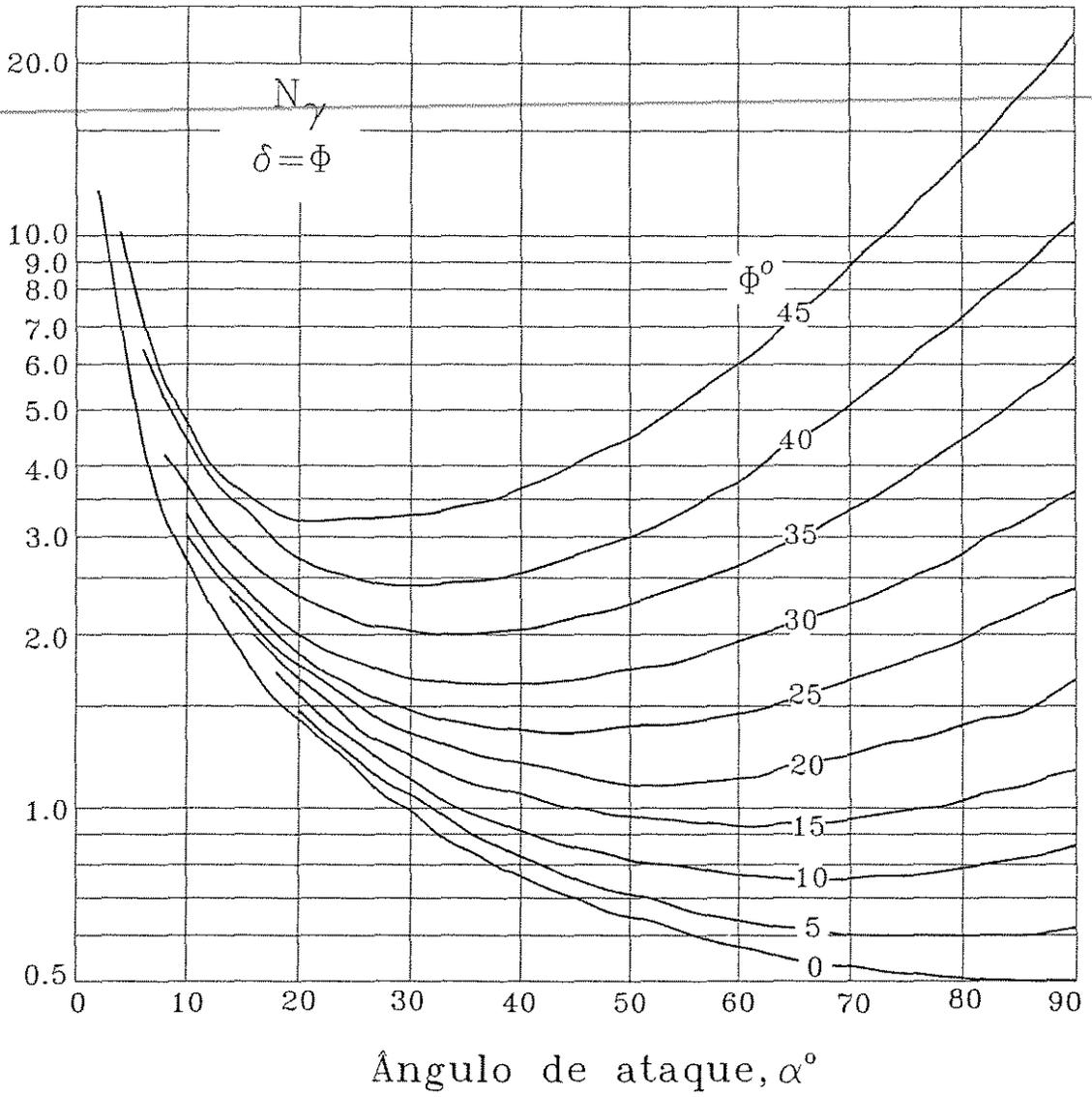


Figura 3.3: Exemplo de valores para  $N_\gamma$  para  $\phi = \delta$  (McKyes [15])

### 3.2.2 Método da triangularização

Outro modelo para determinação dos esforços em ferramentas largas é conhecido como método da triangularização, citado por McKyes [15]. Este método baseia-se na aproximação das linhas de ruptura em forma de espiral por linhas retas, tendo sido aplicado inicialmente por Coulomb (1772) e desenvolvida por Terzaghi (1941).

A figura (3.4) mostra a forma exata das linhas de ruptura limite (espiral), causada por uma ferramenta de preparo de solo e a aproximação através de uma reta fazendo um ângulo ( $\beta$ ), inicialmente desconhecido, com a horizontal. As pressões em cada superfície da cunha de solo, resultante de seu movimento, são integradas para a obtenção da força lateral e da força sobre o volume de solo. Assumindo o fluxo de solo sobre a superfície e no interior do bloco, a componente friccional da distribuição de forças nas duas linhas de ruptura foram combinadas com forças perpendiculares para formar a resultante ( $p$ ) e ( $F$ ), como indicado na figura (3.4). A resistência devido a coesão é mostrada separadamente através das componentes ( $c_a L$ ) e ( $c L_1$ ).

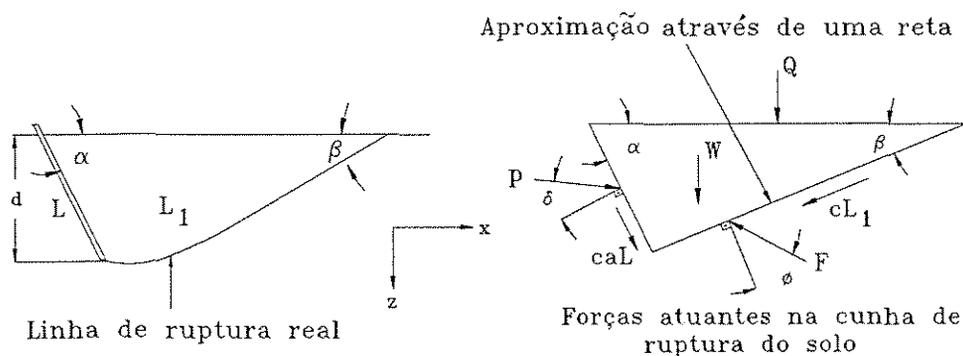


Figura 3.4: Teoria da cunha para ruptura passiva de solos (McKyes [15])

O modelo básico da figura (3.4) pode ser expandido facilmente para incorporar solos em camadas e declivosos, ferramentas curvas, cargas pontuais sobre a superfície do solo e outras situações que são difíceis de implementar em modelos exatos de cálculo de tensões. Deixando o ângulo ( $\beta$ ) como incógnita, as forças líquidas nas direções horizontal e vertical são assumidas como sendo zero, devido ao equilíbrio, e ( $p$ ) é solucionada,

para um valor unitário de largura da ferramenta, como segue

$$\sum F_x = p \sin(\alpha + \delta) + c_a L \cos(\alpha) - F \sin(\beta + \phi) - c L_1 \cos(\beta) = 0 \quad (3.11)$$

$$\sum F_z = -p \cos(\alpha + \delta) + c_a L \sin(\alpha) - F \cos(\beta + \phi) + c L_1 \sin(\beta) + W + Q = 0 \quad (3.12)$$

Manipulando as equações (3.11) e (3.12) pode-se escrever

$$p = \frac{W + Q + c d [1 + \cot\beta \cot(\beta + \phi)] + c_a d [1 - \cot(\alpha) \cot(\beta + \phi)]}{\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)} \quad (3.13)$$

Para um solo uniforme solicitado por uma sobrecarga ( $q$ ), tem-se

$$W = \gamma g \frac{d^2}{2} [\cot(\alpha) + \cot(\beta)] \quad (3.14)$$

$$Q = q d [\cot(\alpha) + \cot(\beta)] \quad (3.15)$$

A equação (3.13) pode ser reescrita na forma da equação (3.1), possuindo os fatores ( $N$ ) como segue

$$N_\gamma = \frac{\frac{1}{2} [\cot(\alpha) + \cot(\beta)]}{[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]} \quad (3.16)$$

$$N_c = \frac{[1 + \cot(\beta) \cot(\beta + \phi)]}{[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]} \quad (3.17)$$

$$N_q = 2 N_\gamma \quad (3.18)$$

$$N_{ca} = \frac{[1 - \cot(\alpha) \cot(\beta + \phi)]}{[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)]} \quad (3.19)$$

Como, somente as propriedades das forças de atrito determinam a forma das zonas de ruptura durante o corte do solo, a mais provável linha de ruptura no solo não depende da magnitude da coesão nem da sobrecarga. Para encontrar o ângulo da cunha de ruptura do solo mais apropriado, determina-se o valor de ( $\beta_{cr}$ ), para o qual o valor de ( $N_\gamma$ ) fornecido pela equação (3.16), seja mínimo. Este procedimento encontra a melhor aproximação para a linha de ruptura do solo, como na figura (3.5).

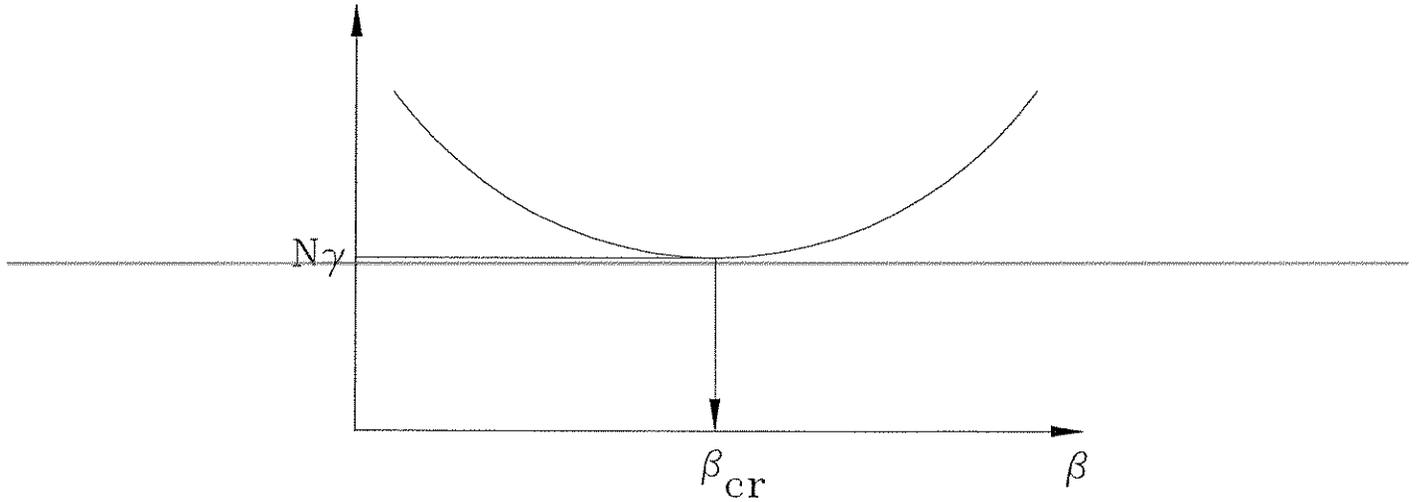


Figura 3.5: Valor de  $\beta_{cr}$  correspondente a  $N\gamma$  mínimo (McKyes [15])

### 3.2.3 Teoria específica para arado de discos e grades

Um trabalho feito especificamente para ferramentas de aração foi proposto por Canarache [4]. Este modelo utiliza dados como conteúdo de argila, densidade e teor de umidade para cálculo da resistência a aração. A resistência do solo é determinada da seguinte forma (Canarache 1961)

$$(r - b) = \frac{(ww - aa)^2}{2 \delta_p} \quad (3.20)$$

Cada um dos parâmetros acima mencionados tem que ser determinados para cada tipo de solo.

Outro modelo, descrito por Godwin et al. [8], considera parâmetros geométricos dos discos para cálculo dos esforços atuantes sobre a ferramenta. A reação do solo pode ser dividida em duas componentes em função do ângulo de abertura dos discos ( $\Theta$ ), como mostra a figura (3.6). Com o ângulo ( $\Theta$ ) igual a  $90^\circ$ , o solo é mobilizado na região frontal do disco, movendo-se longitudinalmente e verticalmente (componente passiva). Quando o ângulo ( $\Theta$ ) se encontra entre  $0^\circ$  e  $90^\circ$ , a forma de ruptura é diferente (passiva e friccional). Nestas condições, quando o ângulo ( $\Theta$ ) é reduzido a valores inferiores ao

ângulo de folga ( $\lambda$ ), uma reação de atrito na face convexa do disco começa a ocorrer.

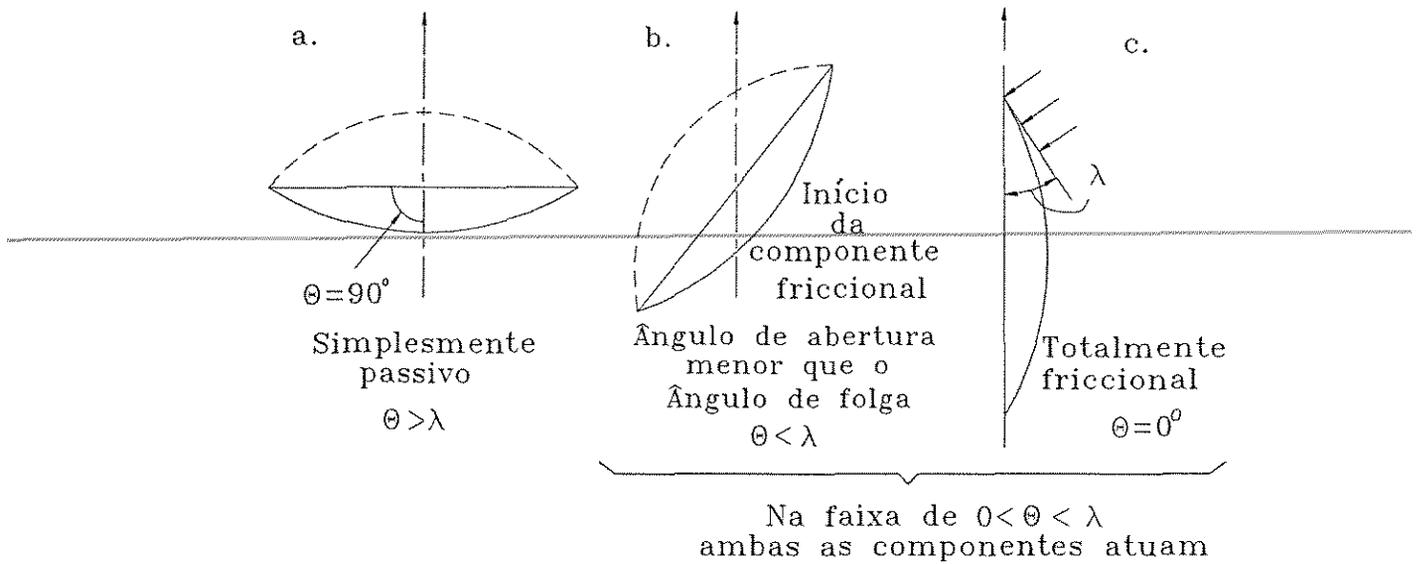


Figura 3.6: Vista plana do disco sendo: a)  $\theta = 90^\circ$ , b)  $\theta < \lambda$  e c) reação friccional  $\theta = 0^\circ$  (Godwin et al [8])

Ambas as componentes produzem reações verticais e horizontais sobre os discos. A componente friccional sempre produz uma força vertical para cima, enquanto que a direção da força vertical devido a componente passiva depende do ângulo de ataque do disco. Para ângulos de ataque maiores que  $(90^\circ - \delta)$ , esta força é para cima, enquanto discos com ângulos menores, produzem a força vertical para baixo. Resolvendo estas componentes, na direção e normal ao sentido de deslocamento dos discos, o efeito é de adição, enquanto nas demais direções, o efeito é contrário. A soma destas componentes é apresentada a seguir

$$V_T = V_P + V_S + VE_p \quad (3.21)$$

$$D_T = D_P + D_S + VE_d \quad (3.22)$$

$$S_T = S_P - S_S + VE_c \quad (3.23)$$

O desenvolvimento das equações anteriores é baseado nos princípios de Mohr Coulomb e da aplicação de duas teorias a saber. A primeira, desenvolvida por Hettiaratchi et al. [13] e Hettiaratchi e Reece [12], utilizada para estimar a componente passiva. A

segunda, utilizada para cálculo da componente friccional é de natureza compressiva e é estimada usando a teoria que resulta nas equações (3.21), (3.22) e (3.23). Para este estudo, deve-se fazer algumas hipóteses

- A relação na face côncava do disco age normal a corda do disco na superfície do solo.
- 
- A relação na face côncava tem um valor máximo quando o ângulo ( $\Theta = 90^\circ$ ) e reduz a zero quando ( $\Theta = 0^\circ$ ). Uma relação senoidal foi assumida entre os dois extremos e incorporada como um termo efetivo de largura. Isto é justificado pelo fato de que pequenas alterações no ângulo ( $\Theta$ ), próximas ao valor de ( $90^\circ$ ), tem pequeno efeito, sendo que quando ( $\Theta$ ) está próximo de ( $0^\circ$ ), pequenas alterações causam mudanças significativas.
  - A reação da sobrecarga tem um valor máximo quando o ângulo ( $\Theta = 90^\circ$ ), e reduz para zero quando ( $\Theta = 0^\circ$ ). Para o valor de ( $90^\circ$ ), o solo acumula uma altura igual ao eixo do disco. Para baixos valores de ( $\Theta$ ), não ocorre acúmulo de solo.
  - A reação friccional atrás do disco tem seu valor máximo quando ( $\Theta = 0^\circ$ ) e reduz a zero através de uma relação senoidal em função de ( $\lambda$ ). Para ângulos maiores que ( $\lambda$ ), não há atrito.

A reação na face côncava é conhecida como reação passiva ( $pa$ ). A determinação das forças atuando sobre esta seção do disco é baseada na solução passiva de manejo do solo desenvolvida por Hettiaratchi et al. [13], para lâminas simples.

$$pa = (\gamma_i g d^2 N_\gamma + c d N_{ca} + q d N_q) l \quad (3.24)$$

$$q = (R_d - d) \gamma_f g \sin(\Theta) \quad (3.25)$$

$$l = w \sin(\Theta) \quad (3.26)$$

$$w = 2 \sqrt{2 R_d d - d^2} \quad (3.27)$$

portanto

$$l = 2 \sqrt{2 R_d d - d^2} \sin(\Theta) \quad (3.28)$$

Combinando-se as equações (3.24) a (3.28), tem-se

$$pa = [\gamma_i g d^2 N_\gamma + c d N_{ca} + (R_d - d) \gamma_f g \sin(\Theta) d N_d] (2 \sqrt{2 R_d d - d^2} \sin(\Theta)) \quad (3.29)$$

Pode-se dividir ( $pa$ ) em três componentes. Seguindo o raciocínio da primeira hipótese mencionada, o efeito do atrito solo metal foi considerado nas componentes horizontal ( $H_P$ ) e vertical ( $V_P$ ) de ( $pa$ ) e não através da divisão de ( $H_P$ ) na força horizontal de tração ( $D_P$ ) e lateral ( $S_P$ ), como apresentado na figura (3.7).

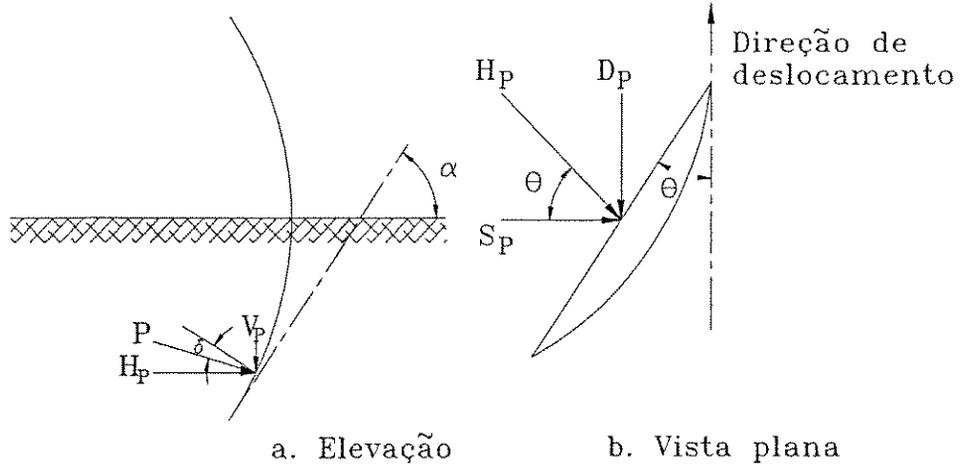


Figura 3.7: Direção e posição das reações passivas do solo (Godwin et al [8])

Desta forma, tem-se

$$H_P = pa \sin(\alpha + \delta) \quad (3.30)$$

$$V_P = -pa \cos(\alpha + \delta) + V E_p \quad (3.31)$$

$$D_P = H_P \sin(\Theta) = pa \sin(\alpha + \delta) \sin(\Theta) \quad (3.32)$$

$$S_P = H_P \cos(\Theta) = pa \sin(\alpha + \delta) \cos(\Theta) \quad (3.33)$$

As forças atuantes na face convexa são puramente friccionais, sendo seu valor baseado na solução desenvolvida por Meyerhof (1961) para a máxima tensão sobre cortes superficiais do solo.

$$q' = c N'_c + \rho_o N'_q + \frac{\gamma d}{2} N'_\gamma \quad (3.34)$$

Como na face convexa do disco não age sobrecarga e a profundidade de operação do disco é relativamente superficial,  $(\rho_o)$  e  $(\gamma)$  podem ser desprezados e, portanto,

$$q' = cN'_c \quad (3.35)$$

O valor de  $(N'_c)$  é fornecido por Godwin e Spoor [9], em função dos parâmetros do solo como

$$N'_c = \cot(\phi) \left[ \frac{(1 + \sin(\phi) e^{2\Theta \tan(\phi)})}{(1 - \sin(\phi) \sin(2\eta + \phi))} - 1 \right] \quad (3.36)$$

A máxima força vertical ( $V_S$ ) é dada por

$$V_S = q' A_R \quad (3.37)$$

sendo ( $A_R$ ) a área plana do disco em contato com o solo como apresentado na figura (3.8).

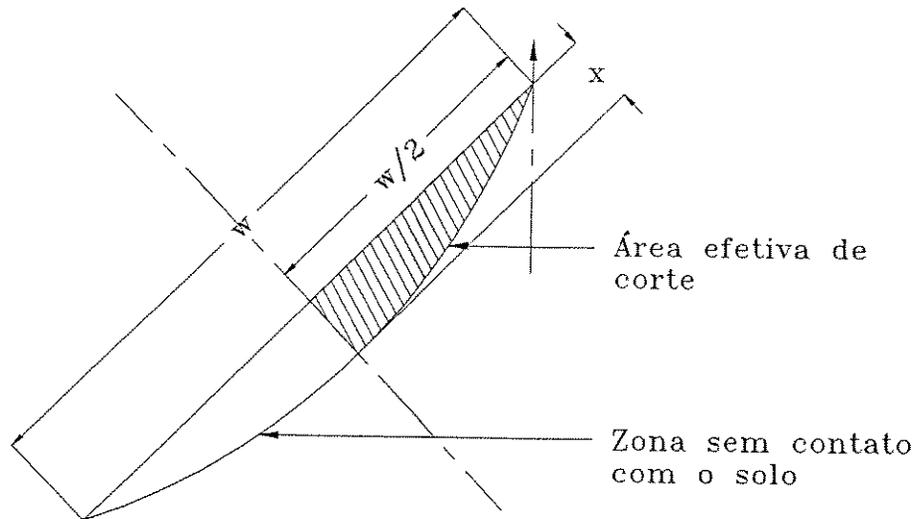


Figura 3.8: Área plana do disco em contato com o solo (Godwin et al. [8])

O efeito da reação friccional é maior para  $(\Theta = 0^\circ)$  e reduz a zero quando  $(\Theta)$  se aproxima de  $(\lambda)$ . Assumindo uma relação senoidal (hipótese 4), tem-se

$$V_S = q' A_R \sin \left[ \frac{(\lambda - \Theta)}{\lambda} \right] 90 \rightarrow \text{para } \Theta < \lambda \quad (3.38)$$

Pode-se dividir a reação friccional em três componentes. Assumindo que ( $V_S$ ) é a componente vertical de ( $pa_S$ ), aplicada a um ângulo ( $\delta$ ) com a normal do lado interno do disco (figura 3.9), a componente horizontal desta reação pode ser estimada como

$$H_S = V_S \tan(\alpha + \delta) \quad (3.39)$$

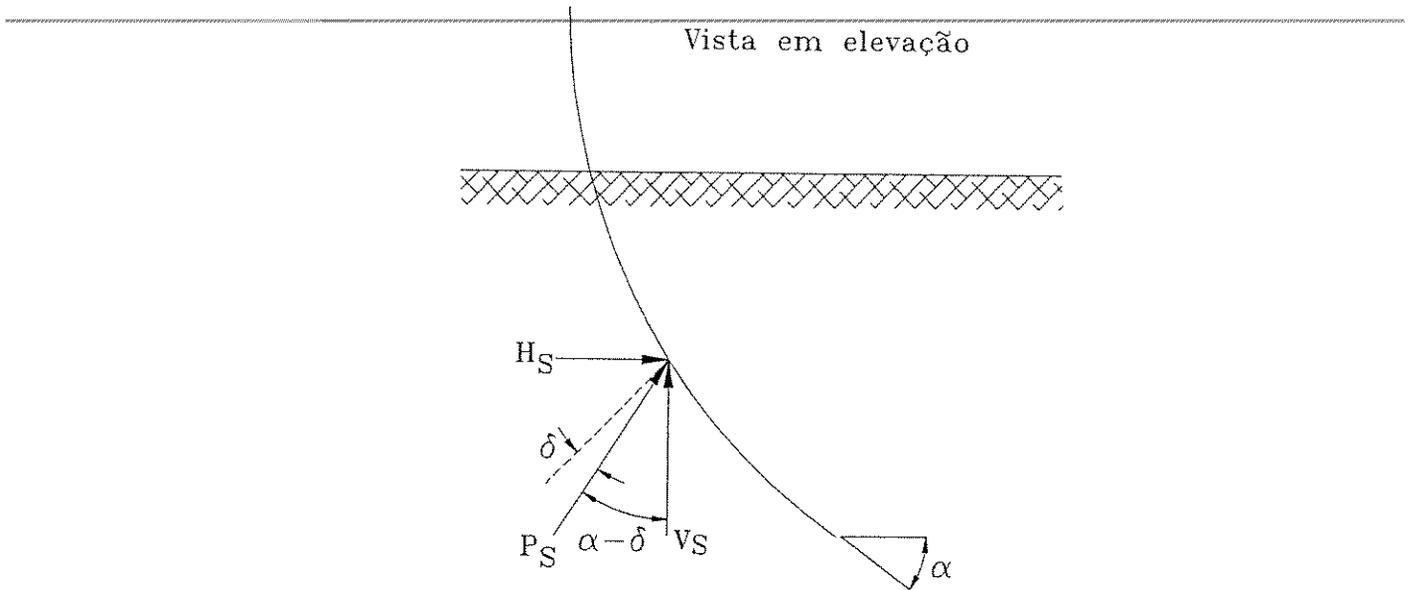


Figura 3.9: Vista lateral das forças atuantes no disco (Godwin et al. [8])

Assumindo que esta componente age normal ao corte sobre a extremidade do disco (figura 3.10), então

$$D_S = H_S \sin(\lambda - \Theta) = V_S \tan(\alpha + \delta) \sin(\lambda - \Theta) \quad (3.40)$$

$$S_S = H_S \cos(\lambda - \Theta) = V_S \tan(\alpha - \delta) \cos(\lambda - \Theta) \quad (3.41)$$

### 3.2.4 Teoria específica para arados de aivecas

Uma forma muito simples para avaliação dos esforços atuantes em arados de aivecas foi proposta por Witney [23]. A força de tração necessária para este tipo de implemento é dada por

$$R = 37.59 IC + \frac{23.9 \gamma v^2 [1 - \cos(\Theta)]}{9.81} \quad (3.42)$$

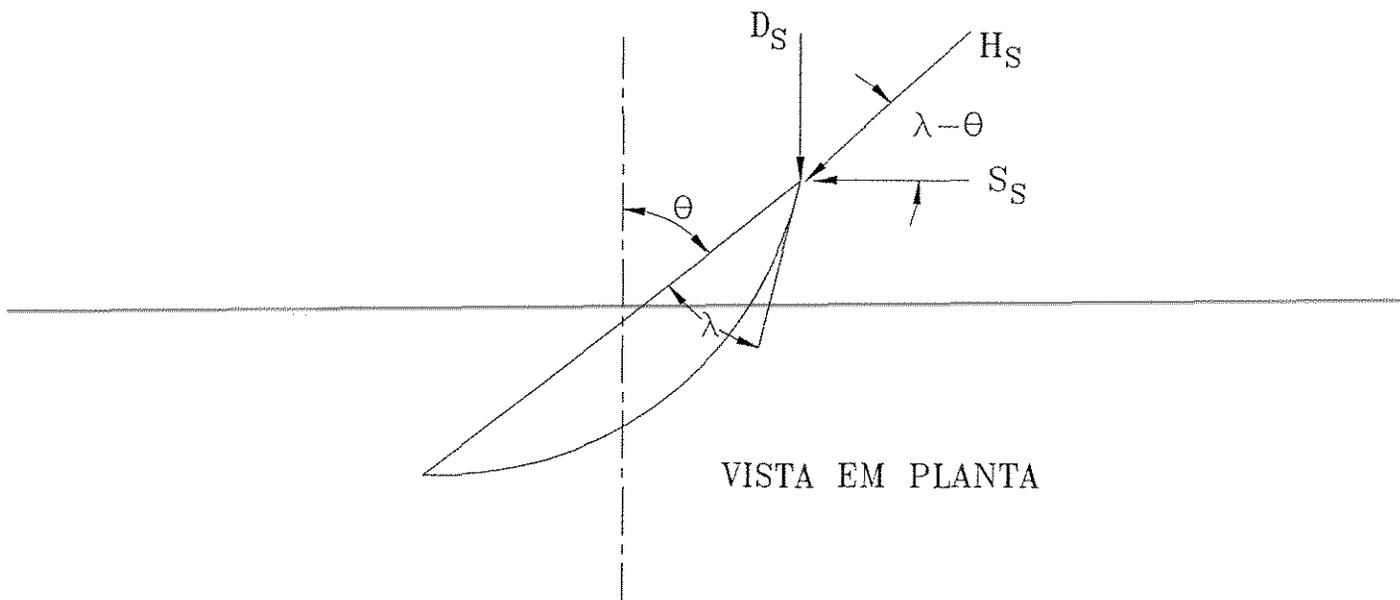


Figura 3.10: Vista em planta das componentes de  $H_S$  atuantes sobre o disco (Godwin et al [8])

### 3.3 Caso tridimensional

Os modelos anteriormente descritos são aplicáveis para ferramentas largas. Para o caso de ferramentas estreitas, como escarificadores e subsoladores, as equações se apresentam com algumas modificações. Grisso e Perumpral [11], apresentaram 4 modelos para cálculo de esforços em ferramentas estreitas.

#### 3.3.1 Hettiaratchi e Reece

Hettiaratchi et al.[13] apresentaram um equacionamento baseado no modelo de pressão passiva no solo. A análise do caso tridimensional de ruptura do solo assume que o formato de ruptura do solo possui componentes frontais e laterais sobre a ferramenta. As componentes referem-se a falha longitudinal a ferramenta (interface solo-ferramenta), e movimentos laterais horizontais a uma certa distância do centro da interface solo-ferramenta. A força total sobre a ferramenta devido a falha tridimensional é a soma da componente frontal a ferramenta ( $P_f$ ), da componente lateral a ferramenta ( $P_s$ ) e da adesão na interface solo-ferramenta.

A relação desenvolvida para o cálculo de ( $P_f$ ) utiliza o modelo anteriormente descrito

para os casos bidimensionais desenvolvido por Hettiaratchi et al. [13].

A componente lateral ( $P_s$ ) faz um ângulo de atrito solo ferramenta ( $\delta$ ) com a normal a interface solo-ferramenta. A força lateral é composta de forças coesivas e gravitacionais, podendo ser expressa da seguinte forma

$$P_s = \gamma g \left[ d + \frac{q}{\gamma} \right]^2 w N_{s\gamma} + c d w N_{sc} \quad (3.43)$$

Os fatores ( $N_{s\gamma}$ ) e ( $N_{sc}$ ) da equação (3.43), dependem da rugosidade do material da ferramenta. Estes fatores podem ser calculados da seguinte forma

$$N_{s\gamma} = \frac{\sin^3(\mu) e^{\pi \tan(\phi)}}{\cos(\mu) \cos(\phi)} \quad (3.44)$$

$$N_{sc} = \tan(\mu) [\sin(\mu) (N_c + N_{ca} + 2 \tan(\mu) N_q) + 1] \quad (3.45)$$

Relações separadas para rugosidades diferentes são frequentemente fornecidas ( $\delta = 0$  e  $\delta = \phi$ ), podendo ser calculadas ou obtidas através de gráficos como os fornecidos em Hettiaratchi et al.[13]. Estes fatores são utilizados para cálculo das componentes laterais e verticais da força. Para ferramentas inclinadas, a equação (3.43) deve ser multiplicada por um fator de inclinação ( $K_\alpha$ ). Este fator é dado pela seguinte relação

$$K_\alpha = \frac{\tan^{-1} [\sin(\alpha) \cot(\mu)]}{90 - \mu} \quad (3.46)$$

Generalizando a componente lateral ( $P_s$ ), tem-se

$$P_s = \left[ \gamma g \left( d + \frac{q}{\gamma} \right)^2 w N_{s\gamma} + c d w N_{sc} \right] K_\alpha \quad (3.47)$$

Pela combinação das equações (3.43) a (3.47) para o cálculo da componente lateral mais a componente frontal dada pelo modelo de Hettiaratchi e Reece [12] e incluindo a força de adesão na interface solo-ferramenta, as forças de tração e vertical podem ser escritas da seguinte forma

$$F_x = P_f \sin(\alpha + \delta) + P_s \sin(\alpha) + A d w \cot(\alpha) \quad (3.48)$$

$$F_z = P_f \cos(\alpha + \delta) + P_s \cos(\alpha) + A d w \quad (3.49)$$

### 3.3.2 Godwin e Spoor

Godwin e Spoor [9], desenvolveram um modelo para determinar forças em ferramentas de hastes contemplando uma larga faixa de relações entre profundidade e largura das hastes. Dois modelos foram desenvolvidos sendo, um para profundidades inferiores a profundidade crítica (discutida nas próximas seções) e outro modelo para cálculo além da profundidade crítica. O formato de ruptura para o primeiro modelo é apresentado na figura (3.11).

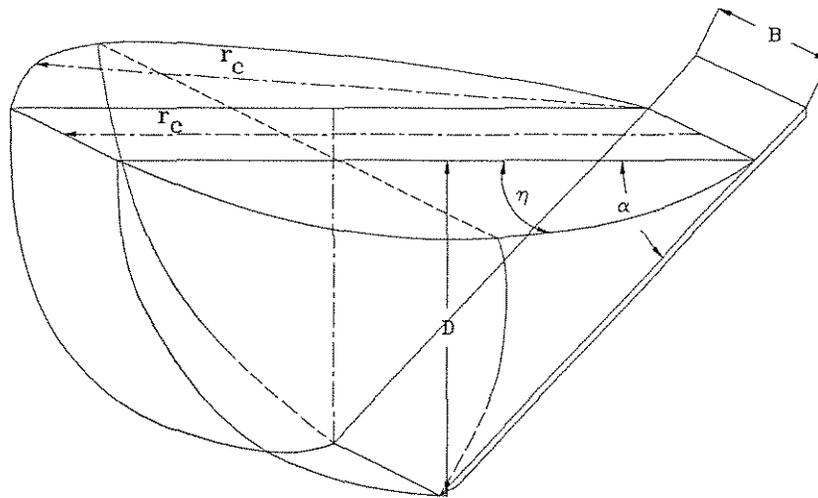


Figura 3.11: Falha tridimensional do solo frontal a ferramentas estreitas em profundidades inferiores a crítica (Godwin e Spoor [9])

A cunha de solo desenvolvida foi dividida em duas porções. Uma central, com a largura da haste, e duas, laterais. Considerou-se as forças em cada seção descrita como parte integrante da força total. Para o cálculo da componente central foi utilizada a relação desenvolvida por Hettiaratchi et al. [13]. A equação para cálculo da força devido a componente lateral foi desenvolvida assumindo um raio de ruptura crescente ( $r_c$ ) lateralmente e estendido através de um ângulo ( $\eta$ ), onde

$$\eta = \cos^{-1} \left[ d \frac{\cot(\alpha)}{r_c} \right] \quad (3.50)$$

Para se obter uma relação para a força lateral, assumiu-se um volume unitário de

solo com a forma de uma cunha. Uma equação para a força passiva devido a este volume elementar foi desenvolvida e integrada para obter-se a força lateral total.

A relação para a força de tração e vertical foram desenvolvidas pela combinação das componentes central e lateral.

$$F_x = (\gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + q d N_q) [w + r_c \sin(\eta)] \sin(\alpha + \delta) + A w d [N_{ca} \cos(\alpha + \delta) + \cos(\alpha)] \quad (3.51)$$

$$F_z = -(\gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + q d N_q) [w + r_c \sin(\eta)] \cos(\alpha + \delta) - A w d [N_{ca} \cos(\alpha + \delta) - \sin(\alpha)] \quad (3.52)$$

O uso das equações (3.51) e (3.52) necessitam do conhecimento do valor da distância de ruptura ( $r_c$ ). Godwin e Spoor [9], apresentam um gráfico a partir das informações obtidas em Payne (1956); Payne e Tanner (1959) e Hettiaratchi e Reece (1967), para descrever a relação entre a distância de ruptura-profundidade de trabalho e ângulo da ferramenta para os ângulos de ataque de  $90^\circ$ ,  $67.5^\circ$  e  $45^\circ$ , em um determinado tipo de solo.

### 3.3.3 McKyes e Ali

McKyes e Ali [16] desenvolveram um modelo similar ao proposto por Godwin e Spoor [9]. A diferença básica é que a equação proposta por estes autores não é dependente da distância de ruptura para o cálculo da força.

A superfície de ruptura, formada a partir da ponta da ferramenta, foi assumida como sendo uma linha reta fazendo um ângulo ( $\beta$ ) com a direção horizontal.

Considerando uma condição eminente de ruptura do solo, uma relação para a força da ferramenta foi desenvolvida em função do ângulo de ruptura ( $\beta$ ) e parâmetros relativos ao solo e a ferramenta.

Através do equilíbrio estático da cunha de solo determina-se qual a força passiva mínima necessária para romper o solo. A distância de ruptura foi assumida como

$$r_c = d [\cot(\beta) + \cot(\alpha)] \quad (3.53)$$

Conhecendo a distância de ruptura, o ângulo de ruptura é determinado através da equação (3.50).

A fim de se determinar uma relação para a força total na ferramenta como nos modelos anteriores, McKyes e Ali [16], também consideraram as forças contribuindo com uma parte central e outra lateral. Portanto, a força de tração total sobre a ferramenta é dada pela seguinte equação

$$P = P_1 + 2 P_2 \quad (3.54)$$

onde os valores de  $P_1$  e  $P_2$  são dados pelas seguintes equações

$$P_1 = \frac{\left\{ \gamma g d^2 \frac{r_c}{2d} + c d [1 + \cot(\beta) \cot(\beta + \phi)] + q d \frac{r_c}{d} \right\} w}{\cot(\alpha + \delta) + \cot(\beta + \phi)} \quad (3.55)$$

$$P_2 = \frac{\left\{ \frac{1}{6} \gamma g d r_c^2 + \frac{1}{2} c d r_c [1 + \cot(\beta) \cot(\beta + \phi)] + \frac{1}{2} q r_c^2 \right\} \sin(\eta)}{\cot(\alpha + \delta) + \cot(\beta + \phi)} \quad (3.56)$$

Mais tarde, McKyes [15] adicionou um termo de adesão ao equacionamento de  $P_1$  e  $P_2$ , podendo-se reescrever a equação (3.54) da seguinte forma

$$\begin{aligned} P = & \frac{w}{\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)} \left\{ \gamma g d^2 \frac{r_c}{2d} \left[ 1 + \frac{2s}{3w} \right] \right. \\ & + c d [1 + \cot(\beta) \cot(\beta + \phi)] \left[ 1 + \frac{s}{w} \right] \\ & \left. + q d \frac{r_c}{d} \left[ 1 + \frac{s}{w} \right] + c_a d [1 - \cot(\alpha) \cot(\beta + \phi)] \right\} \end{aligned} \quad (3.57)$$

$$s = d [\cot(\alpha) + \cot(\beta)] \sqrt{1 - \left[ \frac{\cot(\alpha)}{\cot(\alpha) + \cot(\beta)} \right]^2} \quad (3.58)$$

A forma final da equação (3.57) é similar a equação de Hettiaratchi et al. [13] e a Equação Universal de Movimento de Solos, sendo os fatores ( $N$ ) para a força de tração dados pelas seguintes equações

$$N_{\gamma x} = \frac{\left( \frac{r_c}{2d} \right) \left[ 1 + \frac{2r_c}{3w} \sin(\eta) \right]}{\cot(\alpha + \delta) + \cot(\beta + \phi)} \quad (3.59)$$

$$N_{cx} = \frac{[1 + \cot(\beta) \cot(\beta + \phi)] \left[ 1 + \frac{r_c}{w} \sin(\eta) \right]}{\cot(\alpha + \delta) + \cot(\beta + \phi)} \quad (3.60)$$

$$N_{qx} = \frac{\left(\frac{r_c}{d}\right) \left[1 + \frac{r_c}{w} \sin(\eta)\right]}{\cot(\alpha + \delta) + \cot(\beta + \phi)} \quad (3.61)$$

$$N_{cax} = \frac{1 - \cot(\alpha) \cot(\beta + \phi)}{\cot(\alpha + \delta) + \cot(\beta + \phi)} \quad (3.62)$$

Para determinar o formato da cunha de ruptura, o valor de  $(\beta)$  é determinado através da minimização de  $(N_{\gamma x})$ , sendo posteriormente utilizado para calcular os demais valores dos parâmetros  $(N)$ .

### 3.3.4 Perumpral et al.

O modelo de Perumpral et al. [18] é similar aos modelos desenvolvidos por McKyes e Ali [16] e Godwin e Spoor [9]. Porém, as cunhas laterais são redefinidas como dois conjuntos de forças atuando nos lados da cunha central. Como em McKyes e Ali [16], a superfície de ruptura do solo é considerada uma linha reta.

Os vetores de forças  $(G)$ ,  $(SF_2)$  e  $(CF_2)$  da figura (3.12), sobre as faces  $(abc)$  e  $(def)$  são forças substituindo as componentes laterais. A equação para pressão do solo foi utilizada para calcular estas forças. O plano de ruptura  $(ebcf)$  foi assumido como sendo reto, fazendo um ângulo  $(\beta)$  com a horizontal. O plano  $(abed)$  é a interface solo-ferramenta e neste plano, tem-se a força devido a adesão e a força total sobre a ferramenta.

Assumindo que a cunha mostrada na figura (3.12) esteja em equilíbrio, as seguintes equações para a força de tração e vertical foram desenvolvidas pela somatória das forças nas direções horizontal e vertical.

$$F_z = P \cos(\alpha + \delta) = W + 2 SF_2 \sin\beta + SF_1 \sin(\beta) + 2 CF_2 \sin(\beta) + CF_1 \sin(\beta) + Ad F \sin(\alpha) - Q \cos(\beta) \quad (3.63)$$

$$F_x = P \sin(\alpha + \delta) = 2 SF_2 \cos(\beta) + SF_1 \cos(\beta) + 2 CF_2 \cos(\beta) + CF_1 \cos(\beta) + Q \sin(\beta) - Ad F \cos(\alpha) \quad (3.64)$$

O valor de  $(\delta)$  nas equações (3.64) e (3.63), representa o ângulo de atrito solo-metal. Nos modelos anteriores, utilizou-se um ângulo de atrito solo-metal constante. Neste



$$N_c = \frac{\cos\left(\phi + 2\frac{A_l}{wd} + \frac{1}{\sin(\beta)}\right)}{\sin(\beta + \alpha + \phi + \delta)} \quad (3.70)$$

$$N_{aa} = \frac{-\left(1 - \frac{h}{d}\right) \cos(\beta + \phi + \alpha)}{\sin(\beta + \alpha + \phi + \delta) \sin(\alpha)} \quad (3.71)$$

---

O fator ( $K_0$ ) é conhecido como coeficiente de pressão do solo, sendo dado pela seguinte expressão

$$K_0 = 1 - \sin(\phi) \quad (3.72)$$

Os termos ( $h$ ) e ( $z$ ) são conhecidos como altura do solo levantado em frente a ferramenta e profundidade média do centróide da cunha de ruptura, localizado a partir da superfície do solo, respectivamente. O valor de ( $z$ ) é dado por

$$z = \frac{1}{3}(d + h) \quad (3.73)$$

Já ( $A_l$ ), é definida como a área de cada lado ( $abc$ ) e ( $def$ ), sendo dado pela seguinte expressão

$$A_l = \frac{1}{2} d^2 \left(1 + \frac{h}{d}\right) \left[ \left(1 + \frac{h}{d}\right) \cot(\alpha) + \cot(\beta) \right] \quad (3.74)$$

Na equação (3.67), todos os parâmetros, exceto o ângulo ( $\beta$ ), são conhecidos. Isto implica que a cunha de ruptura deve ser identificada e o ângulo de ruptura determinado. Matematicamente, esta cunha pode ser identificada através da solução da seguinte expressão

$$\frac{\partial P}{\partial \beta} = 0 \quad (3.75)$$

### 3.3.5 Cálculo da profundidade crítica

Segundo Zelenin (1950) e Kostriksyn (1956), citados por McKyes [15], uma ferramenta de preparo de solos muito estreita não é capaz de elevar o solo em toda sua profundidade de operação para certas condições do terreno, como ilustrado na figura (3.13).

Para tal caso, a profundidade crítica ( $dc$ ) é definida como a profundidade abaixo da qual o solo não mais se movimenta para frente e para cima mas, ao contrário, é

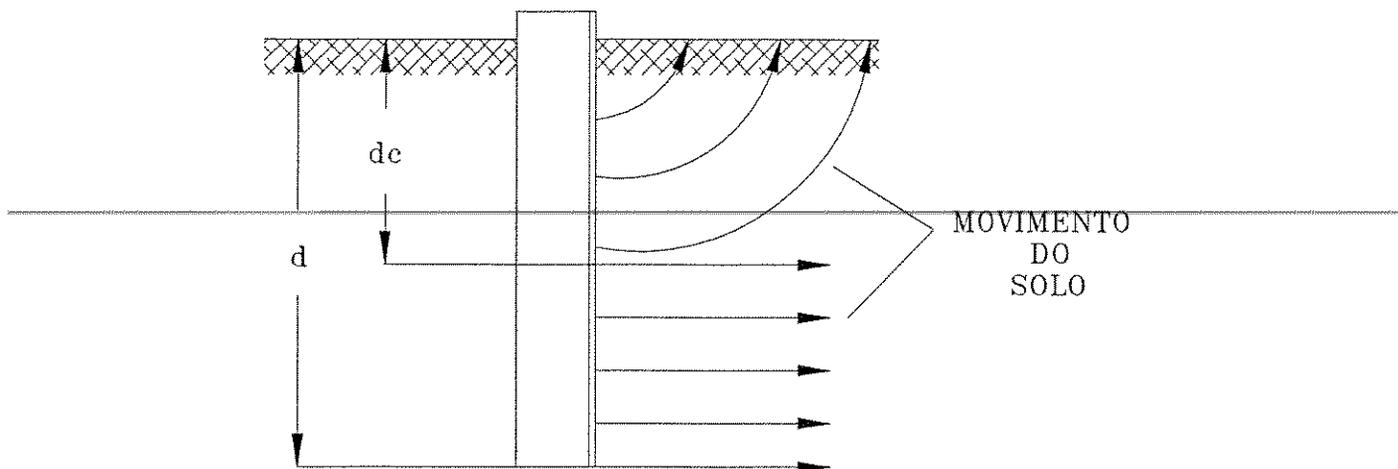


Figura 3.13: Ruptura do solo através de uma ferramenta estreita, apresentando a profundidade crítica (Kostritsyn, 1956)

comprimido lateralmente formando um sulco, ou ainda, é a profundidade abaixo da qual a energia para romper e mover o solo lateralmente é menor que a energia que seria necessária para movê-lo acima da superfície. Esta profundidade é dependente da geometria da ferramenta e da rigidez do solo.

Godwin e Spoor [9], apresentaram um modelo matemático para movimento do solo abaixo da profundidade crítica. O mecanismo utilizado foi uma adaptação do mecanismo de falhas para fundações desenvolvido por Meyerhoff (1951), mostrado na figura (3.14). Uma cunha vertical foi assumida formando-se em frente a ferramenta com um ângulo ( $\mu$ ). O solo rompe para as laterais da ferramenta sobre um plano em forma de espiral logarítmico, limitado por um ângulo ( $\phi$ ), atrás da face da ferramenta. Sobre a face posterior da espiral logarítmica age a pressão exercida pelo solo em repouso.

A equação de Meyerhoff (1951), a seguir, é usada para calcular a pressão ( $p_r$ ), atuando na face da ferramenta.

$$p_r = c N'_c + p_0 N'_q = c N'_c + \gamma g z K_0 N'_q \quad (3.76)$$

sendo

$$p_0 = \gamma g z K_0 = \gamma g z [1 - \sin(\phi)] \quad (3.77)$$

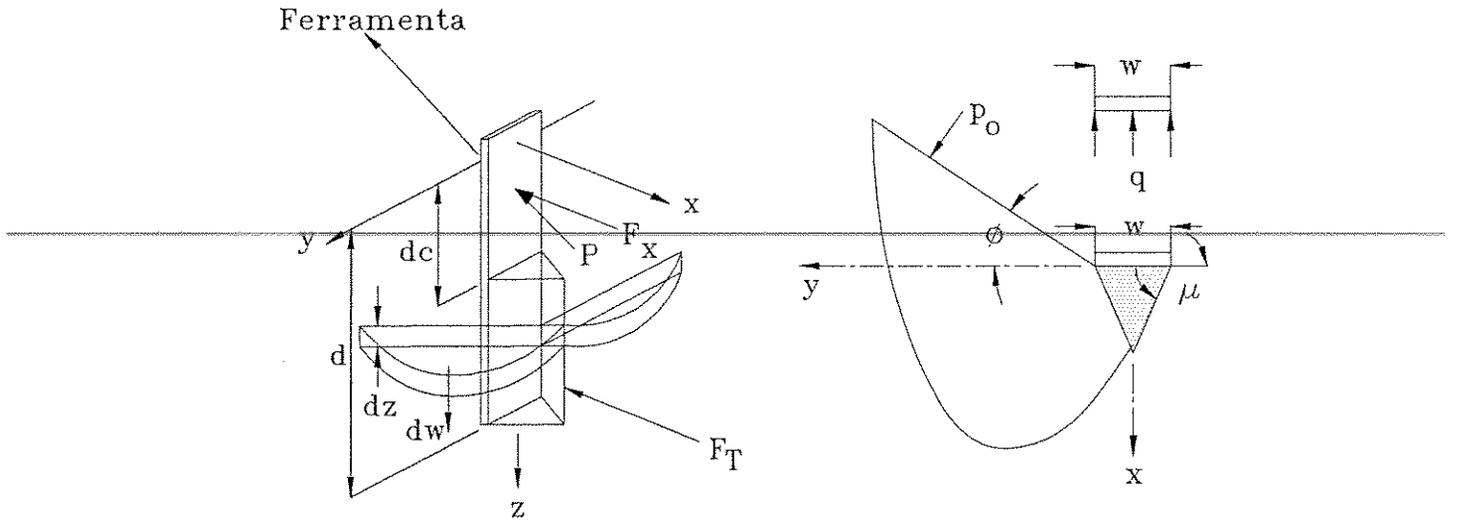


Figura 3.14: Mecanismo de falha do solo abaixo da profundidade crítica (Godwin e Spoor [9])

$$N'_q = \left[ \frac{1 + \sin(\phi)}{1 - \sin(\phi)} \right] e^{2\left(\frac{\pi}{2} + \phi\right) \tan(\phi)} \quad (3.78)$$

$$N'_c = \cot(\phi) \left\{ \left[ \frac{1 + \sin(\phi)}{1 - \sin(\phi)} \right] e^{2\left(\frac{\pi}{2} + \phi\right) \tan(\phi)} - 1 \right\} \quad (3.79)$$

A força total ( $F_T$ ), atuando sobre a ferramenta abaixo da profundidade crítica é encontrada através da integração da pressão da ferramenta ( $p_r$ ), para a faixa de profundidade entre ( $dc$ ) e ( $d$ ).

$$F_T = \left[ c N'_c (d - dc) + \frac{1}{2} \gamma g K_0 N'_q (d^2 - dc^2) \right] w \quad (3.80)$$

Para a determinação teórica da profundidade crítica, deve-se utilizar um processo iterativo, no qual avalia-se o valor da força total ( $F_T + F_x$ ), onde ( $F_x$ ) é a força horizontal calculada desde a superfície até a profundidade crítica através de um dos métodos anteriormente descritos. Para o valor mínimo da força total haverá um valor correspondente da profundidade de trabalho que é a profundidade crítica.

### 3.4 Standards da ASAE

Neste trabalho [21] encontram-se dados de força de tração para vários tipos de implementos de preparo de solos em alguns tipos de solos dos Estados Unidos.

#### 3.4.1 Arados de aivecas

---

As equações fornecem a força por unidade de área mobilizada  $\left[\frac{N}{cm^2}\right]$ , sendo  $(v)$ , a velocidade de deslocamento em  $\left[\frac{km}{h}\right]$ . A seguir, apresenta-se as equações para alguns tipos de solos norte americano.

$$Silty\ clay\ (sul\ do\ Texas) = 7 + 0.049 v^2$$

$$Decatur\ clay\ loam = 6 + 0.053 v^2$$

$$Silt\ clay\ (norte\ de\ Illinois) = 4.8 + 0.024 v^2$$

$$Davidson\ loam = 3 + 0.020 v^2$$

$$Sandy\ silt = 3 + 0.056 v^2$$

$$Sandy\ loam = 2.8 + 0.013 v^2$$

$$Sandy = 2 + 0.013 v^2$$

Quando os arados forem equipados com cortadores de palha, as equações devem ser multiplicadas pelo fator 1.07.

#### 3.4.2 Arados de discos

A força por unidade de área  $\left[\frac{N}{cm^2}\right]$  para um disco com 66 cm de diâmetro, 22° de ângulo de abertura e 45° de ângulo de ataque, é obtida através das equações abaixo. A velocidade  $(v)$  é dada em  $\left[\frac{km}{h}\right]$ .

$$Decatur\ clay\ loam = 5.2 + 0.039 v^2$$

$$Davidson\ loam = 2.4 + 0.045 v^2$$

### 3.4.3 Grades de discos

Para este tipo de implemento o esforço é medido em função da massa ( $m$ ), sendo fornecido em  $\left[\frac{N}{kg}\right]$ , para determinada velocidade e profundidade de operação.

$$Clay = 14.7 m$$

---

$$Silt loam = 11.7 m$$

$$Sandy loam = 7.8 m$$

### 3.4.4 Subsoladores

Neste caso, a força é dada em função do número de hastes e por unidade de profundidade  $\left[\frac{hastes}{cm}\right]$ .

$$Sandy loam = 120 d a 190 d$$

$$Medium ou clay loam = 175 d a 280 d$$

Pode-se observar que estas equações, que são empíricas e baseadas em regressões obtidas através de resultados de ensaios de campo, são bastante limitadas e restritas às condições dos ensaios de campo realizados, não sendo aplicáveis às nossas condições de solos.

## 3.5 Considerações gerais a respeito de ferramentas de preparo de solos

### 3.5.1 Efeitos dinâmicos

Segundo McKyes [15], as ferramentas para mobilização de solos podem ser operadas em velocidades relativamente altas em operações de preparo agrícola de solos ou em obras de movimento de solos (8 a 12  $\frac{km}{h}$ ). Os efeitos dinâmicos nas forças de corte podem ser considerados em altas velocidades. Dois tipos de mecanismos afetam as forças requeridas para mover o solo, chamados de necessidade de acelerar continuamente novas massas de solo durante o preparo do solo e a alteração das tensões para grandes taxas de corte, as quais influenciam nas forças inerciais para altas velocidades.

### Forças inerciais

A consideração das forças inerciais presta-se inteiramente para a análise da cunha de corte do solo como na figura (3.15). Quando uma ferramenta desloca-se uma distância ( $x$ ), a cunha de solo é elevada ao longo da superfície de ruptura inclinada de um ângulo ( $\beta$ ) e ao longo da ferramenta, com um ângulo ( $\alpha$ ). A velocidade de deslocamento da cunha do solo não é a mesma da velocidade da ferramenta ( $v$ ), porque o solo, em efeito, move-se para trás com respeito a posição da lâmina uma quantia ( $f$ ). A velocidade atual do solo é ( $v'$ ) ao longo do plano de ruptura instantâneo do solo e o movimento de deslocamento do solo ( $x'$ ), é menor que o da ferramenta ( $x$ ), no mesmo intervalo de tempo.

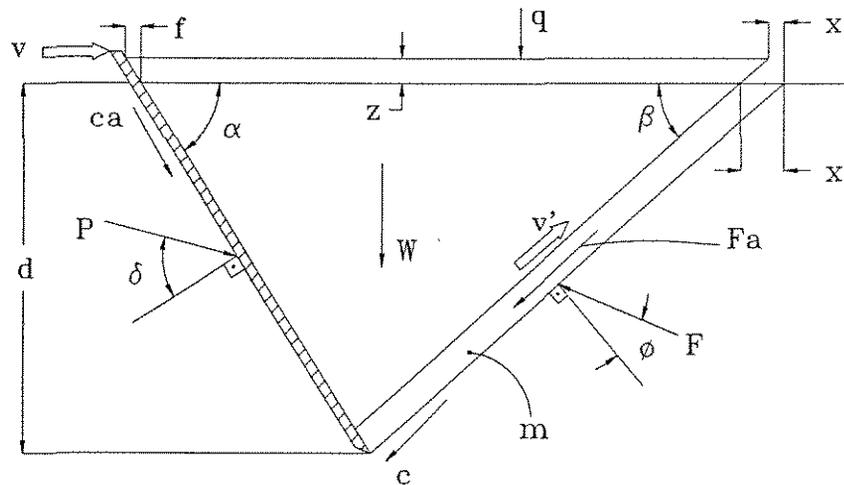


Figura 3.15: Modelo de corte de solo em forma de cunha, incluindo as forças inerciais (McKyes [15])

$$x = x' + f = x' [1 + \tan(\beta) \cot(\alpha)] \quad (3.81)$$

$$\begin{aligned} v' &= \frac{x'}{t \cos(\beta)} = \frac{x}{t \cos(\beta) [1 + \tan(\beta) \cot(\alpha)]} = \\ &= \frac{v}{\cos(\beta) [1 + \tan(\beta) \cot(\alpha)]} \end{aligned} \quad (3.82)$$

Para cada intervalo de tempo ( $t$ ), uma massa ( $m$ ) é adicionada ao solo sendo elevado

pelo corte da ferramenta. A força ( $F_a$ ) requerida para atingir a aceleração desta massa com a velocidade ( $v'$ ) da cunha do solo é calculada pela variação da Lei de Newton, relacionando a força resultante com a taxa de mudança do momento.

$$\begin{aligned}
 F_a &= v' \frac{m}{t} = \\
 &= \frac{v' \gamma x d w}{t} = \\
 &= v' \gamma v d w = \\
 &= \frac{\gamma v^2 d w}{\cos(\beta) [1 + \tan(\beta) \cot(\alpha)]} \quad (3.83)
 \end{aligned}$$

Esta força de aceleração pode ser adicionada no balanço de forças, atuando na cunha de solo, fornecendo a seguinte expressão

$$P = (\gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + c a d N_{ca} + q d N_q + \gamma v^2 d N_a) w \quad (3.84)$$

$$N_a = \frac{\tan(\beta) + \cot(\beta + \phi)}{[\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cot(\beta + \phi)] [1 + \tan(\beta) \cot(\alpha)]} \quad (3.85)$$

A validade desta análise pode ser verificada através dos resultados práticos obtidos por Wismer e Luth (1971) para lâminas planas (caso bidimensional) em areia. A velocidade horizontal da ferramenta foi variada de 0.25 a 2.5  $\left[\frac{m}{s}\right]$  e os resultados foram apresentados na figura (3.16). As equações (3.84) e (3.85) foram usadas para calcular os valores teóricos da força com a hipótese de que havia uma sobrecarga de 8 cm de solo sobre a ferramenta ( $q = 1.3$  kPa). As determinações apresentadas na figura (3.16) aproximam bem os resultados práticos.

#### Alterações nas tensões do solo

Espera-se que a tensão em um solo argiloso exiba consideráveis mudanças com o tempo de corte. Wismer e Luth (1972), demonstraram este efeito com a aplicação de uma lâmina plana em um solo argiloso, operando com velocidades na faixa de 0.05 a 3  $\left[\frac{m}{s}\right]$ . Os resultados são apresentados na figura (3.17), sendo um gráfico na escala linear e outro na logarítmica.

Na escala linear, as forças inerciais teóricas da equação (3.84), foram adicionadas na força quase estática, para diferentes velocidades da ferramenta no caso de altos níveis de

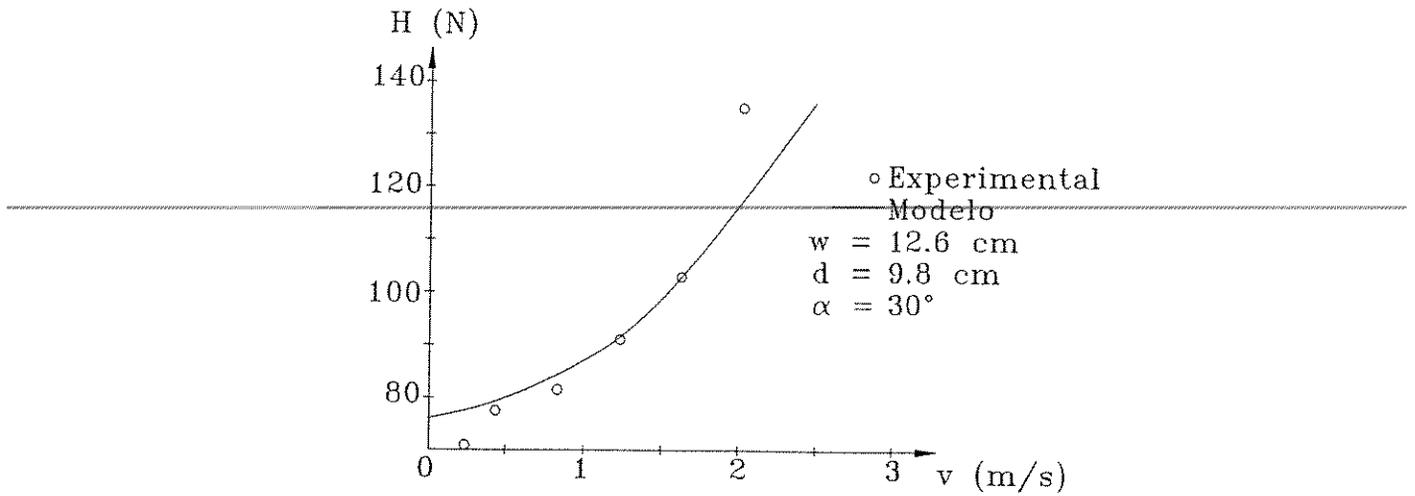


Figura 3.16: Determinação dos esforços em uma ferramenta larga em solo arenoso com diferentes velocidades. Comparação de resultados práticos e teóricos obtidos por Wismer e Luth, 1971

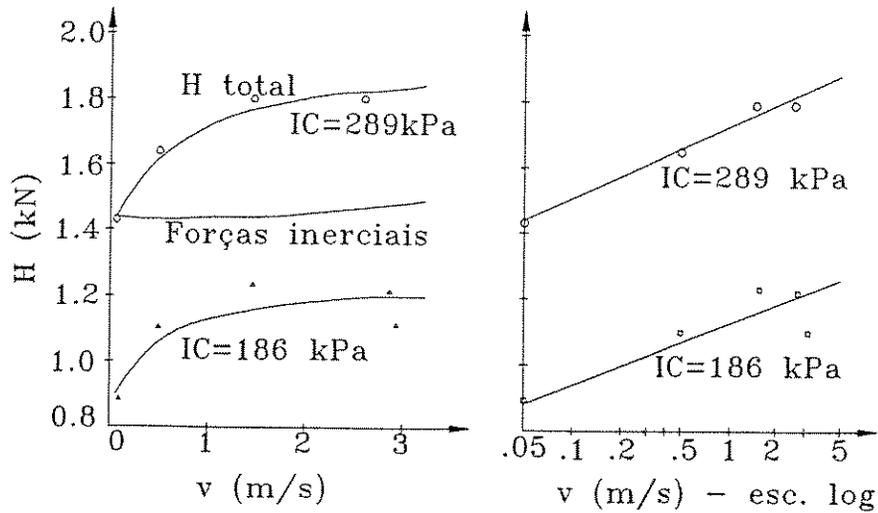


Figura 3.17: Forças de tração em um solo argiloso em função da velocidade para índice de cone diferentes (Wismer e Luth, 1972)

força do solo. Fica claro que a força inercial, que considera todos os aumentos de forças no exemplo da areia, não explica a determinação das altas forças encontradas a altas velocidades da ferramenta em solos argilosos. Wismer e Luth (1972) determinaram o ângulo de atrito interno do solo argiloso como sendo zero. Por isto, o aumento nas forças pode ser atribuído a altas tensões coesivas e possível adesão para grandes velocidades da ferramenta e consequentes taxas de corte. No modelo logarítmico, as forças aparecem como crescendo proporcionalmente ao logaritmo da velocidade de operação. Este coeficiente de proporcionalidade é compatível com as observações feitas por Casagrande e Wilson (1951), em testes triaxiais para argilas saturadas.

A figura (3.17), indica que o aumento da força na ferramenta devido as forças inerciais do solo é essencialmente negligenciável quando comparada às mudanças nas tensões coesivas em uma argila plástica. Para fins de projeto, para cada tipo de solo, deve-se determinar a variação na tensão do solo a diferentes taxas de corte. Conseqüentemente, o termo coesão ( $c$ ), utilizado na Equação Universal de Movimento de Solos, pode ser escalonado para velocidades adequadas, sendo considerado no projeto pela equação (3.82).

### 3.5.2 Ferramentas com formas complexas

Quando ferramentas de preparo de solos não possuem uma forma simples e simétrica, deve-se fazer aproximações utilizando os modelos mecânicos já mencionados, mesmo porque, tratamentos analíticos exatos não são disponíveis em geral, sendo então utilizado um modelo principal para realizar adaptações. Será considerado somente o ângulo de ataque da parte inferior da ferramenta para sua representação, porque este ângulo é quem governa a forma de ruptura do solo. Evidências desta hipótese podem ser encontradas em experiências de campo e laboratório.

#### Ferramentas Curvas

Ferramentas de corte que possuem formas curvas, como escarificadores, cultivadores e lâminas escavadoras entre outros, podem ser analisados pelo uso do ângulo de ataque da ponteira de corte. Este ângulo é simétrico ao plano ( $xz$ ) na direção de deslocamen-

to. Cálculos podem então ser realizados com os modelos anteriormente descritos para lâminas planas, como descritos por McKyes [15].

O principal desvio desta aproximação está no termo de adesão, porque a área da ferramenta em contato com o solo é menor no caso de ferramentas curvas. Porém, na maioria dos casos, a contribuição total da adesão solo-metal, é pequena.

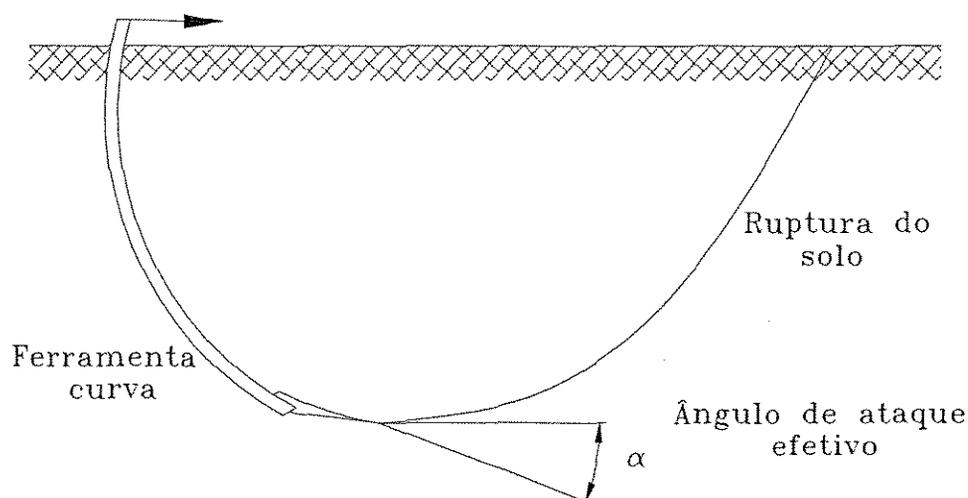


Figura 3.18: Aproximação do ângulo de ataque para ferramentas curvas (McKyes [15])

### Ferramentas aladas

Ferramentas aladas e de utilização em profundidades como subsoladores, apresentam quase todo o trabalho de corte devido a ponteira, sendo o solo mobilizado em toda a largura de corte da ponteira e também em toda a profundidade de trabalho como se fosse uma ferramenta com a largura igual a da ponteira em toda sua extensão.

O ângulo de ataque efetivo ( $\alpha$ ) é considerado entre a face da ponteira e a direção de deslocamento ( $x$ ), como mostra a figura (3.19).

A altura da ponteira ( $hp$ ) é proporcional a profundidade de operação, sendo que para cada tipo de solo existe um valor mínimo para ( $hp$ ), afim de que o solo seja mobilizado desde a superfície até a profundidade total de trabalho. Para valores superiores a este

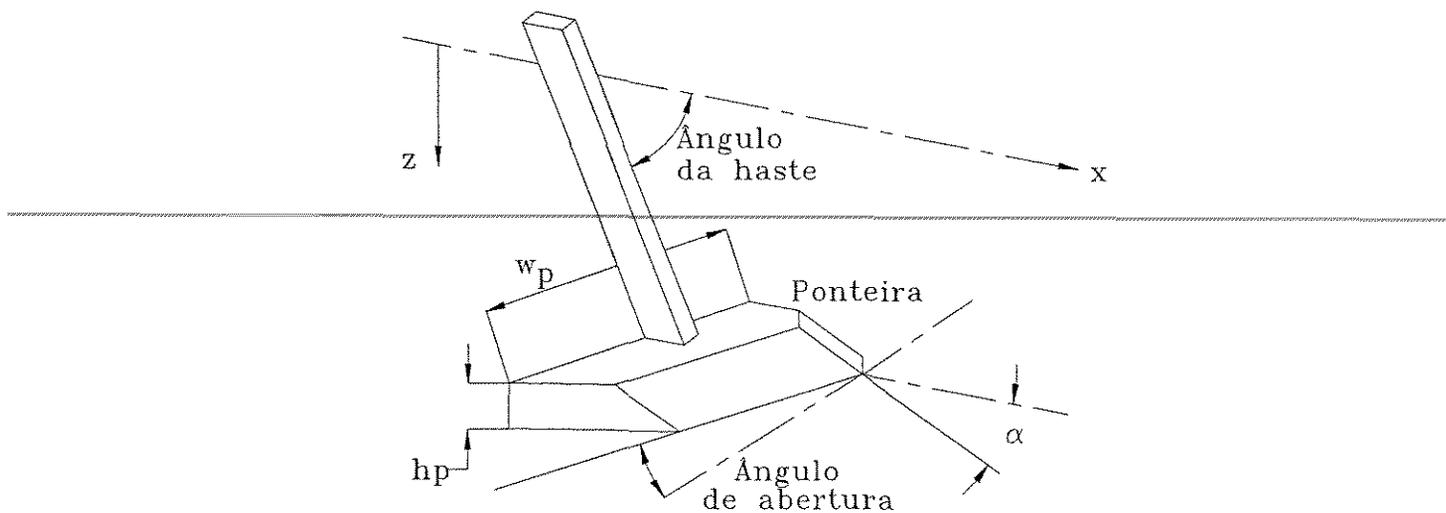


Figura 3.19: Ferramenta alada com ângulo de ataque diferente para a ponteira e para a haste (McKyes [15])

valor, o efeito da ponteira será de compressão lateral sobre o solo, como comprovado por Krause (1975) e Gill e VandenBerg (1986). Ainda com respeito a altura da asa ( $hp$ ), sua variação dentro dos valores aceitáveis para evitar o efeito de compressão lateral, não influencia nos resultados obtidos para a resistência específica do solo como comprovado por Souza [20].

### 3.5.3 Espaçamento das hastes em ferramentas estreitas

Segundo McKyes [15], as ferramentas montadas sobre uma estrutura possuem um espaçamento entre as hastes de acordo com sua profundidade de trabalho. A partir da superfície do solo, os sulcos deixados por uma haste individual podem ser observados mas, a quantidade de solo mobilizado abaixo da superfície é desconhecido, como ilustrado na figura (3.20). Altas velocidades da ferramenta podem resultar em sulcos profundos, sem no entanto, apresentar considerável área de solo mobilizado. Esta área mobilizada pode ser determinada teoricamente pelo uso de um modelo matemático que leva em consideração o modelo aproximado de ruptura do solo através de linhas retas formando uma cunha de solo, como já mencionado. (figura 3.21)

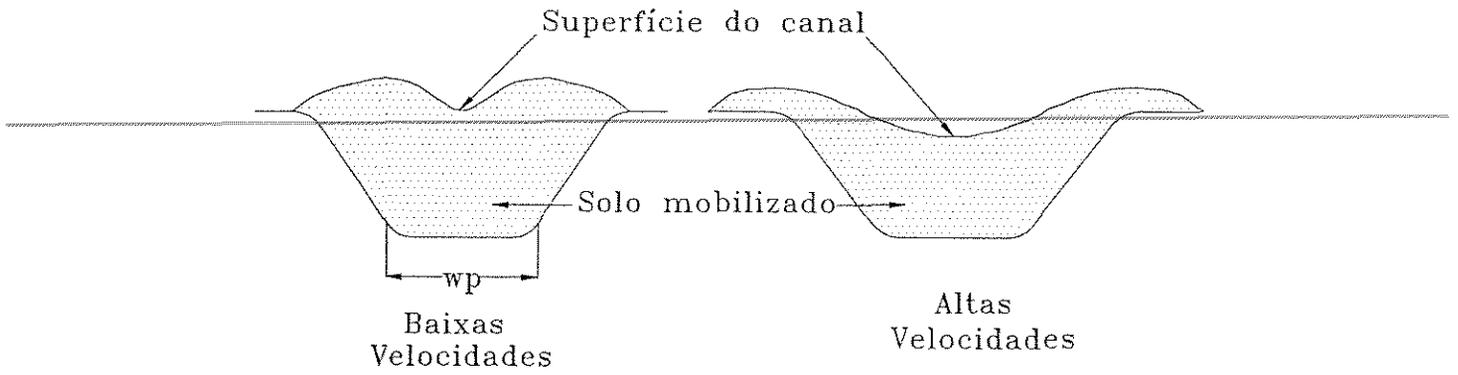


Figura 3.20: Área e sulco de ferramentas estreitas para altas e baixas velocidades (McKyes [15])

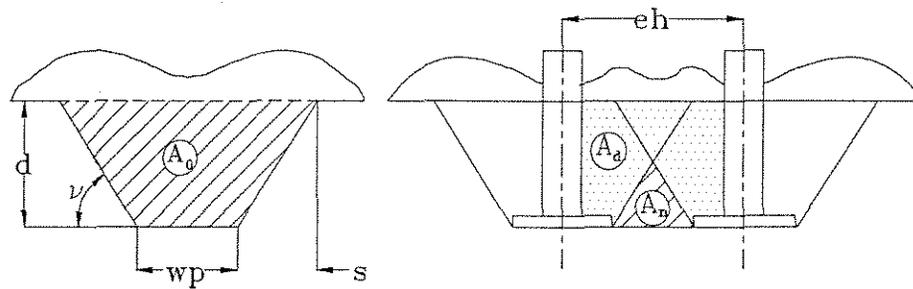


Figura 3.21: Vista lateral do corte de solo indicando os parâmetros para cálculo da área mobilizada (McKyes [15])

Na figura (3.21), observa-se a inclinação lateral da área mobilizada, definida através do ângulo ( $\nu$ ). Quando duas ferramentas são montadas lado a lado, há uma área de solo entre elas que não é mobilizada ( $A_n$ ). A área líquida ( $A_d$ ) mobilizada entre as linhas centrais de duas hastes espaçadas de uma distância ( $e_h$ ), pode ser encontrada com a seguinte fórmula

$$\begin{aligned} A_d &= d e_h - A_n = \\ &= d e_h - \frac{1}{4} (e_h - w)^2 \tan(\nu) \end{aligned} \quad (3.86)$$

onde,  $\tan(\nu) = \frac{d}{s}$

A fração de volume de solo entre duas hastes que não é mobilizada pode ser avaliada da seguinte forma

$$\begin{aligned} \frac{A_n}{d e_h} &= \frac{1}{4} (e_h - w)^2 \frac{\tan(\nu)}{d e_h} = \\ &= \frac{\frac{1}{4} (e_h - w)^2}{e_h} \frac{d}{s} \end{aligned} \quad (3.87)$$

O conhecimento destes valores é de grande interesse para o projeto de equipamentos de hastes. Através da perfeita disposição das hastes sobre a estrutura da máquina será obtido o mínimo esforço de tração com o máximo trabalho executável. Infelizmente, não se determina uma relação entre a redução da área mobilizada e os esforços de tração, o que seria de grande utilidade na implementação da teoria para determinação de esforços em ferramentas estreitas.

### 3.6 Desempenho de tratores de rodas

Após a discussão dos modelos para cálculo de esforços em implementos de preparo de solos há a necessidade de se conhecer o desempenho dos equipamentos disponíveis no mercado para tracionar tais implementos. Muitos trabalhos foram realizados nesta área tentando desenvolver modelos matemáticos para avaliação do desempenho de tratores de rodas em solos agrícolas.

### 3.6.1 Zoz

Um dos primeiros trabalhos desenvolvidos nesta área foi realizado por Zoz [24], baseado em dados de testes de desempenho de pneus em pista de concreto realizados em Nebraska, Estados Unidos. A potência no eixo do trator não depende da superfície de trabalho e sim, do tipo de solo. O pneu é o primeiro dispositivo para transformar potência no eixo em potência na barra de tração sendo dependente da carga aplicada sobre o mesmo. Devido a esta carga, existe uma defromação tanto do solo como do pneu o que acarreta em uma diminuição de velocidade ou patinação do rodado.

O cálculo do desempenho do trator tem como primeiro parâmetro a ser calculado o coeficiente de transferência de peso determinado pela relação entre a força produzida pelo equipamento e a carga dinâmica atuante sobre o eixo. Deve-se entender dinâmico como a distribuição de peso sobre o trator considerando o efeito do implemento trabalhando em condições de campo e não como efeito devido a acelerações atuantes sobre o equipamento . Este cálculo é feito através do equilíbrio de momentos e forças atuantes na direção vertical e horizontal, representadas na figura (3.22)

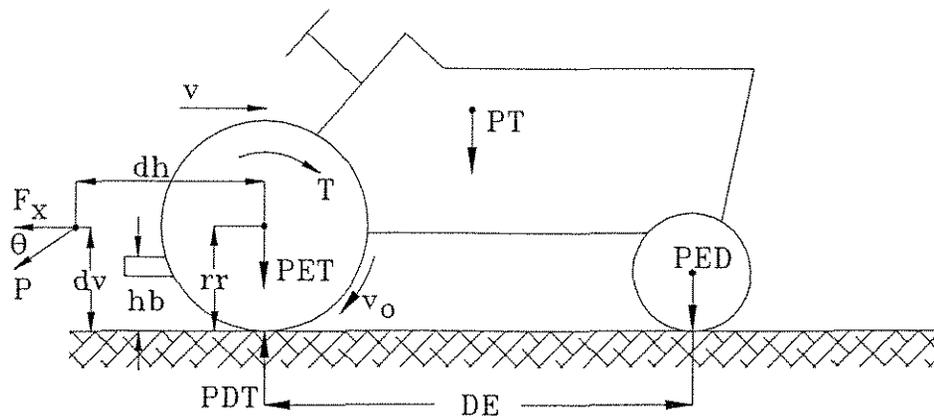


Figura 3.22: Distribuição dinâmica dos esforços sobre um trator, (Zoz [23])

$$PDT = PET + F_x \left\{ \frac{dv}{DE} + \left[ 1 + \frac{dh}{DE} \right] \tan(\theta) \right\} \quad (3.88)$$

- A expressão entre chaves é conhecida como coeficiente de transferência de peso (*CTP*), para o eixo traseiro

$$CTP = \left\{ \frac{dv}{DE} + \left[ 1 + \frac{dh}{DE} \right] \tan(\theta) \right\} \quad (3.89)$$

Este coeficiente quando multiplicado pela força de tração ( $F_x$ ), determina a quantidade total de transferência de peso total. Observa-se que da transferência de peso total,  $F_x \tan(\theta)$  é relativa ao implemento. Outra parte, dada pela equação a seguir é relativa ao implemento

$$TPT = F_x \left\{ \frac{dv}{DE} + \left[ 1 + \frac{dh}{DE} \right] \tan(\theta) \right\} \quad (3.90)$$

Quando o ângulo da força é zero, a expressão fica reduzida e

$$TPT = F_x \left( \frac{dv}{DE} \right) \quad (3.91)$$

Para o caso de implementos de arrasto, o valor de  $dv$  na equação anterior deve ser substituído pela altura da barra de tração  $hb$ . Desde que a taxa dinâmica ou coeficiente de tração é definido como a força na barra de tração dividido pelo peso dinâmico no eixo, pode-se reescrever a equação para o cálculo do coeficiente de tração como

$$CT = TD = \frac{F_x}{PET + F_x \left\{ \frac{dv}{DE} + \left[ 1 + \frac{dh}{DE} \right] \tan(\theta) \right\}} \quad (3.92)$$

Para ensaios com implementos de arrasto tem-se

$$CT = TD = \frac{1}{\frac{PET}{F_x} + \frac{hb}{DE}} \quad (3.93)$$

O coeficiente de tração é uma função preliminar da redução de velocidade. Sua magnitude depende da superfície de contato e de outros parâmetros como pressão dos pneus, dimensões dos pneus e carga sobre os pneus (pressão de contato).

Muitos trabalhos comparam valores do coeficiente de tração para vários tipos de solos e pneus. Porém, como o coeficiente é um parâmetro relativo somente ao pneu, não é possível inferir sobre a potência requerida no eixo. Se a força do implemento

é conhecida, é possível determinar a patinagem para o caso em que tanto o ângulo de aplicação da força ( $\theta$ ) como o coeficiente de transferência de peso ( $CTP$ ) forem conhecidos. Desta forma, há a necessidade de determinar a potência de entrada para avaliação do desempenho do trator.

Os testes de desempenho dos pneus incluem a determinação da eficiência de tração dos pneus. Esta é determinada como uma taxa entre a potência de saída (barra de tração) e a potência de entrada (potência no eixo). A eficiência do pneu é uma combinação de várias variáveis agindo na interface solo-pneu. A eficiência do pneu é dada por

$$ET = \frac{PBT}{PEX} \quad (3.94)$$

Parte da potência de entrada não é transformada em potência de saída devido a patinagem. Perdas devido também a resistência ao rolamento contribuem para a ineficiência dos pneus.

Com o conhecimento do desempenho do pneu em um certo tipo de solo, obtido com o equacionamento anterior, é possível determinar o desempenho do trator para este tipo de solo.

O coeficiente de tração é dado pela equação (3.92) e a eficiência do pneu é dada pela equação (3.94). Manipulando a equação (3.92) e substituindo o coeficiente de transferência de peso ( $CTP$ ), tem-se

$$F_x = \frac{PET}{\frac{1}{TD} - CTP} \quad (3.95)$$

Desde que

$$PBT = \frac{F_x v}{375}$$

$$v = v_0 \left(1 - \frac{S}{100}\right)$$

a equação (3.94) pode ser reescrita

$$ET = \frac{F_x v_0 \left(1 - \frac{S}{100}\right)}{375 PEX} \quad (3.96)$$

colocando ( $F_x$ ) em evidência, tem-se

$$F_x = \frac{375 ET PEX}{v_0 \left(1 - \frac{S}{100}\right)} \quad (3.97)$$

Igualando as equações obtidas para o cálculo de  $(F_x)$ , tem-se

$$\frac{PET}{\frac{1}{TD} - CTP} = \frac{375 ET PEX}{v_0 \left(1 - \frac{S}{100}\right)} \quad (3.98)$$

Colocando o critério de desempenho do pneu em um único membro da equação

$$\frac{PET v_0}{375 PEX} = \frac{ET}{\left(1 - \frac{S}{100}\right)} \left(\frac{1}{TD} - CTP\right) \quad (3.99)$$

As expressões anteriores para  $(ET)$  e  $(TD)$ , são expressões para determinação da redução de velocidade  $(S)$ . Para um dado peso do equipamento, velocidade sem carga, potência no eixo e coeficiente de transferência de peso, pode-se determinar um valor para a redução de velocidade com seus respectivos valores para eficiência de tração e taxa dinâmica de transferência de peso. Com estes valores determinados, pode-se calcular o valor da força na barra, potência na barra e velocidade de deslocamento através das equações (3.88) a (3.99).

Através da utilização das equações de (3.88) a (3.99), Zoz [24], elaborou cartas para determinação do desempenho de tratores. Estas cartas baseiam-se em curvas de desempenho médio de pneus para 4 superfícies, com três coeficientes de transferência de peso para cada tipo de solo. Dados de entrada facilmente determináveis são utilizados, como por exemplo, força na barra de tração baseada no peso estático do trator, velocidade sem carga, entre outros.

As condições de solo utilizadas foram concreto, solo firme, solo arado e solo leve. Os coeficientes de transferência de peso utilizados foram para três tipos de implementos: montados, semi-montados e arrasto.

Para cálculo da redução de velocidade, utilizou-se dados do trator com e sem carregamento, podendo ser escrito em função da diferença de rotação do motor, com ou sem carga, ou através da diferença percorrida no mesmo intervalo de tempo.

As velocidades utilizadas são baseadas em raios de giro com carregamento e em condição de projeto. Como peso no eixo traseiro é utilizado o peso estático traseiro do

trator.

A determinação da potência no eixo é baseada no tipo de transmissão utilizada no trator. As cartas podem ainda ser utilizadas para determinar a condição de lastragem ótima do trator para as condições de trabalho desejadas. O cálculo do peso sobre o eixo é feito com dados fornecido pelo usuário, após o qual, determina-se o peso ótimo necessário para atingir-se níveis aceitáveis de patinagem. A diferença entre os pesos caracteriza-se como lastro a ser adicionado.

### 3.6.2 Wismer e Luth

Um segundo modelo para determinar a tração de veículos de rodas foi desenvolvido por Wismer e Luth [22]. Este modelo foi desenvolvido através de análise dimensional para simplificar as equações com múltiplas variáveis. Foram utilizadas nove variáveis de interesse: índice de cone, largura do pneu, diâmetro do pneu, raio de rolamento, carga sobre o eixo, resistência ao rolamento, força de tração, torque e patinagem. Um conjunto de relações adimensionais foi definido como

$$\frac{R_R}{PD}, \frac{F_x}{PD}, \frac{T}{r_r PD} = f \left( \frac{IC l_p dp}{PD}, \frac{l_p}{dp}, \frac{r_r}{dp}, S \right) \quad (3.100)$$

Para que as equações tenham validade, devem estar de acordo com um modelo físico, como proposto na figura (3.23)

Como mostrado na figura (3.23), uma roda direcional não possui potência pois o torque no eixo é zero. A força de arrasto ou resistência ao rolamento de um pneu direcional depende de sua carga, forma e pressão de insuflagem, bem como, da tensão no solo. Para solos não compactados e trabalhando com a pressão nominal (20% de deformação), a força de arrasto é dada por

$$\frac{R_R}{PD} = \frac{1.2}{C_n} + 0.04 \quad (3.101)$$

$$C_n = \frac{IC l_p dp}{PD} \quad (3.102)$$

Para solos altamente compactados, o valor de  $(C_n)$  é muito alto e a força pode ser igualada a 4% da carga sobre a roda. Esta resistência ao rolamento é atribuída

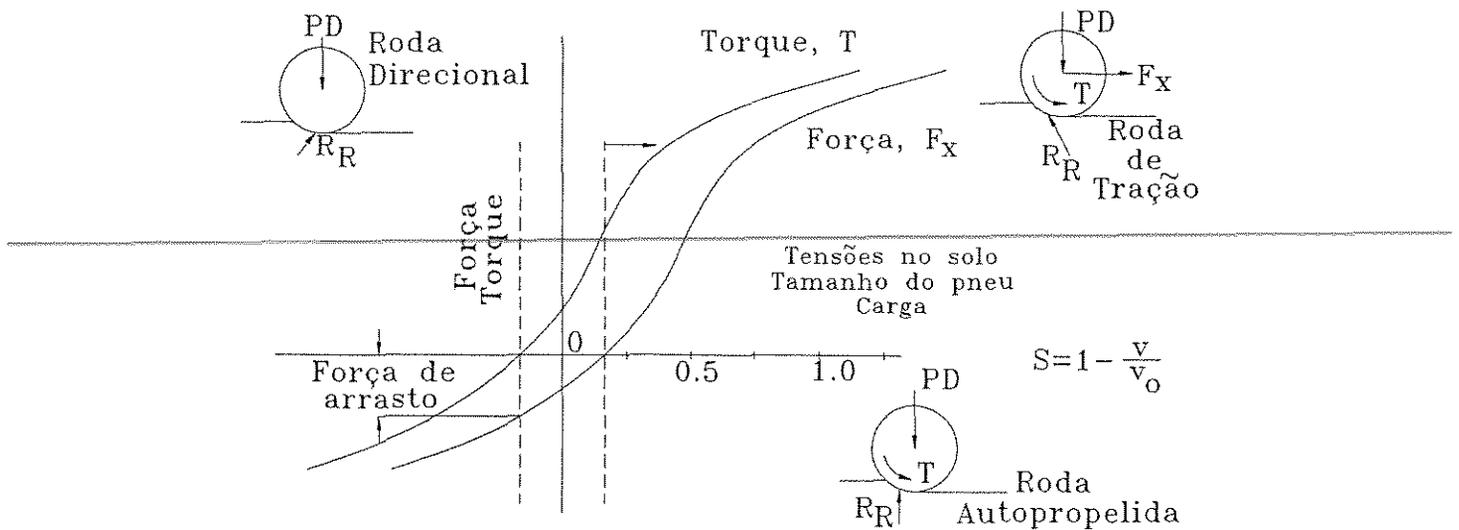


Figura 3.23: Relação força, torque e patinagem em uma roda no solo, (Wismer e Luth [21])

a deformação do pneu. Esta relação é válida para pneus com a relação largura sobre diâmetro da ordem de 0.3. Desvios neste valor podem causar mudanças na função para cálculo desta força.

Uma relação funcional entre força, torque e patinagem para uma roda de tração, é também apresentada na figura (3.23). As curvas apresentadas representam a tensão no solo, forma do pneu e carga. Quando a tensão no solo aumenta, as curvas movem-se para cima e a esquerda e quando a tensão diminui, movem-se para baixo e para a direita. Estas variações no desempenho das rodas de tração com a tensão do solo e a patinagem foram incorporadas na tração líquida, incluindo a carga no pneu e seu formato.

$$\frac{F_x}{PD} = 0.75 \left( 1 - e^{-0.3 C_n S} \right) - \left( \frac{1.2}{C_n} + 0.04 \right) \quad (3.103)$$

A restrição de  $\frac{l_p}{d_p} = 0.3$ , impõem uma relação de  $\frac{d_f}{b_a} = 0.2$ . Esta restrição é associada a relação de  $\frac{r_r}{d_p} = 0.475$ . Isto reduz a relação da força a uma relação dependente e duas independentes de taxas adimensionais como  $\frac{F_x}{PD}$ ,  $\frac{IC l_p d_p}{PD}$  e  $S$ , resultando na equação (3.103).

Na equação (3.103), a força é equacionada como sendo o impulso bruto menos a resistência ao rolamento onde, a resistência ao rolamento é considerada igual a força

de arrasto. O torque na roda pode ser assumido como o impulso bruto atuando com algum braço de aplicação. Portanto, a demanda de torque de uma roda de tração é definida por

$$\frac{T}{r_r PD} = 0.75 \left(1 - e^{-0.3C_n S}\right) \quad (3.104)$$

O valor de ( $T$ ) é definido como o torque na roda. As equações (3.103) e (3.104), envolvem a patinagem

$$S = \left(1 - \frac{v}{v_0}\right) \quad (3.105)$$

As características de força, torque e patinagem de uma roda de tração definem, tanto a eficiência de tração, como o desempenho de tração. A relação  $\frac{\text{força}}{\text{peso}}$  é um termo aceitável para definir níveis de desempenho. Similarmente, o termo eficiência de tração tem sido adotado para definir a eficiência de uma roda

$$ET = \frac{\text{potência de saída}}{\text{potência de entrada}} \quad (3.106)$$

e pode ser expressa como

$$\begin{aligned} ET &= \frac{F_x v}{T_{rot}} \\ &= \frac{F_x v}{T \left(\frac{v_0}{r_r}\right)} \\ &= \frac{\frac{F_x}{PD}}{\frac{T}{r_r PD}} (1 - S) \end{aligned} \quad (3.107)$$

### 3.6.3 Gee Clough

Um trabalho muito parecido com o anterior foi desenvolvido por Gee Clough [6]. Segundo o autor, somente 3 parâmetros são necessários para descrever totalmente a eficiência de tração de um pneu em condições de trabalho no campo. O primeiro parâmetro é o coeficiente de tração máximo, o segundo é uma constante ( $K$ ) e o terceiro é a resistência ao rolamento ( $R_R$ ). O coeficiente de tração em função da patinagem pode ser descrito através da seguinte equação

$$C_T = C_{T_{max}} (1 - e^{-KS}) \quad (3.108)$$

A eficiência de tração em função da patinagem pode ser escrita através de

$$ET = \frac{C_T (1 - S)}{C_T + C_{rr}} \quad (3.109)$$

As seguintes equações podem ser utilizadas para descrever o comportamento de  $(C_{Tmax})$ ,  $(K)$ ,  $(C_{rr})$ , como função do número de mobilidade  $(M)$

---


$$C_{Tmax} = 0.796 - \frac{0.92}{M} \quad (3.110)$$

$$KC_{Tmax} = 4.838 + 0.061 M \quad (3.111)$$

$$C_{rr} = 0.049 + \frac{0.287}{M} \quad (3.112)$$

O número de mobilidade  $(M)$  é definido como

$$M = \frac{IC \, l_p \, d_p}{PD} \sqrt{\frac{df}{ba}} \left( \frac{1}{1 + \frac{l_p}{2d_p}} \right) \quad (3.113)$$

onde os valores de  $(df)$ , são determinados estatisticamente sobre uma superfície rígida.

Mais tarde, Gee Clough et al. [7], utilizando as equações de Gee Clough [6], desenvolveram testes para determinação de um modelo para cálculo da distribuição dinâmica de peso para se obter a máxima eficiência de tração.

### 3.7 Aplicativos Computacionais

Durante muito tempo, a utilização das equações apresentadas tiveram sua utilização limitada devido às dificuldades de utilização devido a sua complexidade podendo ocorrer erros além de necessitar de muito tempo de processamento. Com o passar do tempo, surgiram os computadores de maior capacidade de processamento, capazes de manipular os equacionamento de forma rápida e precisa tornando as simulações viáveis.

A primeira tentativa para a elaboração de um simulador do desempenho de tratores foi feita por Kotzabassis e Domier [14]. Em seu trabalho, os autores agruparam três modelos matemáticos para cálculo do desempenho de tratores. O primeiro modelo,

desenvolvido por Zoz [24], anteriormente descrito. O segundo, chamado de modelo da Organização para Cooperação e Desenvolvimento Econômico (OECD), desenvolvido em 1984, utilizando dados obtidos em testes de campo. Este modelo inclui dados adicionais a respeito do motor e transmissão do trator considerado como uma caixa preta durante a avaliação de seu desempenho. Utiliza o equacionamento descrito por Gee Clough [6]. O último modelo aplicado utiliza as equações propostas por Wismer e Luth [22].

---

Os resultados encontrados pelos autores apresentaram o modelo de Wismer e Luth [22] como sendo o mais flexível para as condições avaliadas. Quando comparado com dados práticos obtidos em ensaios de campo, mostrou-se adequado. O modelo da OECD (1984), é aplicável para casos estáticos e não mostrou-se capaz de manipular os efeitos da distribuição dinâmica de peso sobre o trator. O modelo desenvolvido por Zoz [24], mostrou-se inflexível devido a rigidez de suas equações baseadas em ensaios de pneus em pista de concreto não sendo realizados ensaios para verificação de seus resultados em outras superfícies.

Mais tarde, Zoz [25], desenvolveu uma planilha de cálculo utilizando o aplicativo Lotus 1-2-3. Nesta planilha, utilizou as equações por ele desenvolvidas anteriormente, Zoz [24], para estimar o desempenho de tratores 4x4 e 4x2, para algumas condições de trabalho.

Outro aplicativo computacional foi desenvolvido por Chaplin et al. [3], através da utilização das equações propostas por Wismer e Luth [22]. Este aplicativo foi desenvolvido em linguagem de programação Pascal, onde o usuário fornecia as características relativas ao trator e ao implemento a ser utilizado. Foi desenvolvido somente para tratores 4x2.

Grisso et al. [10], melhoraram o trabalho realizado por Zoz [24] para fins educativos, mostrando os efeitos das alterações da distribuição de peso, tipo de solo, etc, sobre o desempenho do trator.

Mais recentemente, Bier et al. [1], desenvolveram um aplicativo computacional para cálculo do desempenho do conjunto trator-implemento. Para tal, utilizaram as equações apresentadas pela ASAE [21] que, como já mencionado, foram desenvolvidas através de dados práticos de testes de tratores em condições de trabalho dos solos Norte America-

nos, que não correspondem com os solos brasileiros.

Também nesta linha, encontra-se o trabalho desenvolvido por Ripoli et al [19], que objetiva controlar a mecanização agrícola de uma propriedade através da estimativa de custos da produção. Para cálculo da força de tração e potência requerida na barra de tração, utiliza também, as equações propostas pela ASAE [21].

---

~~Outro trabalho foi desenvolvido por Donato de Cobo et al [2], que desenvolveram um programa para as condições de trabalho da Argentina, sendo também baseado nas equações da ASAE [21].~~

## Capítulo 4

---

# MATERIAL E MÉTODOS

### 4.1 Material

Os ensaios para avaliar o desempenho do conjunto trator-implemento foram realizados em três diferentes tipos de solos, cujas características são apresentadas na tabela (4.1).

Tabela 4.1: Tipos de solos utilizados

Características	Solo a	Solo b	Solo c
Argila (%)	60	50	31
Areia (%)	22	28	58
Silte (%)	18	22	11
Textura	Argiloso	Argiloso	Franco Argilo Arenoso
Umidade (%)	22,80	17,28	15,39
$\delta$ (graus)	15,50	23,11	14,67
$\gamma$ ( $t/m^3$ )	1,67	1,43	1,67
$c$ (kPa)	37,80	34,53	19,60
$a$ (kPa)	23,30	34,67	22,00
$IC$ (kPa)	700	600	500

Foram utilizados três modelos diferentes de tratores cujas características ponderais e dimensionais se encontram na tabela (4.2).

Foram utilizados 5 modelos de implementos diferentes, perfazendo um total de 6 configurações, devido a alterações em sua geometria (tabela 4.3).

Tabela 4.2: Modelos de tratores utilizados

Características	Modelos de Tratores		
	1180 S	885 TS	885 S
Tipo de Tração	4x4	4x4	4x2
Potência [cv]	118	94	84
Torque Máx. [Nm]	425	345	270
Número de Marchas	16+8	16+8	16+8
DE [m]	2,6	2,495	2,35
PET [kgf]	3770	3180	3150
PED [kgf]	2700	2150	1280
Pneu Traseiro	23.1-26 R1	18.4-34R1	18.4-34 R1
Pneu Dianteiro	14.9-24 R1	14.9-24R1	9.00-16 F2
HB [m]	0,40	0,40	0,40

Tabela 4.3: Implementos utilizados

Características	Modelos de Implementos					
	Arado Discos	Grade Ara.	Grade Niv.	Escarifi.	Escarifi.	Subsolador
Fabricante	Marchesan	Baldan	Marchesan	Marchesan	Marchesan	Marchesan
Modelo	AF-3x28"	CRSG	GNL	JMD	JMD	AST
Nº discos	3	20	36	—	—	—
Nº hastes	—	—	—	7	5	3
∅ discos (")	28	26	20	—	—	—
larg. hastes (m)	—	—	—	0,0508	0,0508	0,03175
w [m]	0,95	2,20	2,90	1,80	1,20	0,69
engate	Montado	Arrasto	Arrasto	Arrasto	Arrasto	Montado
Peso [kgf]	384	1853	803	390	270	270
α (graus)	60	61	65	35	35	35
Θ (graus)	40	55	36	—	—	—
eh [m]	—	—	—	0,345	0,345	0,35
larg. pont. (m)	—	—	—	0,0508	0,0508	0,0762

Para a elaboração do aplicativo computacional foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Microcomputador Pentium 133 e periféricos
  - Linguagem de programação Borland Visual C++ versão 4.5
  - Aplicativo MicroSoft Fox-Pró versão 2.6
- 
- Aplicativo computacional MatLab 4.0
  - Catálogos técnicos de tratores e implementos

Durante a realização dos ensaios de campo foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Células de carga de tração com capacidade de 5 kN marca Interface e 10 kN marca Kyowa (figura 4.1)
- Condicionador de sinais extensiométricos - DPM-6G - Kyowa (figura 4.2)
- Computador Portátil 486 DX4 100 equipado com DocStation-Digimac (figura 4.2)
- Placa de aquisição de dados PCL818 - Advantech
- Software específico para aquisição de dados desenvolvido no Laboratório de Instrumentação e Eletrônica - FEAGRI/UNICAMP
- Sensores ópticos de deslizamento
- Contadores de rotação digitais
- Medidor de consumo volumétrico de combustível - Pierburg PLU116 (figura 4.3)
- Dinamômetro de três pontos desenvolvido no Laboratório de Instrumentação e Eletrônica - FEAGRI/UNICAMP (figura 4.4)
- Sistema modular de aquisição de dados desenvolvido no Laboratório de Instrumentação e Eletrônica - FEAGRI/UNICAMP (figura 4.5)
- Cronômetro
- Trena de 50 m e balizas

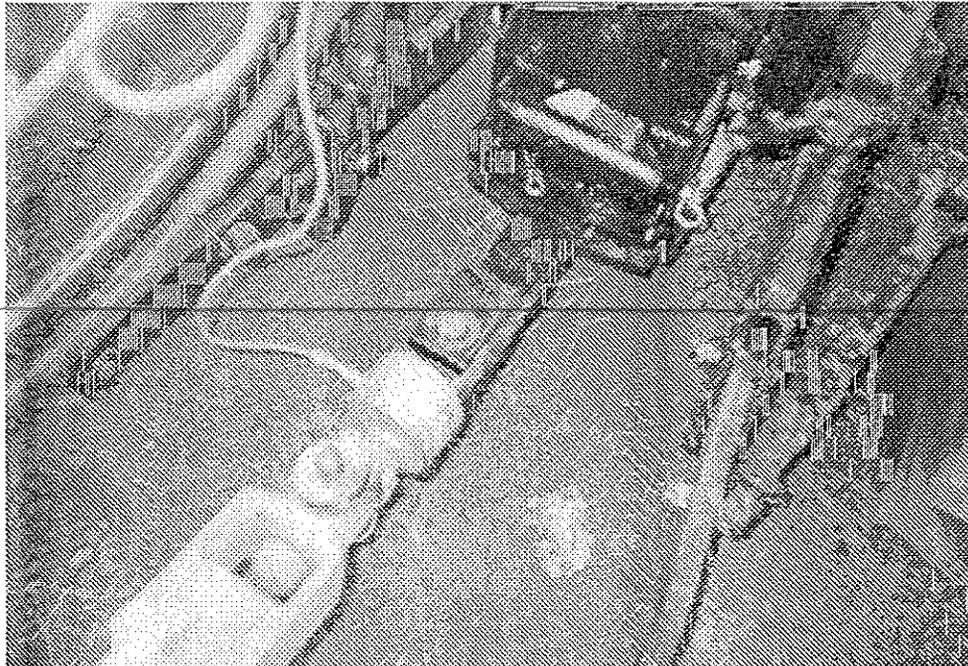


Figura 4.1: Célula de carga de tração

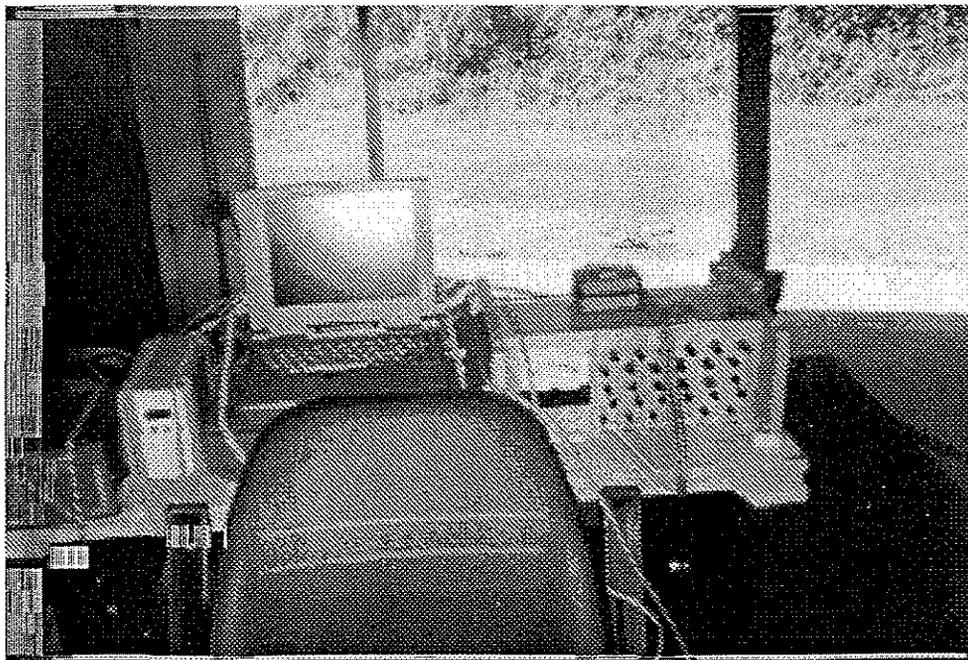


Figura 4.2: Eletrônica embarcada

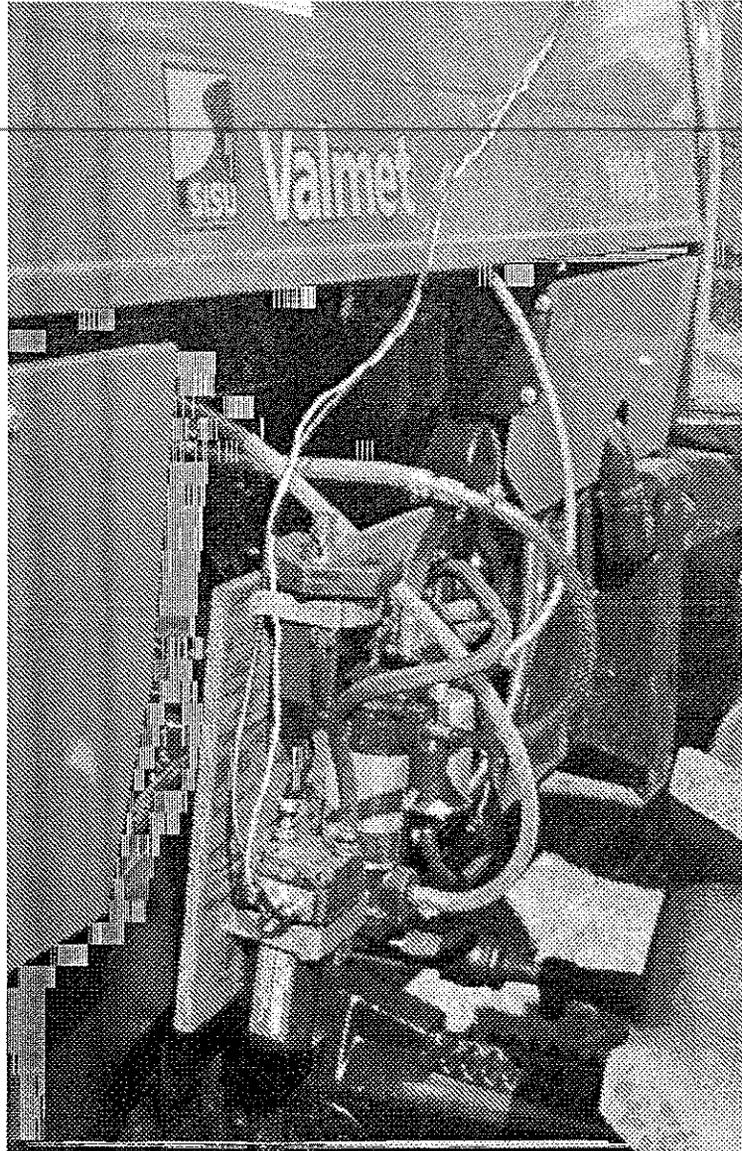


Figura 4.3: Medidor de combustível

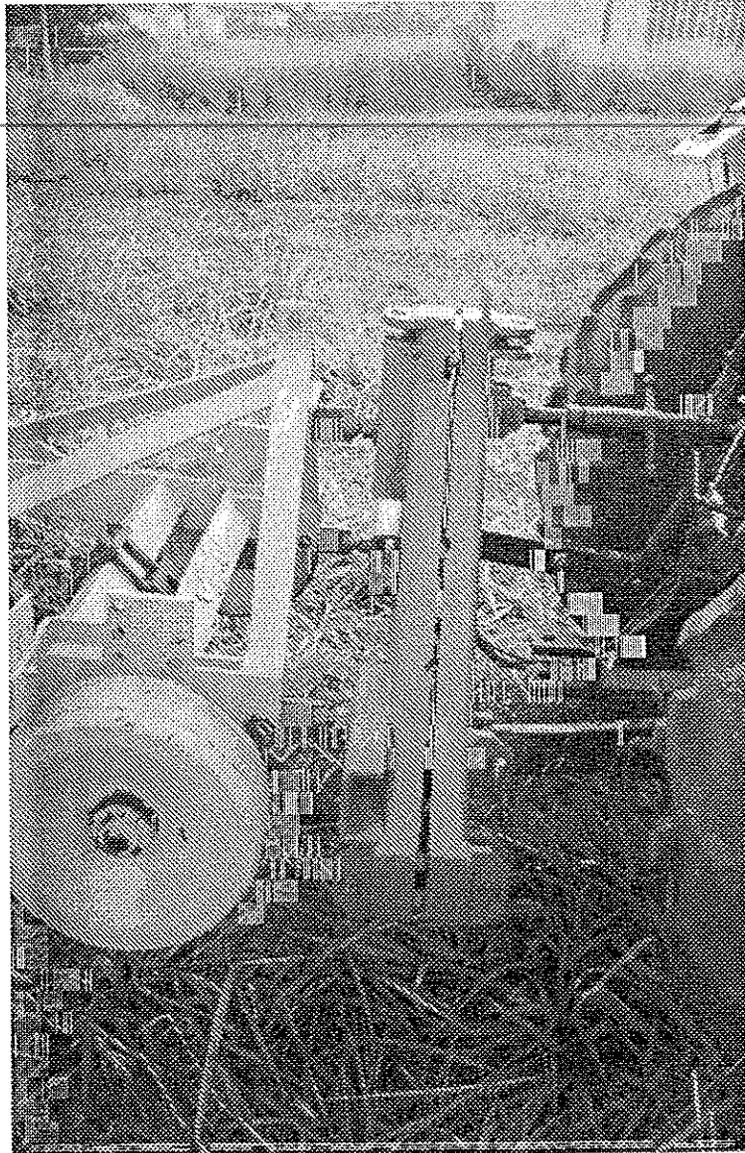


Figura 4.4: Dinamômetro de três pontos

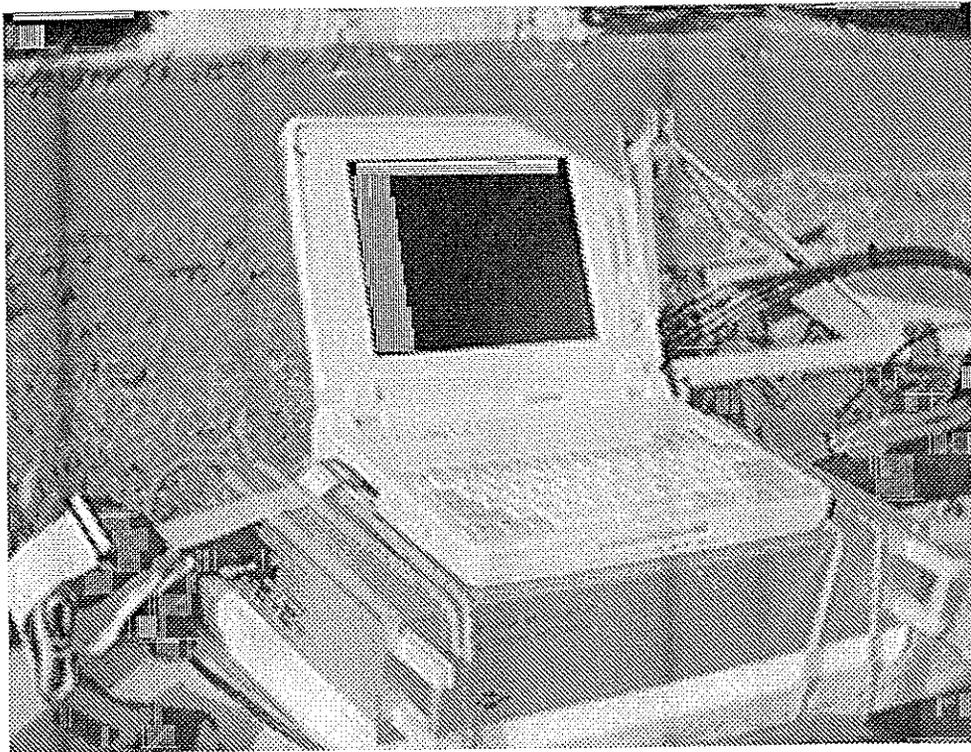


Figura 4.5: Sistema de aquisição de dados para o dinamômetro de três pontos

## 4.2 Métodos

Para melhor compreensão a respeito da metodologia empregada durante a realização do trabalho, dividiu-se este item em duas partes, sendo uma relativa a elaboração do aplicativo computacional e outra relativa aos testes de campo.

---

### 4.2.1 Metodologia para desenvolvimento do aplicativo computacional

#### Cálculo de esforços em ferramentas largas

A primeira etapa no desenvolvimento do aplicativo computacional foi a escolha dos modelos para estimativa dos esforços atuantes em ferramentas de preparo de solos e desempenho de tratores de rodas.

A literatura especializada, conforme descrito no capítulo (3), apresenta uma série de modelos para cálculo de esforços em ferramentas de preparo de solos. Todos tem sua base na equação Universal de Movimento de Solos mas diferem em alguns aspectos quanto a sua metodologia de cálculo. A escolha do modelo a ser utilizado foi feita através de um estudo prévio buscando levantar as características dos modelos como por exemplo, dados necessários a sua implementação, facilidades de cálculo, entre outras. O método apresentado por Hettiaratchi e Reece [12], apresentou limitações na obtenção dos parâmetros adimensionais ( $N$ ), uma vez que estes somente são disponíveis na forma de tabelas ou gráficos, sem apresentarem uma formulação analítica. O método apresentado pela ASAE [21] e por Witney [23], são métodos empíricos tendo sua elaboração baseada em dados característicos de solos Norte Americanos e Europeus, respectivamente. Desta forma, seu equacionamento, para ser utilizado nas condições dos solos brasileiros, precisam passar por reavaliações em seus coeficientes. O método da triangularização, proposto por McKyes [15], apresenta-se como o mais indicado, devido ao seu equacionamento ser o mais genérico quanto as informações necessárias a sua implementação. Contudo, este modelo necessita alterações a fim de contemplar características específicas das ferramentas, conforme descrito a seguir.

Segundo McKyes [15], o modelo por ele apresentado, necessita do acréscimo da componente inercial de forças devido a alterações na velocidade de deslocamento. Este

efeito, encontra-se adicionado na equação (4.1), sendo representado pelo último termo entre parêntesis. O valor do termo adimensional ( $N_a$ ), é dado pela equação (3.85).

$$P = (\gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + c a d N_{ca} + q d N_q + \gamma v^2 d N_a) w \quad (4.1)$$

$$F_x = (P \sin(\alpha + \delta) + c a d w \cot(\alpha)) \quad (4.2)$$

$$F_z = (P \cos(\alpha + \delta) - c a d w) \quad (4.3)$$

Além da alteração acima, Godwin et al. [8], apresentou a força de tração ( $F_x$ ), dada pela equação (4.2), como variando em função da inclinação da ferramenta em relação à direção de deslocamento. Conforme apresentado na figura (4.6), a força ( $P$ ), calculada pela equação (4.1), age perpendicular a superfície da lâmina de corte. Quando esta lâmina apresenta uma certa inclinação, esta força deve ser corrigida para representar a força no sentido de deslocamento da ferramenta ( $F_{x'}$ ), como ilustrado na figura (4.6). Tem-se também, o surgimento de uma força lateral ( $F_y$ ), que deve ser vencida para garantir o equilíbrio do trator. Porém, a força de interesse é ( $F_{x'}$ ), representando a força de tração necessária para a utilização deste implemento. Os valores dos fatores adimensionais  $N_\gamma$ ,  $N_c$ ,  $N_{ca}$  e  $N_q$ , são dados pelas equações (3.16), (3.17), (3.18) e (3.19), respectivamente.

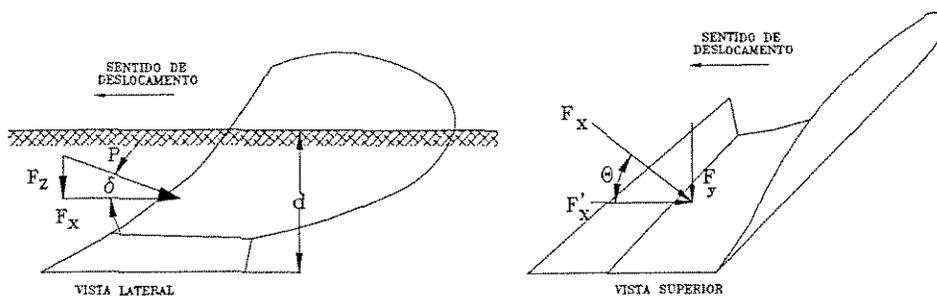


Figura 4.6: Inclinação do implemento em relação a direção de deslocamento

Desta forma tem-se

$$F'_x = F_x \cos(\Theta) \quad (4.4)$$

As equações com os ajustes acima descritos são utilizadas para cálculo de esforços em arados de discos e aivecas e também para grades aradoras e niveladoras.

---

#### Cálculo de esforços em ferramentas estreitas

Para ferramentas estreitas como subsoladores e escarificadores, o modelo a ser utilizado foi escolhido baseado nos resultados apresentados por Grisso e Perumpral [11]. Observaram neste trabalho, que o modelo proposto por Hettiaratchi e Reece [12], quando comparado a valores práticos obtidos em testes de campo, superestima os valores tanto da força vertical, como horizontal. Quando a ferramenta apresenta formato curvo, o comportamento deste modelo é contrário ao descrito acima, subestimando tanto a força vertical como a horizontal. O modelo proposto por Godwin e Spoor [9], apresentou resultados compatíveis aos práticos com respeito a força horizontal enquanto que a força vertical é superestimada. O modelo proposto por Perumpral et al. [18], apresentou bons resultados porém, sua implementação necessita de variáveis de difícil obtenção, dificultando seu uso de forma genérica. O modelo proposto por McKyes e Ali [16], apresentou bons resultados e mostrou-se de fácil utilização sendo por isso, escolhido para a determinação de esforços em ferramentas estreitas. As figuras (4.7) a (4.9), mostram a comparação entre os métodos.

As ferramentas estreitas disponíveis no mercado agrícola brasileiro apresentam, em sua grande maioria, formas complexas como por exemplo, hastes parabólicas, ponteiros de diferentes formatos, entre outras variações de projeto na tentativa de melhorar o desempenho destes equipamentos. Desta forma, o modelo de McKyes e Ali [16], necessitou de algumas alterações a fim de contemplar os diversos modelos de ferramentas disponíveis.

O ângulo responsável pela ruptura do solo é o ângulo de ataque da ponteira. Desta forma, nos cálculos dos esforços em ferramentas estreitas sempre utiliza-se como ângulo de ataque o ângulo formado entre a ponteira e a direção horizontal.

Uma alteração importante que deve ser feita, refere-se à largura das hastes. Na

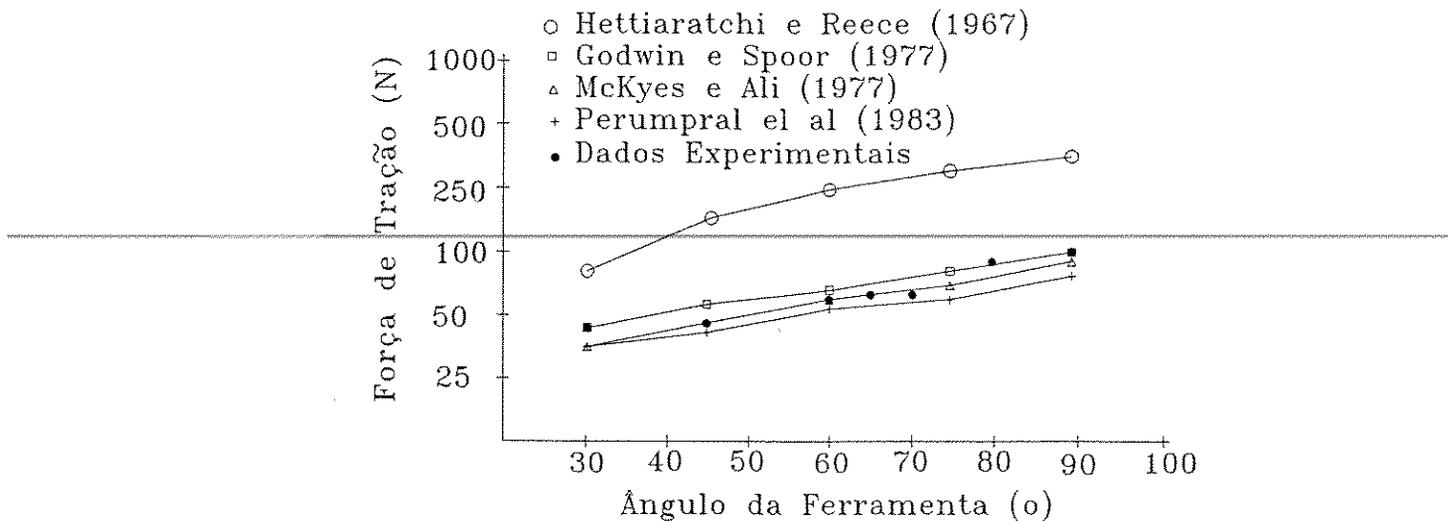


Figura 4.7: Força de tração: relação ângulo de ataque para uma ferramenta com 5 cm de largura trabalhando a 5 cm de profundidade, (Grisso e Perumpral [11])

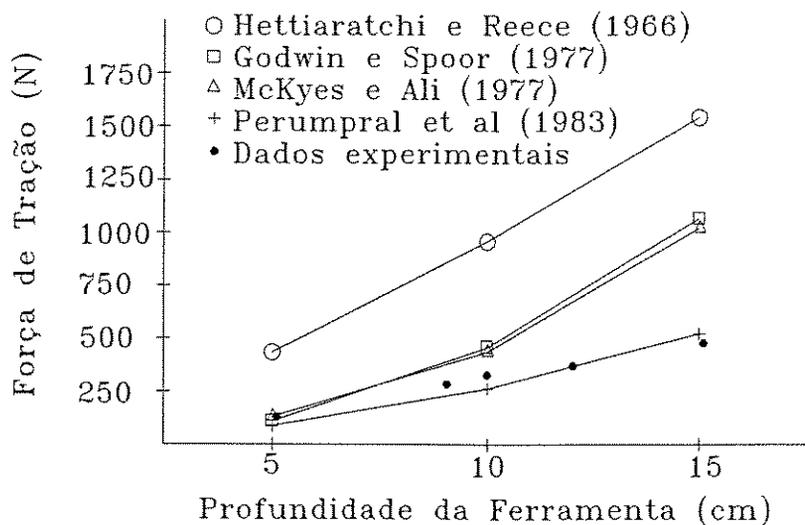


Figura 4.8: Força de tração em função da profundidade de trabalho, (Grisso e Perumpral [11])

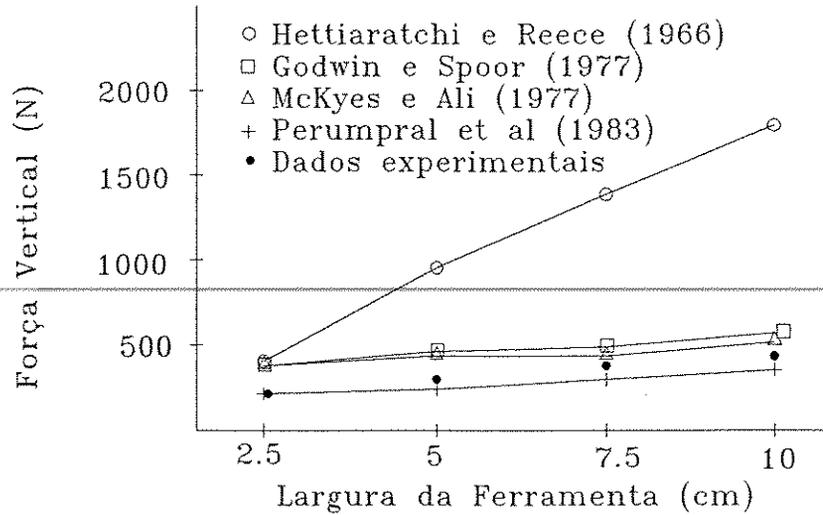


Figura 4.9: Força vertical em função da largura da ferramenta, (Grisso e Perumpral [11])

equação (4.5), utilizada para cálculo da força necessária para romper o solo, deve-se utilizar a largura da ponteira ( $w_p$ ) da ferramenta devido a esta largura ser a representativa da largura total da ferramenta e não a largura da haste ( $w_h$ ). Esta última variável, está relacionada com a força de atrito existente entre o solo e a ferramenta (equação 4.6). A parte mais significativa da ferramenta é a sua haste e portanto, esta força de atrito atuando sobre a haste deve ser calculada para a largura total da haste ( $w_h$ ).

$$P = (\gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + c a d N_{ca} + q d N_q + \gamma v^2 d N_a) w_p \quad (4.5)$$

$$F_x = (P \sin(\alpha + \delta) + c a d w_h \cot(\alpha)) \quad (4.6)$$

$$F_z = (P \cos(\alpha + \delta) - c a d w_h) \quad (4.7)$$

Os valores dos fatores adimensionais  $N_\gamma$ ,  $N_c$ ,  $N_q$ ,  $N_{ca}$  e  $N_a$ , são dados pelas equações (3.59), (3.60), (3.61), (3.62) e (3.85), respectivamente.

O modelo, conforme descrito acima, ainda não contempla o aspecto da profundidade crítica, conforme apresentado por Godwin e Spoor [9], podendo indicar o uso inadequado do conjunto trator-implemento. Desta forma, adicionou-se à equação (4.5) o cálculo da profundidade crítica como descrito nas equações (3.76) a (3.80).

O programa leva em consideração o efeito do espaçamento entre hastes sobre a área mobilizada e conseqüentemente, sobre a força de tração.

Desta forma, o programa calcula primeiro o esforço necessário para tracionar uma única haste ( $F_1$ ), através das equações (4.6) e (4.7), e a área mobilizada para uma única haste ( $A_1$ ), através da aproximação do formato da área por um trapézio, como apresentado na figura (4.10) e equação (4.8).

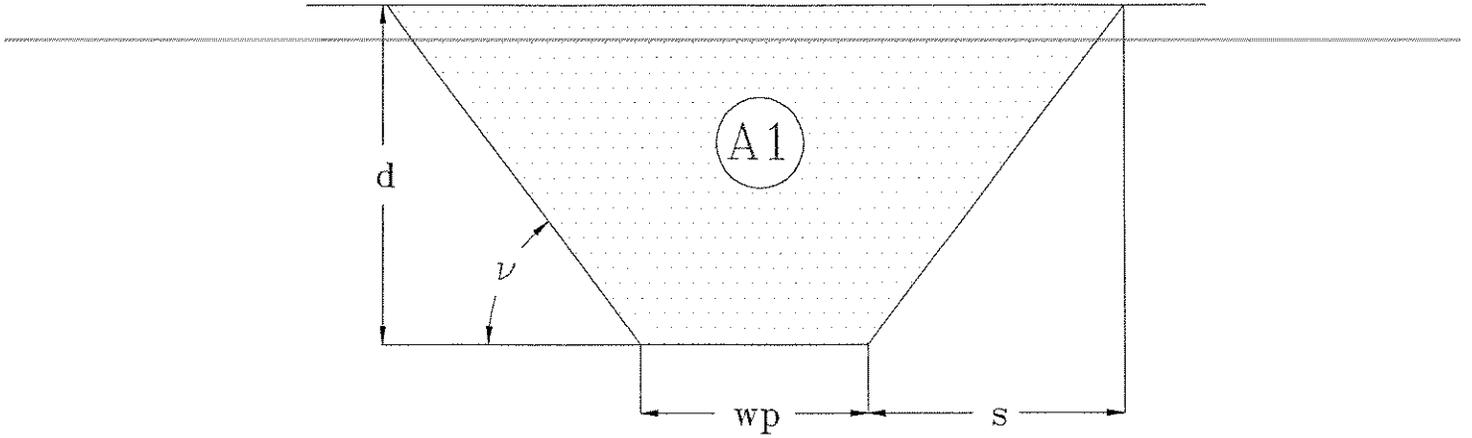


Figura 4.10: Aproximação da área mobilizada por uma única haste

Com estes valores, determina-se qual a resistência específica de uma única haste como apresentado pela equação (4.9).

$$A_1 = (s + w_p) d \quad (4.8)$$

$$R_e = \frac{F_1}{A_1} \quad (4.9)$$

Para implementos com (n) hastes, considera-se o efeito da sobreposição entre hastes como ilustrado na figura (4.11).

Desta forma, a área total mobilizada pela ferramenta é dada pela seguinte equação:

$$A_m = (nh A_1) - [(nh - 1) A_s] \quad (4.10)$$

A área de sobreposição observada para cada par de hastes é dada por

$$A_s = \frac{-d e h + 2 s d + d w p + \frac{s e h}{2} - s^2 - s w p + \frac{s^2 w p}{e h} + \frac{s * w p^2}{2 e h}}{2} \quad (4.11)$$

Multiplicando-se a resistência específica de uma única haste ( $R_e$ ) pela área total mobilizada, obtem-se o esforço total para a ferramenta.

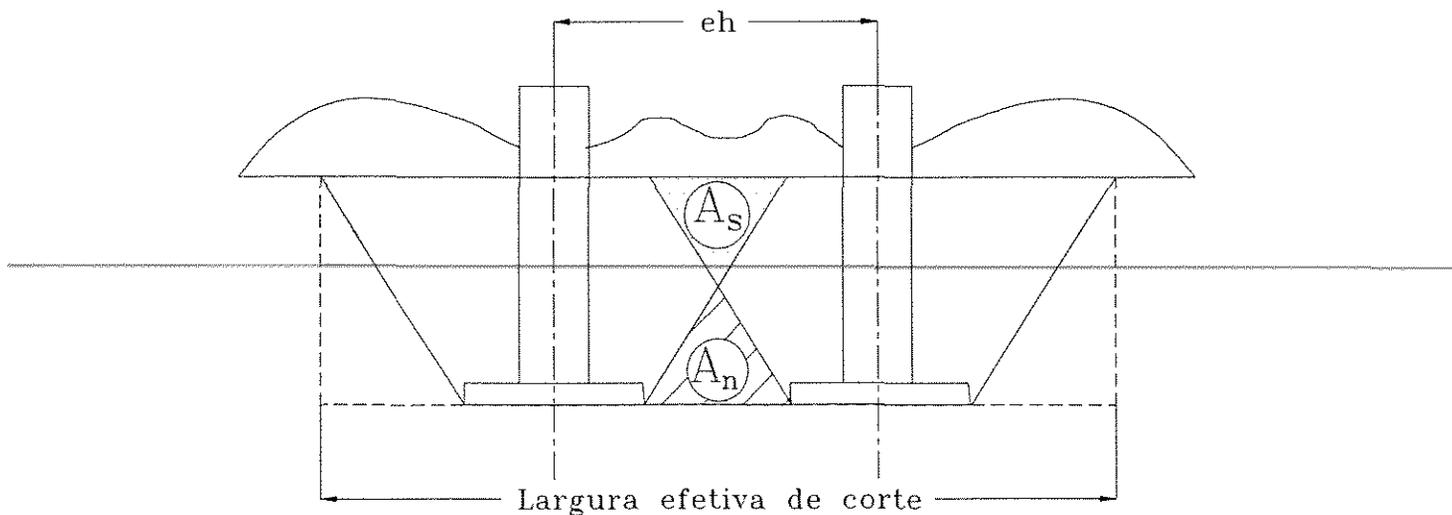


Figura 4.11: Efeito da sobreposição de áreas mobilizadas

#### Modelo para cálculo de desempenho de tratores de rodas

Para cálculo do desempenho de tratores de rodas em condições reais de trabalho, foi escolhido o modelo proposto por Wismer e Luth [22], após um estudo dos demais modelos existentes. Segundo Kotzabasis e Domier [14], este modelo apresentou os melhores resultados na avaliação do desempenho de tratores. Alguns trabalhos mostram o modelo de Wismer e Luth [22] como sendo inadequado devido a sua formulação possuir como parâmetro da condição do solo o índice de cone. Segundo Molina e Pinotti [17], a variação do índice de cone da ordem de 2% pode afetar no valor da patinação em valores da ordem de 1000%. Para confirmar estes valores foram realizadas algumas simulações em planilha de cálculo, não sendo observado valores discrepantes como os observados por estes autores.

Ainda segundo Kotzabasis e Domier [14], o modelo proposto por GeeClough [6], somente é indicado para avaliações estáticas, não podendo ser utilizado para avaliação do desempenho de tratores em condições reais de trabalho. Porém, esta afirmação não é válida devido ao fato do equacionamento incluir o termo relativo ao deslizamento.

Outro modelo, desenvolvido por Zoz [24], apresenta-se adequado somente para algu-

mas situações devido ao seu equacionamento ser baseado em dados obtidos em ensaios de tratores em pista de concreto para algumas configurações de rodado, disponíveis nos Estados Unidos. Estas limitações dificultam sua utilização para as condições de trabalho encontradas no Brasil.

Embora o modelo de Wismer e Luth [22] apresente bons resultados, algumas alterações foram realizadas sobre o equacionamento do modelo para adequá-lo as nossas condições.

Como em todos os modelos descritos há a necessidade do conhecimento da distribuição dinâmica de peso sobre o trator, este cálculo foi realizado através de um estudo das forças envolvidas no equilíbrio estático do conjunto trator-implemento. Para isto, foram estudadas duas configurações de implementos: montado e arrasto.

A figura (4.12) apresenta todas as forças envolvidas no equilíbrio do conjunto trator-implemento para o caso de implementos montados. Através deste diagrama de corpo livre, é possível encontrar a carga dinâmica sobre o eixo dianteiro ( $PDD$ ) e a carga dinâmica sobre o eixo traseiro ( $PDT$ ), através da equilíbrio de forças na direção vertical e somatória de momentos sobre o ponto ( $A$ ). Desta forma tem-se,

$$PDD = \frac{F_x d_r - V_r (B + k_r) - PET k_r + PED (DE - k_r)}{DE - k_r + k_f} \quad (4.12)$$

$$PDT = PET + PED + V_r - PDD \quad (4.13)$$

$$V_R = F_z + P_i \quad (4.14)$$

Para o caso de implementos de arrasto, a configuração das forças atuantes sobre o conjunto trator-implemento é diferente, como apresentado na figura (4.13). A força vertical para este tipo de implemento pode ser desprezada pois sua contribuição na transferência de peso não é significativa. O equacionamento para cálculo da distribuição dinâmica de peso sobre os eixos é dada por

$$PDT = \frac{(F_x hb + PET (DE + k_f) + PED k_f)}{DE - k_r + k_f} \quad (4.15)$$

$$PDD = PED + PET - PDT \quad (4.16)$$

Como pode-se observar, a maior parte das variáveis envolvidas no cálculo da distribuição dinâmica de peso referem-se às características dimensionais do trator e do

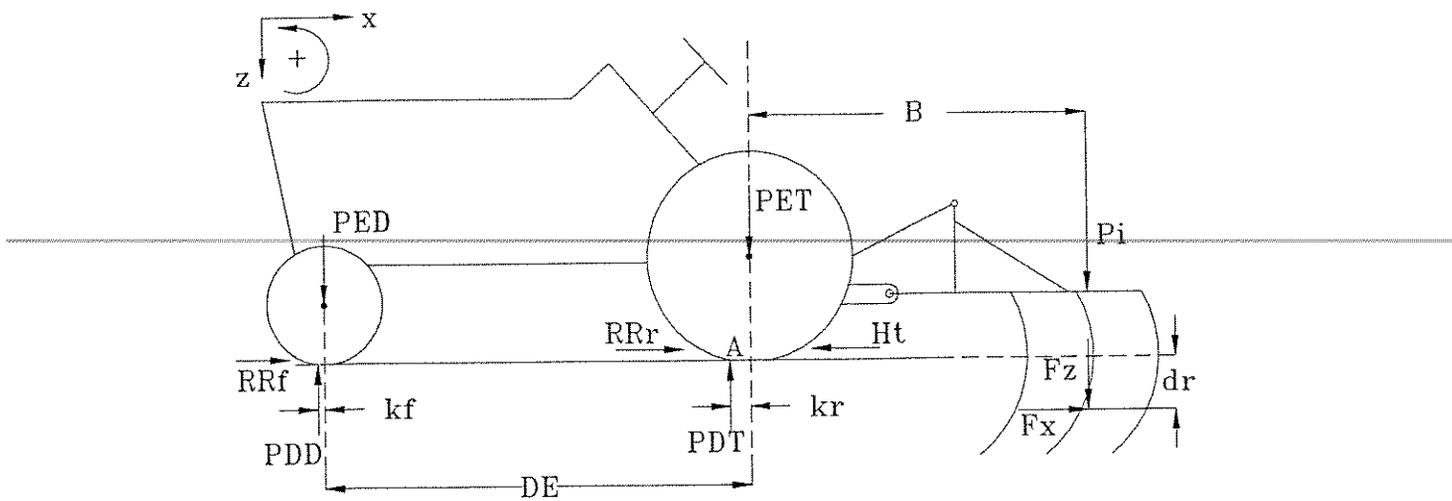


Figura 4.12: Forças atuantes sobre o conjunto trator (4x2), implemento montado

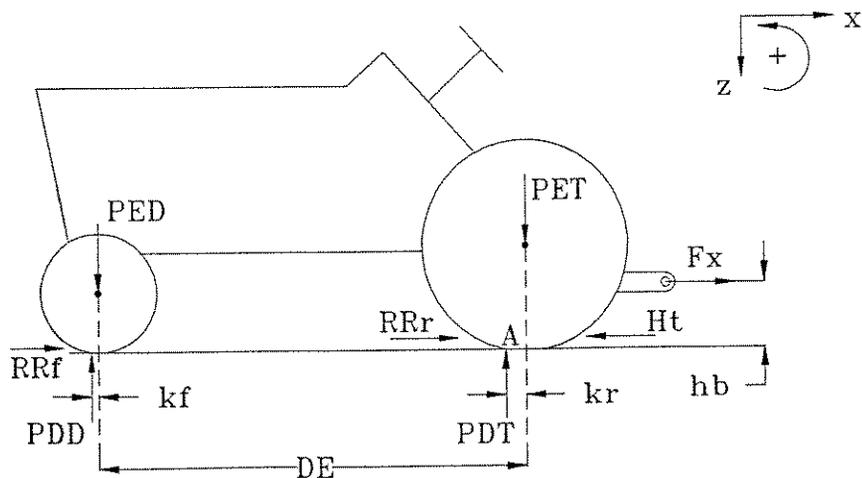


Figura 4.13: Forças atuantes sobre o conjunto trator (4x2), implemento de arrasto

implemento. Por exemplo ( $B$ ), definida como a distância de aplicação das forças sobre o implemento com referência ao eixo traseiro do trator, ( $DE$ ), distância entre eixos, ( $d_r$ ), definido como o ponto de aplicação das forças sobre o implemento dado como ( $\frac{2}{3}d$ ) e ( $hb$ ), definido como a altura da barra de tração. Dados ponderais como peso estático sobre os eixos ( $PED$ ) e ( $PET$ ) e a combinação do peso do implemento ( $P_i$ ) com a força vertical sobre o implemento ( $F_z$ ), fazem parte do cálculo da distribuição dinâmica de peso sobre o conjunto trator-implemento.

Observa-se nas equações (4.12) e (4.15) a existência de duas variáveis ( $k_f$ ) e ( $k_r$ ), dependentes das cargas dinâmicas sobre os eixos e da deformação dos pneus. Estas duas variáveis são definidas como

$$\begin{aligned} k_r &= C_{rr} r_r \\ k_f &= C_{rf} r_f \end{aligned} \quad (4.17)$$

( $C_{rr}$ ) é o coeficiente de resistência ao rolamento sendo dado pela seguinte equação,

$$C_{rr} = \frac{RR_f + RR_r}{PDD + PDT} \quad (4.18)$$

No termo ( $RR$ ) o índice ( $f$ ) é relativo a resistência ao rolamento do rodado dianteiro e o índice ( $r$ ), relativo ao rodado traseiro. Segundo o modelo de Wismer e Luth [22], a resistência ao rolamento é dada por,

$$RR = \left( \frac{1.2}{C_n} + 0.04 \right) PD \quad (4.19)$$

( $C_n$ ) é definido pela equação (3.102), devendo-se atentar para o fato de que ( $PD$ ) é reduzido a metade devido ao fato de se considerar somente um rodado. Desta forma, encontra-se a resistência ao rolamento para o rodado frontal ( $RR_f$ ) e traseiro ( $RR_r$ ).

Desta forma, o cálculo de ( $k_f$ ) e ( $k_r$ ) é feito de forma iterativa pois estes valores são dependentes das cargas dinâmicas sobre os eixos.

Após o cálculo de ( $PDD$ ) e ( $PDT$ ), pode-se estimar o desempenho do trator em condições de trabalho através da obtenção do deslizamento com a aplicação de manipulações algébricas sobre a equação (3.103). Porém, algumas alterações devem ser aplicadas ao modelo original. O cálculo do coeficiente de tração fornecido pela equação

(3.103), dado pela relação entre  $\frac{F_x}{PDD}$ , somente pode ser realizado para um único rodado pois, somente leva em consideração a resistência ao rolamento de uma única roda. Para o caso de tratores com tração nas quatro rodas, deve-se utilizar o equacionamento proposto de forma isolada, ou seja, uma vez para as rodas dianteiras e outra vez para as rodas traseiras. Desta forma, obtêm-se dois valores para a patinagem do trator, sendo dado pelas seguintes equações que, embora devam ser próximas, podem apresentar pequenas variações.

$$S_f = \frac{\ln \left( \left\{ \left[ \frac{F_x}{PDD+PDT} + \left( \frac{1.2}{Cn_f} + 0.04 \right) \right] \right\} - 1 \right)}{-0.3 Cn_f} \quad (4.20)$$

$$S_r = \frac{\ln \left( \left\{ \left[ \frac{F_x}{PDD+PDT} + \left( \frac{1.2}{Cn_r} + 0.04 \right) \right] \right\} - 1 \right)}{-0.3 Cn_r} \quad (4.21)$$

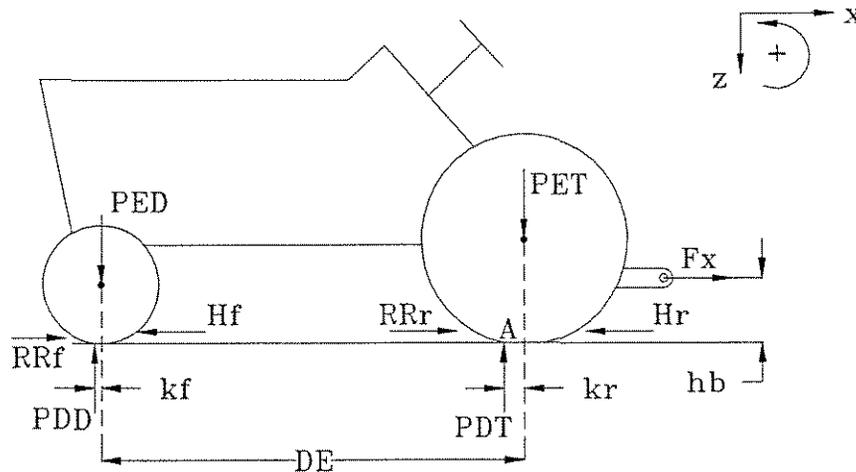


Figura 4.14: Forças atuantes sobre o conjunto trator (4x4), implemento de arrasto

Para tratores 4x2, deve-se adicionar ao modelo um termo devido a resistência ao rolamento da roda dianteira, (figura 4.12), sendo a patinagem estimada através da seguinte equação

$$S_r = \frac{\ln \left( \left\{ \left[ \frac{F_x}{PDD+PDT} + \left( \frac{1.2}{Cn_r} + 0.04 \right) + \left( \frac{1.2}{Cn_f} + 0.04 \right) \right] \right\} - 1 \right)}{-0.3 Cn_r} \quad (4.22)$$

Com o conhecimento da patinagem pode-se inferir a respeito da velocidade real de deslocamento e também sobre o rendimento esperado do conjunto. Pode-se ainda, estimar a marcha de trabalho. Tal cálculo será descrito no item seguinte.

#### Aplicativo computacional

---

O desenvolvimento do aplicativo computacional foi feito em duas etapas. Uma versão preliminar elaborada em linguagem  $C^{++}$ , visando o desenvolvimento das rotinas de cálculo e avaliação dos parâmetros necessários a execução do programa. Esta versão simplificada roda em ambiente Windows, porém como se fosse uma tela de ambiente DOS, sendo apresentado uma versão executável no disquete em anexo.

A segunda versão, elaborada com o auxílio do aplicativo Fox-Pró, apresenta um ambiente amigável para o usuário devido a sua elaboração em telas independentes onde o usuário terá a sua disposição todas as informações necessárias à execução do aplicativo. Esta versão, encontra-se também no disquete em anexo.

Após definidos os modelos a serem utilizados para cálculo dos esforços em implementos de preparo de solos e desempenho de tratores agrícolas, foi realizado um estudo das variáveis envolvidas nos cálculos. Como resultado deste estudo, foram elaborados 4 bancos de dados: um com dados dimensionais e ponderais de tratores, obtido junto aos fabricantes destes equipamentos, um para implementos, também obtido junto aos fabricantes, um com dados de propriedades físicas de solos, considerados comuns em operações agrícolas e, por último, um banco de dados a respeito das dimensões de diferentes tipos de pneus, obtidos através de catálogos específicos.

No banco de dados contendo informações a respeito dos tratores, constam as seguintes informações: altura da barra de tração, peso estático no eixo traseiro e dianteiro, tipo de pneu dianteiro e traseiro, rotação de trabalho média, torque máximo do motor, número de marchas disponíveis e respectivas velocidades de deslocamento.

Para o caso dos implementos, as variáveis de interesse armazenadas no banco de dados são: ângulo de ataque do implemento, largura total de trabalho, largura da ponteira e da haste para o caso de subsoladores e escarificadores, ângulo de abertura para o caso de arados e grades, peso do implemento e distância média de aplicação de

forças sobre o implemento.

Para os diferentes tipos de solos, as variáveis armazenadas no banco de dados são: ângulo de atrito interno do solo, densidade, coesão, sobrecarga aplicada ao solo e índice de cone. Estes dados são para três tipos de solo: arenoso, argilo arenoso e argiloso, em três diferentes condições, solto, médio e compactado. Todos os valores foram obtidos na literatura específica da área e são valores médios. Para o caso do ângulo de atrito solo metal, utilizou-se uma aproximação em função do ângulo de atrito interno do solo dado pela equação (4.23). Para o cálculo da adesão utilizou-se a equação (4.24).

$$\delta = \frac{2}{3} \phi \quad (4.23)$$

$$c_a = \frac{c \cot(\phi)}{\cot(\delta)} \quad (4.24)$$

Para os pneus, os dados armazenados são: modelo, diâmetro externo, diâmetro do aro, largura e altura da banda de rodagem. Tomou-se o cuidado de armazenar os dados dos pneus em pares (dianteiro e traseiro), para se evitar o uso incorreto de combinações que afetariam o desempenho dos tratores.

Além do banco de dados, duas variáveis devem ser alimentadas pelo usuário via teclado: velocidade e profundidade de trabalho. A seguir, apresenta-se um fluxograma de execução do programa desenvolvido (figura 4.15).

Como pode-se observar no fluxograma, o programa contém dois módulos básicos: um de manipulação de dados e outro de execução. O primeiro deles, possui opções de alteração dos valores contidos nos bancos de dados caso alguma modificação seja realizada nos modelos de tratores, implementos, pneus e solos; uma opção para incluir novos modelos lançados no mercado e excluir modelos obsoletos.

O segundo módulo, chamado de módulo de execução, realiza os cálculos de desempenho de tratores e implementos em condições de campo. O usuário irá encontrar opções de escolha de tratores, implementos, solos e pneus. Deverá escolher, dentro de cada um destes campos pelo menos uma opção para ser utilizada nos cálculos. Caso se esqueça de alguma escolha, o programa irá alertá-lo para tal fato. Feita estas escolhas, automaticamente o programa irá consultar os bancos de dados construídos no bloco anterior, trazendo todas as variáveis envolvidas no cálculo, sendo que nesta etapa, o usuário

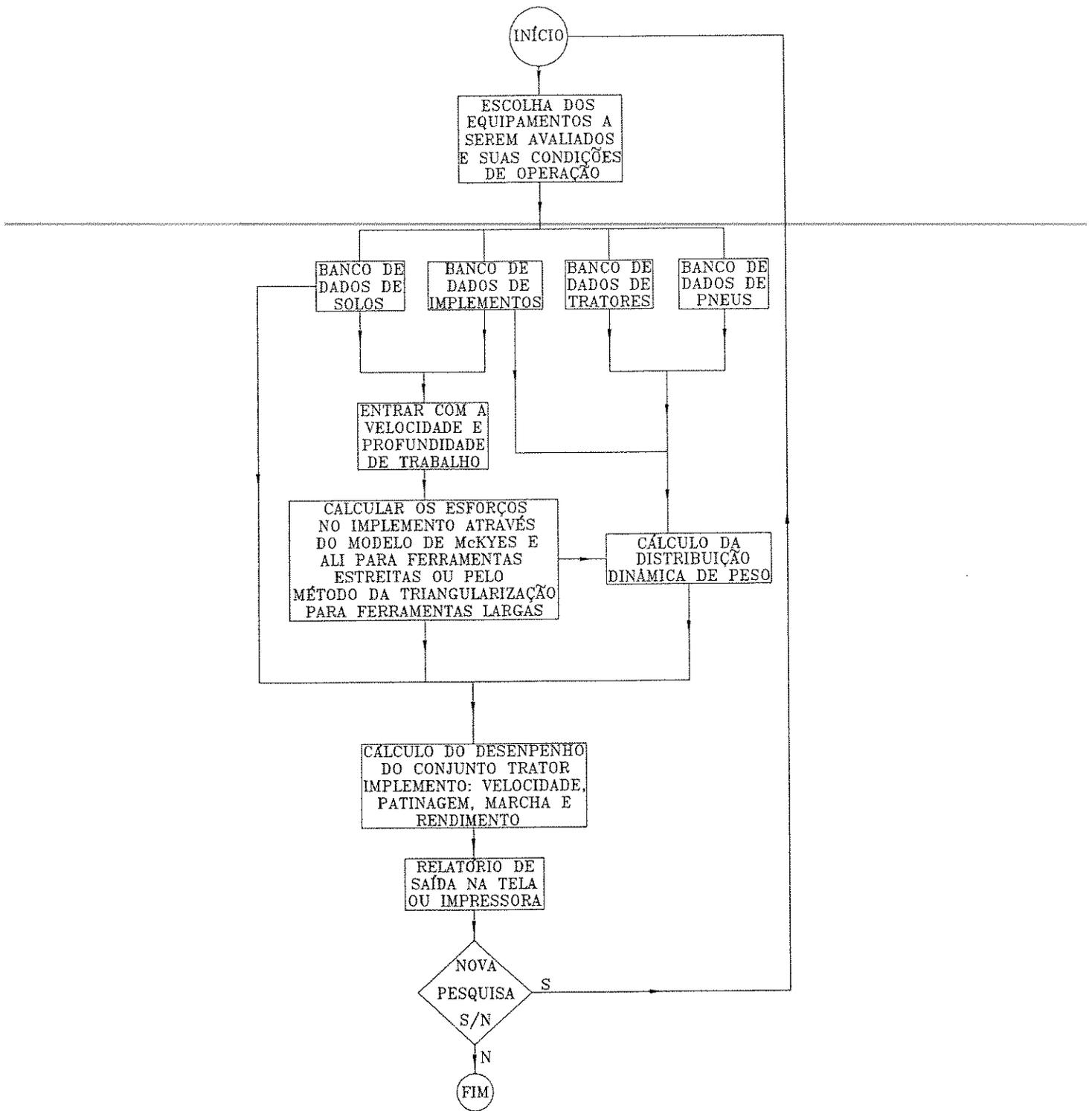


Figura 4.15: Fluxograma de execução

deverá fornecer a velocidade e profundidade de trabalho. Após isto, deverá escolher a opção de execução. O programa irá apresentar uma tela de resultados contendo todas as informações a respeito do trator, implemento, tipo de solo e pneus utilizados, além de apresentar o nível de patinação, velocidade real de trabalho, rendimento operacional e marcha recomendada. Todos os resultados poderão ser impressos.

---

Os cálculos realizados pelo programa seguem a seguinte seqüência. Após escolhido os modelos de tratores, implementos, solos e pneus, será calculado o esforço de tração de acordo com os modelos escolhidos para ferramentas largas e estreitas. Neste ponto, para o caso de ferramentas estreitas, é calculada a profundidade crítica, caso a profundidade de trabalho seja superior a profundidade crítica, e um aviso é emitido na tela de resultados. Os valores obtidos para a força de tração e força vertical são utilizados para cálculo da distribuição dinâmica de peso. Nesta etapa, o programa leva em consideração o tipo de engate do implemento: arrasto ou montado. Com os valores anteriores, alimenta-se o modelo para cálculo do desempenho de tratores, levando-se em consideração o tipo de tração 4x2 ou 4x4, para cálculo do coeficiente de mobilidade e coeficiente de resistência ao rolamento. Com estes valores é possível o cálculo do deslizamento e também da capacidade de tração do trator.

Avalia-se qual a máxima força fornecida pelo trator através do conhecimento de seu torque máximo, rotação de trabalho, relação de transmissão e tipo de rodado.

Com a relação de transmissão, o torque máximo no motor, fator de potência e da eficiência da transmissão, calcula-se o torque no eixo. A eficiência da transmissão foi adotada como 0.92 devido a baixa perda no grupo de marchas e indicação de vários autores. Já o fator de potência foi definido com base em resultados de consumo de combustível obtidos em ensaios de campo que serão discutidos mais a frente. Com o valor do torque no eixo e das dimensões do rodado utilizado, é possível o cálculo da força produzida em cada marcha. Através de um procedimento iterativo calcula-se a força de todas as marchas, começando da mais rápida para a mais lenta, comparando estes resultados com a força máxima necessária para o conjunto trator-implemento mais a resistência ao rolamento, até a primeira que satisfaça a necessidade do conjunto. Esta marcha é então uma indicação de uso, sendo que todas as marchas abaixo desta também serão capazes de tracionar o implemento. Com o conhecimento desta marcha

determina-se a velocidade de deslocamento teórica que, afetada pela patinagem irá fornecer a velocidade real de trabalho. Esta última, multiplicada pela largura efetiva do implemento fornece o rendimento do conjunto.

#### 4.2.2 Testes de campo

Com a finalidade de verificar os resultados de desempenho de tratores e implementos trabalhando em condições de campo, foram realizados testes com diferentes tratores, implementos e tipos de solos.

As propriedades físicas dos diferentes tipos de solos foram obtidas através da retirada de uma amostra indeformada para cada tipo de solo. Realizaram-se ensaios de granulometria, para determinação da porcentagem de argila, silte e areia, utilizou-se do método da estufa para determinação da umidade e realizaram-se ensaios triaxiais rápidos não drenados para determinação da coesão, ângulo de atrito interno e densidade através das dimensões e pesos dos corpos de prova utilizados nos ensaios triaxiais. Para determinação do índice de cone utilizou-se um penetrógrafo.

Tratores, implementos e solos foram utilizados nas combinações apresentadas na tabela (4.4). Para cada combinação, foram utilizadas diferentes configurações de modo de operação, através da variação da rotação de trabalho, marcha utilizada e da profundidade de operação. As diversas configurações obtidas para cada combinação descrita são apresentadas nas tabelas (4.5) a (4.13).

Tabela 4.4: Combinações Trator/Implemento/Solo

Combinações	Solo	Trator	Implemento	Número de Configurações
A	a	1180 S	Escarificador 7 hastes	6
B	a	1180 S	Escarificador 5 hastes	3
C	a	885 TS	Subsolador	5
D	b	1180 S	Grade Niveladora	6
E	b	1180 S	Grade Aradora	5
F	c	1180 S	Grade Aradora	6
G	b	885 S	Grade Aradora	3
H	a	885 S	Arado de Discos	6

Os testes realizados com as configurações acima descritas, tiveram como objetivo,

Tabela 4.5: Combinação A: modos de operação

Configuração	Combinação A		
	Marcha	Rotação do Motor	Profundidade Média (cm)
I	L2T	2200	19,25
II	L2T	2200	22,00
III	L2T	2200	25,50
IV	L1C	2200	21,00
V	L1C	2200	27,50
VI	L1C	2200	24,75

Tabela 4.6: Combinação B: modos de operação

Configuração	Combinação B		
	Marcha	Rotação do Motor	Profundidade Média (cm)
I	L2C	2100	30,00
II	L2C	2100	32,50
III	L2C	2150	27,00

Tabela 4.7: Combinação C: modos de operação

Configuração	Combinação C		
	Marcha	Rotação do Motor	Profundidade Média (cm)
I	L2T	2100	27,60
II	L2C	2050	32,89
III	L2C	2100	30,38
IV	L2C	2050	30,00
V	L3T	2000	32,57

Tabela 4.8: Combinação D: modos de operação

Configuração	Combinação D		
	Marcha	Rotação do Motor	Profundidade Média (cm)
I	L4T	2300	15,00
II	L4T	2250	15,00
III	L4T	2200	15,00
IV	L4C	2300	15,00
V	L4C	2200	15,00
VI	L4C	2250	15,00

Tabela 4.9: Combinação E: modos de operação

Configuração	Combinação E		
	Marcha	Rotação do Motor	Profundidade Média (cm)
I	L3T	2300	14,50
II	L3T	2300	13,83
III	L3T	2300	13,40
IV	L3T	2300	15,00
V	L4T	2300	15,00

Tabela 4.10: Combinação F: modos de operação

Configuração	Combinação F		
	Marcha	Rotação do Motor	Profundidade Média (cm)
I	L3T	2350	15,33
II	L3T	2250	15,67
III	L3T	2300	15,00
IV	L4T	2250	14,25
V	L4T	2200	16,25
VI	L4T	2200	15,88

Tabela 4.11: Combinação G: modos de operação

Configuração	Combinação G		
	Marcha	Rotação do Motor	Profundidade Média (cm)
I	L4T	2200	19,00
II	L4T	2200	10,00
III	L4T	2200	13,00

Tabela 4.12: Combinação H: modos de operação

Configuração	Combinação H		
	Marcha	Rotação do Motor	Profundidade Média (cm)
I	L2T	2100	10,00
II	L2T	2100	15,50
III	L2T	2100	18,20
IV	L2T	2100	13,83
V	L2T	2100	16,63
VI	L2T	2100	10,50

validar os resultados obtidos com a utilização dos modelos escolhidos para cálculo dos esforços em implementos de preparo de solos e desempenho de tratores agrícolas, tendo sido medidos os parâmetros velocidade de deslocamento, consumo de combustível, força de tração para implementos de arrasto e força vertical e horizontal (tração) para implementos montados e patinagem.

---

O cálculo da velocidade de trabalho do conjunto trator-implemento em condições de campo foi realizado com o auxílio de duas balizas, colocadas em alinhamento a uma distância de 50 ou 30 metros, dependendo da área disponível para realização do teste. O tempo necessário para o trator percorrer a distância pré estabelecida foi determinado com o auxílio de um cronômetro, possibilitando o cálculo da velocidade de trabalho do conjunto.



Figura 4.16: Ensaio de desempenho com subsolador de 3 hastes

Para a medição da força de tração em implementos de arrasto, utilizou-se duas células de carga de 5 e 10 toneladas, respectivamente, utilizadas de acordo com a potência do trator. O sinal obtido por esta célula era enviado para um condicionador de sinais marca Kiowa e posteriormente, para um computador portátil embarcado no trator.

Este computador era equipado com uma placa de aquisição de dados, programada para adquirir dados a uma taxa de 30 Hz durante 60 segundos, totalizando 1800 dados para cada ensaio. Os dados, armazenados diretamente no computador foram analisados posteriormente com o auxílio do aplicativo MatLab 4.0.

Para o caso de implementos montados, utilizou-se um dinamômetro de três pontos, desenvolvido no Laboratório de Instrumentação e Eletrônica da FEAGRI-UNICAMP (Ferreti e Capelli [5]), capaz de medir as forças horizontal e vertical. A aquisição de dados foi realizada através de uma placa A/D e um programa específico de aquisição de dados instalado em um computador portátil embarcado sobre o trator.

Para a determinação do consumo de combustível, utilizou-se um equipamento marca Pierburg, capaz de emitir um sinal analógico-digital, ligado diretamente ao conversor de sinais e posteriormente ao computador onde era registrado o sinal relativo ao consumo de combustível. Através do conhecimento do consumo de combustível, foi possível determinar-se a potência real utilizada para determinada operação agrícola através das curvas características do motor do trator. Com o conhecimento da potência máxima do motor e da potência utilizada, determina-se o fator de potência.

Para o cálculo da patinação, repetiu-se o procedimento de determinação da velocidade de trabalho para uma superfície rígida (asfalto) onde, teoricamente, a patinação é nula. Através da diferença das velocidades de campo e no asfalto, determina-se a patinação do trator.

Além dos testes acima mencionados, realizaram-se testes para determinação da máxima capacidade de tração em cada trator, onde os parâmetros acima mencionados foram novamente medidos. Como carga, foram utilizados os próprios tratores, sendo o trator a ser tracionado engatado em marcha inferior ao trator a ser avaliado. Utilizou-se as seguintes configurações.

Tabela 4.13: Combinações ensaio de tração. A primeira marcha refere-se ao trator avaliado e a segunda ao trator utilizado como carga. A rotação apresentada refere-se ao trator avaliado, sendo que a rotação do trator carga foi mantida em marcha lenta.

Configuração	Solo	Trator Avaliado	Marcha	Rotação (rpm)	Trator Carga	Marcha
T1	b	1180 S	L3T	2000	885 TS	L2T
T2	b	1180 S	L3T	1900	885 TS	L2T+FREIO
T3	b	1180 S	L3T	2300	885 TS	FREIO
T4	b	1180 S	L3T	2050	885 TS	L2T
T5	b	1180 S	L3T	2050	885 TS	LIVRE
T6	b	1180 S	L3T	2150	885 TS	L3T
T7	a	885 S	L2C	2100	885 TS	L2T
T8	a	885 S	L2C	2100	885 TS	L2T
T9	a	885 S	L2C	2100	885 TS	L2T
T10	a	885 S	L2C	2100	885 TS	L2T
T11	a	885 S	L2C	2100	885 TS	L2T
T12	a	885 TS	L2C	2100	885 S	L2T
T13	a	885 TS	L2C	2100	885 S	L2T
T14	a	885 TS	L2C	2100	885 S	L2T



Figura 4.17: Ensaio de tração

## Capítulo 5

---

# RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1 Comparação entre resultados práticos e teóricos

#### 5.1.1 Esforços em implementos

Os resultados obtidos com a utilização do aplicativo computacional elaborado para cálculo dos esforços atuantes em ferramentas de preparo de solos e desempenho de tratores de rodas são apresentados de acordo com as combinações apresentadas no capítulo anterior. Estes resultados são apresentados na forma de tabelas tendo sido dividido em duas partes: uma relativa ao cálculo dos esforços atuantes nas ferramentas de preparo de solos e outra, relativa ao desempenho dos tratores.

As tabelas (5.1) e (5.2), referem-se ao mesmo tipo de implemento, podendo desta forma serem analisadas conjuntamente. Observa-se para o caso de ferramentas estreitas de arrasto, que a estimativa dos esforços obtida com a utilização do método escolhido para elaboração do programa, aproxima-se bem dos dados práticos, obtidos nos testes de campo. Observa-se um desvio médio máximo da ordem de 25 %, que durante a realização dos ensaios, mostrou-se imperceptível, sobre o desempenho do conjunto trator-implemento.

Para o subsolador montado, os resultados apresentados na tabela (5.3), apresentam um desvio médio de 22.64 %. Isto indica que o valor máximo de 52.53 % obtido na configuração I da combinação C tenha sido um ensaio cujos dados foram prejudicados por algum motivo desconhecido.

Tabela 5.1: Resultados obtidos para a combinação A: escarificador 7 hastes trabalhando no solo a

Configuração	Dados Práticos				Programa	Desvio [%]
	$F_x$ [kN]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	$F_x$ [kN]	
I	27,98	2,98	1,72	6,16	20,97	25,05
II	23,42	3,66	1,91	8,17	25,06	7,00
III	28,62	3,41	1,85	6,45	30,62	6,99
IV	20,23	2,12	1,46	7,20	23,53	16,31
V	27,65	3,42	1,85	6,68	33,99	22,93
VI	27,81	4,08	2,02	7,27	29,37	5,61

Tabela 5.2: Resultados obtidos para a combinação B: escarificador 5 hastes trabalhando no solo a

Configuração	Dados Práticos				Programa	Desvio [%]
	$F_x$ [kN]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	$F_x$ [kN]	
I	29,29	3,21	1,79	6,12	28,00	4,40
II	25,54	4,86	2,20	8,83	31,48	23,26
III	27,26	2,98	1,73	6,33	24,07	11,70

No caso da força vertical não foi possível a comparação dos resultados devido a este implemento possuir rodas controladoras de profundidade, o que afetou significativamente os resultados obtidos como observado na tabela (5.3).

Tabela 5.3: Resultados obtidos para a combinação C: subsolador trabalhando no solo a

Conf.	Dados Práticos								Programa		Desvio	
	$F_x$ [kN]	$\sigma^2$ $F_x$	$\sigma$ $F_x$	Cv- $F_x$ [%]	$F_z$ [kN]	$\sigma^2$ $F_z$	$\sigma$ $F_z$	Cv- $F_z$ [%]	$F_x$ [kN]	$F_z$ [kN]	$F_x$ [%]	$F_z$ [%]
I	10,68	11,45	3,38	31,68	1,50	1,21	1,10	73,03	16,29	12,24	52,53	716
II	22,68	14,03	3,75	16,51	4,82	1,41	1,19	24,67	21,19	16,10	33,79	234,02
III	24,45	73,82	8,59	35,13	4,12	1,81	1,34	32,67	18,81	14,22	23,07	245,15
IV	23,45	19,25	4,39	18,71	5,18	1,22	1,10	21,30	18,45	13,94	21,32	169,11
V	23,77	12,35	3,51	14,77	5,23	1,39	1,18	4,90	20,83	15,82	12,37	202,49

Para o caso de grades niveladoras de arrasto, como apresentado na tabela (5.4), observa-se um desvio médio máximo de 48 %. Este fato deve-se ao problema de caracterização do solo mobilizado, uma vez que este tipo de implemento não trabalha em um solo estruturado como os demais equipamentos.

Na tentativa de se determinar qual o valor da coesão para este tipo de solo, parâmetro de grande sensibilidade sobre o valor da força de tração, realizaram-se ensaios de ci-

salhamento direto, utilizando-se o solo mobilizado nas mesmas condições de trabalho deste tipo de implemento, uma vez que ensaios de compressão triaxial são inviáveis de serem realizados em solos desestruturados. Os resultados obtidos com o ensaio de cisalhamento direto não foram satisfatórios pois a amostra, devido a grande deformação apresentada, chega ao final do curso da máquina sem a caracterização da ruptura.

Desta forma, a solução encontrada foi o ajuste do valor da coesão buscando o menor desvio entre os valores práticos e teóricos. O solo utilizado foi o solo tipo b, tendo-se observado que o valor da coesão necessário ao ajuste dos dados se encontra na faixa de 7 % do valor apresentado para o solo estruturado, este mesmo valor foi utilizado nas demais configurações.

Tabela 5.4: Resultados obtidos para a combinação D: grade niveladora trabalhando no solo tipo b

Configuração	Dados Práticos				Programa	Desvio [%]
	$F_x$ [kN]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	$F_x$ [kN]	
I	7,46	0,78	0,88	11,81	7,69	3,08
II	7,21	0,46	0,68	9,43	7,78	7,91
III	6,47	0,54	0,73	11,33	7,53	16,38
IV	6,27	0,53	0,72	11,56	9,30	48,33
V	6,85	0,58	0,76	11,07	9,34	36,35
VI	6,78	0,51	0,72	10,57	9,28	36,87

Para o caso de grades aradoras, pode-se avaliar os resultados obtidos apresentados nas tabelas (5.5), (5.6) e (5.7). Para os três ensaios, foram utilizados o mesmo equipamento, sendo que os resultados das tabelas (5.5) e (5.7) podem ser analisados conjuntamente pois foram realizados no mesmo tipo de solo, alterando-se somente o trator utilizado. Na tabela (5.6) o tipo de solo difere.

Os resultados apresentados nas tabelas (5.5) e (5.7) apresentam como desvio mínimo médio da ordem de 43 %, o que indica o modelo de ferramentas largas como sendo inadequado para este tipo de implemento. Porém os resultados apresentados na tabela (5.6), apresentam um desvio máximo da ordem de 24 %, para o mesmo implemento, trabalhando em condições de solo diferente. Desta forma, pode-se apontar as características do solo como fator crítico para o bom desempenho do modelo, para este tipo de implemento.

Tabela 5.5: Resultados obtidos para a combinação E: grade aradora trabalhando no solo tipo b

Configuração	Dados Práticos				Programa	Desvio [%]
	$F_x$ [kN]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	$F_x$ [kN]	
I	14,21	3,67	1,92	13,49	28,37	99,65
II	13,38	2,19	1,48	11,07	27,00	101,79
III	18,22	2,88	1,69	9,31	26,21	43,85
IV	13,33	3,42	1,85	13,88	29,38	120,41
V	13,52	4,35	2,09	15,43	30,10	122,63

Tabela 5.6: Resultados obtidos para a combinação F: grade aradora trabalhando no solo tipo c

Configuração	Dados Práticos				Programa	Desvio [%]
	$F_x$ [kN]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	$F_x$ [kN]	
I	15,59	2,95	1,72	11,01	12,76	18,15
II	15,39	3,27	1,81	11,75	12,97	15,72
III	13,18	5,90	2,43	18,47	12,48	5,31
IV	16,11	3,18	1,78	11,08	12,10	24,89
V	16,76	4,10	2,03	12,08	13,91	17,00
VI	16,76	3,90	1,98	11,78	13,57	19,03

Tabela 5.7: Resultados obtidos para a combinação G: grade aradora trabalhando no solo tipo b

Configuração	Dados Práticos				Programa	Desvio [%]
	$F_x$ [kN]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	$F_x$ [kN]	
I	12,96	1,00	1,00	7,71	36,92	184,88
II	11,64	9,71	3,12	26,76	19,15	64,52
III	13,25	5,66	2,38	17,96	25,00	88,68

Para o arado de disco montado, observa-se na tabela (5.8) que os resultados obtidos para a força de tração práticos são próximos dos obtidos pelo programa, apresentando um desvio máximo da ordem de 16 %. Para a força vertical, observa-se um desvio máximo da ordem de 52 %, confirmando resultados obtidos na bibliografia.

Tabela 5.8: Resultados obtidos para a combinação H: arado de discos trabalhando no solo tipo a

Conf.	Dados Práticos								Programa		Desvio	
	$F_x$ [kN]	$\sigma^2$ $F_x$	$\sigma$ $F_x$	$Cv-F_x$ [%]	$F_z$ [kN]	$\sigma^2$ $F_z$	$\sigma$ $F_z$	$Cv-F_z$ [%]	$F_x$ [kN]	$F_z$ [kN]	$F_x$ [%]	$F_z$ [%]
I	8,01	3,44	1,86	23,20	2,63	1,05	0,40	15,22	8,45	3,95	5,49	50,19
II	11,38	2,81	1,68	14,70	4,26	1,24	0,29	6,84	13,20	4,08	15,99	4,23
III	14,35	7,71	2,77	19,30	4,58	1,43	0,31	6,76	15,54	4,15	8,29	9,39
IV	10,86	3,31	1,82	16,70	3,13	1,01	0,32	10,36	11,75	4,04	8,20	29,07
V	11,35	4,16	2,04	18,00	3,02	0,79	0,26	8,61	11,57	4,03	1,94	33,44
VI	8,87	6,81	2,61	29,40	2,61	1,15	0,44	16,77	8,87	3,96	0,66	51,72

### 5.1.2 Capacidade de tração do trator

Os testes de tração realizados, tiveram como objetivo, avaliar o modelo para estimativa do desempenho de tratores. Pode-se observar pela tabela (5.9) que os resultados diferem em alguns casos entre os calculados e os medidos nos ensaios de campo.

Em todos os casos o método utilizado superestimou a capacidade de tração do trator ensaiado, calculando um valor de patinagem inferior ao real e escolhendo uma marcha superior a utilizada. Os maiores desvios ocorrem para casos onde o trator foi exigido ao extremo (patinagem na ordem de 40 %), com alto fator de potência .

Dentro de uma operação agrícola, a faixa de valores aceitáveis para a patinagem está entre 8 e 20 %. Para os casos em que o conjunto trabalhou dentro destes limites, o programa apresenta um desvio máximo de 42.69 %, ocorrido para a configuração T6. Desta forma, o modelo para estimativa do rendimento do conjunto trator-implemento pode ser considerado adequado apenas para valores dentro da faixa recomendada para a patinagem.

Tabela 5.9: Resultados obtidos nos ensaios de tração

Conf.	Dados Práticos							Programa			FP
	$F_x$ [kN]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Marcha	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Marcha	[%]
T1	20,89	2,59	1,61	7,70	40,89	3,47	L3T	9,86	7,84	L3C	85
T2	21,83	4,69	2,17	9,92	54,98	2,53	L3T	10,46	7,79	L3C	85
T3	4,47	1,11	1,05	23,51	4,08	6,59	L3T	2,62	20,26	H2C	34
T4	23,82	1,97	1,40	5,89	41,61	3,55	L3T	11,82	7,67	L3C	87
T5	0,542	0,01	0,05	9,20	1,15	6,01	L3T	1,45	29,17	H4T	20
T6	18,93	1,27	1,13	5,95	15,18	5,31	L3T	8,70	8,13	L4T	71
T7	16,79	1,38	1,17	7,00	28,80	2,25	L2T	9,15	4,09	L2C	60
T8	15,34	1,10	1,05	6,82	33,23	2,11	L2T	17,17	2,65	L1C	65
T9	15,58	0,97	0,99	6,33	29,75	2,22	L2T	17,65	2,64	L1C	62
T10	15,41	0,77	0,88	5,70	11,61	3,47	L2T	7,41	7,50	L4T	46
T11	15,63	1,29	1,14	7,28	12,54	3,50	L2T	7,54	7,49	L4T	43
T12	15,76	0,57	0,76	4,80	9,97	3,42	L2T	7,61	7,48	L4T	41

### 5.1.3 Desempenho dos tratores

A exemplo do que foi realizado para o caso dos esforços em implementos, as tabelas (5.10) e (5.11), referentes ao escarificador com 7 e 5 hastes, serão analisadas conjuntamente. Observa-se que os níveis obtidos para a patinagem variam em 46 % entre os resultados práticos e teóricos, com excessão do resultado da configuração I da tabela (5.10). Tal variação pode ser oriunda da metodologia empregada para a determinação da patinagem, que acarreta em erros de medida.

Tabela 5.10: Resultados obtidos para a combinação A:escarificador 7 hastes, trator 1180S, solo a

Conf.	Dados Práticos				Programa				Desvio [%]		
	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S	v	Rend.
I	25,22	3,38	0,61	L2T	8,27	7,98	1,44	L3C	67,21	136,09	136,07
II	8,41	4,14	0,75	L2T	10,65	6,25	1,13	L3T	26,63	50,97	50,67
III	14,82	3,85	0,69	L2T	15,06	5,18	0,93	L2C	1,62	34,55	34,78
IV	8,54	3,75	0,68	L1C	9,70	7,86	1,41	L3C	13,58	109,60	107,35
V	13,17	3,56	0,64	L1C	18,93	3,97	0,72	L2T	43,74	11,52	12,50
VI	12,93	3,57	0,64	L1C	13,90	5,25	0,92	L2C	7,50	47,06	43,75

Nos testes com subsoladores observa-se um desvio máximo para a patinagem de 74.42 % e para a velocidade e rendimento de 183.85 % e 192.31 %, respectivamente.

Tabela 5.11: Resultados obtidos para a combinação B: escarificador 5 hastes, trator 1180S, solo a

Conf.	Dados Práticos				Programa				Desvio [%]		
	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S	v	Rend.
I	8,72	4,92	0,59	L2C	12,76	5,32	0,64	L2C	46,33	8,13	8,47
II	12,24	4,73	0,57	L2C	15,93	5,13	0,62	L2C	30,15	8,46	8,77
III	8,91	4,91	0,59	L2C	10,02	7,83	0,94	L3C	12,46	59,47	59,32

Tabela 5.12: Resultados obtidos para a combinação C: subsolador, trator 885TS, solo a

Conf.	Dados Práticos				Programa				Desvio [%]		
	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S	v	Rend.
I	9,97	2,80	0,19	L2T	11,03	5,69	0,39	L3C	9,03	103,57	105,26
II	14,32	3,23	0,22	L2C	15,57	5,40	0,37	L3C	6,28	68,11	68,18
III	11,25	3,47	0,24	L2C	13,26	5,55	0,38	L3C	15,64	60,52	58,33
IV	8,22	3,46	0,24	L2C	12,93	5,57	0,38	L3C	54,50	61,56	62,50
V	53,96	1,92	0,13	L3T	15,21	5,43	0,37	L3C	72,42	183,85	192,31

Em grades niveladoras, observou-se na tabela (5.13), um desvio máximo para a patinagem de 283.11 % que, conseqüentemente, afetou os valores obtidos para a velocidade e para o rendimento. Mais uma vez, tal fato é devido a dificuldade na caracterização de um solo mobilizado, como já mencionado.

Tabela 5.13: Resultados obtidos para a combinação D: grade niveladora, trator 1180S, solo b

Conf.	Dados Práticos				Programa				Desvio [%]		
	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S	v	Rend.
I	8,83	7,59	2,20	L4T	9,56	13,48	3,91	H1C	8,27	77,60	77,73
II	5,39	7,73	2,24	L4T	9,63	13,46	3,90	H1C	84,23	74,13	74,11
III	7,22	7,32	2,12	L4T	9,43	13,50	3,91	H1C	30,61	84,43	84,43
IV	7,10	9,81	2,84	L4C	10,88	10,60	3,08	H1T	53,24	8,05	8,45
V	2,85	9,87	2,86	L4C	10,92	10,60	3,07	H1T	283,16	7,40	7,34
VI	5,41	9,79	2,84	L4C	10,87	10,61	3,08	H1T	96,12	8,38	8,45

Para o caso das grades aradoras, observa-se o efeito da diferença no valor da força fornecida pelo programa e observada nos testes como discutido nas tabelas (5.5), (5.6) e (5.7). Nas tabelas (5.14) e (5.16), o desvio observado para a patinagem atinge valores mínimos da ordem de 18 % e máximos de 140 %, sendo tais variações observadas

também para o caso da velocidade e do rendimento.

Para a grade aradora trabalhando no solo tipo b, onde os desvios para a força de tração foram aceitáveis, o nível obtido para o desvio máximo na patinagem foi de 68.56 %, refletindo em um desvio máximo de 73.78 % para a velocidade e de 74.29 % para o rendimento.

Tabela 5.14: Resultados obtidos para a combinação E: grade aradora, trator 1180S, solo b

Conf.	Dados Práticos				Programa				Desvio [%]		
	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S	v	Rend.
I	8,59	6,28	1,38	L3T	15,65	5,15	1,13	L2C	82,19	17,99	18,12
II	9,90	6,19	1,36	L3T	14,37	5,22	1,15	L2C	45,15	15,67	15,44
III	6,40	6,43	1,41	L3T	13,69	5,26	1,16	L2C	18,20	18,20	17,73
IV	8,01	6,32	1,39	L3T	16,69	5,08	1,12	L2C	19,62	19,62	19,42
V	1,68	8,18	1,80	L4T	17,46	5,03	1,11	L2C	38,51	38,51	38,33

Tabela 5.15: Resultados obtidos para a combinação F: grade aradora, trator 1180S, solo c

Conf.	Dados Práticos				Programa				Desvio [%]		
	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S	v	Rend.
I	8,24	6,35	1,40	L3T	7,12	10,12	2,23	L4C	13,59	59,37	59,29
II	22,98	6,10	1,34	L3T	7,23	10,11	2,22	L4C	68,54	65,74	65,67
III	7,28	6,37	1,40	L3T	6,97	11,07	2,44	H1T	4,26	73,78	74,29
IV	12,24	7,17	1,58	L4T	6,78	11,09	2,44	H1T	44,61	54,67	54,43
V	7,98	7,26	1,60	L4T	7,74	10,06	2,21	L4C	3,01	38,57	38,13
VI	8,24	7,24	1,59	L4T	7,56	10,08	2,22	L4C	8,25	39,23	39,62

Tabela 5.16: Resultados obtidos para a combinação G: grade aradora, trator 885S, solo b

Conf.	Dados Práticos				Programa				Desvio [%]		
	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S	v	Rend.
I	18,78	4,80	1,06	L4T	—	—	—	—	—	—	—
II	16,24	4,95	1,09	L4T	39,10	1,58	0,35	L1T	140,76	68,08	67,89
III	18,27	4,83	1,06	L4T	—	—	—	—	—	—	—

A tabela (5.17), apresenta resultados obtidos para arados de discos montado, apresentando bons resultados. Para o caso da patinagem, observa-se um desvio máximo de

45.20 %, dentro de níveis considerados aceitáveis. Já para a velocidade e para o rendimento, estes valores foram superiores chegando a 54.51 % e 56 %, respectivamente.

Tabela 5.17: Resultados obtidos para a combinação D

Conf.	Dados Práticos				Programa				Desvio [%]		
	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S [%]	v [ $\frac{km}{h}$ ]	Rend. [ $\frac{ha}{h}$ ]	Marcha	S	v	Rend.
I	6,65	2,95	0,28	L2T	8,38	4,12	0,39	L2C	25,26	40,0	39,29
II	12,97	2,75	0,26	L2T	13,19	3,21	0,31	L2T	0,46	17,09	19,23
III	22,78	2,44	0,23	L2T	16,57	2,67	0,25	L1C	28,53	9,84	8,70
IV	12,66	2,76	0,26	L2C	11,50	3,27	0,31	L2T	10,03	18,84	19,23
V	15,19	2,68	0,25	L2C	11,30	3,28	0,31	L2T	26,27	22,76	24,00
VI	15,82	2,66	0,25	L2C	8,73	4,11	0,39	L2C	45,20	54,51	56,00

Em todos os casos analisados observa-se que o maior desvio entre dados práticos e teóricos reside no valor da patinagem. Como pode-se observar pelas equações (4.20) a (4.22), o cálculo deste fator é influenciado pelo índice de cone (*IC*), que é um fator de difícil determinação para a camada superficial do solo, região afetada pelo contato pneu-solo.

Apesar deste desvio no cálculo do valor da patinagem, observa-se que o programa apresenta sempre como resposta marchas superiores as empregadas nos ensaios de campo. Isto sugere que durante os ensaios não utilizou-se a potência adequada disponível no motor, da ordem de 80 %, conforme utilizado pelo programa.

Com isto, o programa aponta rendimentos calculados superiores de até 136 %, indicando que o conjunto trator-implemento poderia ser melhor aproveitado.

#### 5.1.4 Fator de Potência

Nas tabelas (5.18) a (5.26), pode-se observar que o valor do fator de potência médio de todos os ensaios atingiu um máximo de 77 % e mínimo de 48.60 %. Todos os cálculos realizados pelo programa utilizam um fator de potência de 80 % no cálculo da força disponível em cada marcha do trator. Por este motivo, o programa aponta os tratores trabalhando em marchas superiores que as observadas nos testes de campo, justificando desta forma, as diferenças observadas para a velocidade e rendimento. O

valor utilizado de 80 % quando comparado aos valores práticos, mostra que os tratores trabalham fora da condição ótima apresentando uma sub-utilização do equipamento. Caso fosse utilizado o fator de potência obtido para cada ensaio, o valor das marchas, velocidade e rendimento operacional, seriam mais próximos dos valores práticos.

Tabela 5.18: Resultados do fator de potência para a combinação A: trator 1180S

Configuração	Consumo [ $\frac{l}{h}$ ]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	Potência [kW]	Fator de Potência [%]
I	13,49	0,47	0,68	5,07	52,52	60
II	12,60	0,71	0,84	6,68	49,06	56
III	14,94	0,45	0,67	4,51	58,17	67
IV	10,10	0,40	0,63	6,24	44,89	52
V	13,25	1,68	1,30	9,79	51,59	59
VI	11,70	0,45	0,67	5,75	45,55	52

Tabela 5.19: Resultados do fator de potência para a combinação B: trator 1180S

Configuração	Consumo [ $\frac{l}{h}$ ]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	Potência [kW]	Fator de Potência [%]
I	17,70	0,61	0,78	4,41	69,53	82
II	16,10	1,01	1,00	6,23	63,24	74
III	16,97	0,44	0,67	3,92	66,36	76

Tabela 5.20: Resultados do fator de potência para a combinação C: trator 885TS

Configuração	Consumo [ $\frac{l}{h}$ ]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	Potência [kW]	Fator de Potência [%]
I	6,23	0,33	0,58	9,24	24,58	36
II	8,80	0,19	0,44	4,99	34,88	51
III	8,80	0,19	0,44	4,99	34,88	51
IV	8,80	0,19	0,44	4,99	34,88	51
V	9,31	0,21	0,46	4,89	34,88	54

Tabela 5.21: Resultados do fator de potência para a combinação D: trator 1180S

Configuração	Consumo [ $\frac{l}{h}$ ]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	Potência [kW]	Fator de Potência [%]
I	14,44	1,23	1,11	7,67	55,72	64
II	11,04	0,56	0,75	6,78	42,78	49
III	9,76	0,79	0,89	9,12	37,99	44
IV	11,83	0,39	0,62	5,28	45,84	52
V	12,27	0,80	0,89	7,30	47,78	55
VI	12,26	0,74	0,86	7,01	47,53	55

Tabela 5.22: Resultados do fator de potência para a combinação E: trator 1180S

Configuração	Consumo [ $\frac{l}{h}$ ]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	Potência [kW]	Fator de Potência [%]
I	14,36	0,30	0,55	3,80	55,66	63
II	15,22	0,26	0,51	3,37	58,99	67
III	14,97	0,33	0,57	3,83	58,03	66
IV	13,56	1,31	1,14	8,45	52,56	60
V	16,02	1,53	1,24	7,73	62,10	71

Tabela 5.23: Resultados do fator de potência para a combinação F: trator 1180S

Configuração	Consumo [ $\frac{l}{h}$ ]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	Potência [kW]	Fator de Potência [%]
I	16,46	0,58	0,76	4,62	63,52	72
II	14,51	1,31	1,15	7,90	56,49	65
III	14,29	2,69	1,64	11,48	55,39	63
IV	18,46	6,06	2,46	13,33	71,87	83
V	19,41	0,59	0,77	3,95	75,91	88
VI	19,19	0,88	0,94	4,89	75,05	87

Tabela 5.24: Resultados do fator de potência para a combinação G: trator 885S

Configuração	Consumo [ $\frac{l}{h}$ ]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	Potência [kW]	Fator de Potência [%]
I	13,64	1,23	1,11	8,14	51,95	84
II	11,37	15,16	3,89	34,23	43,30	70
III	12,21	10,17	3,19	26,10	46,50	76

Tabela 5.25: Resultados do fator de potência para a combinação H: trator 885S

Configuração	Consumo [ $\frac{l}{h}$ ]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	Potência [kW]	Fator de Potência [%]
I	8,33	0,16	0,39	4,74	31,86	53
II	8,33	0,16	0,39	4,74	31,86	53
III	8,33	0,16	0,39	4,74	31,86	53
IV	8,33	0,16	0,39	4,74	31,86	53
V	8,33	0,16	0,39	4,74	31,86	53
VI	8,33	0,16	0,39	4,74	31,86	53

Tabela 5.26: Resultados do fator de potência para os ensaios de tração

Configuração	Consumo [ $\frac{l}{h}$ ]	$\sigma^2$	$\sigma$	CV [%]	Potência [kW]	Fator de Potência [%]
T1	17,98	0,069	0,26	1,46	70,63	85
T2	17,23	0,065	0,25	1,48	68,61	85
T3	7,76	0,71	0,84	10,87	30,08	34
T4	18,69	0,052	0,23	1,22	73,42	87
T5	4,21	0,99	0,99	23,65	16,54	20
T6	15,57	0,12	0,34	2,21	60,62	71
T7	9,42	0,23	0,48	5,05	36,19	60
T8	10,20	0,19	0,44	4,32	39,19	65
T9	9,63	0,20	0,45	4,65	37,00	62
T10	8,19	0,31	0,55	6,75	32,17	46
T11	7,62	0,39	0,63	8,22	29,93	43
T12	7,16	0,27	0,52	7,33	38,38	41

## 5.2 Aplicativo computacional

Após a elaboração das versões do aplicativo computacional, pode-se observar uma diferença de público a ser atingido pelas versões.

A versão para DOS, como descrita anteriormente, apresenta a necessidade do conhecimento e entrada via teclado dos diversos parâmetros de projeto, tanto de implementos como tratores e solos. Tal característica mostrou-se benéfica para o uso desta versão durante cursos de graduação, onde o aluno poderia estudar a variação de um parâmetro isoladamente, sobre o desempenho dos equipamentos, assim como para projetistas de implementos agrícolas.

A segunda versão, elaborada para ambiente Windows, apresenta uma utilização mais simples. Devido a utilização dos bancos de dados para implementos, tratores, tipos de solos e pneus, o usuário não necessita do conhecimento dos parâmetros de projeto destes equipamentos, como por exemplo o ângulo de ataque dos implementos, ou a relação de transmissão das marchas do trator em estudo. Nesta versão basta escolher em uma lista, qual o implemento, trator, solo e pneu a ser utilizado que automaticamente todas as entradas de dados necessárias serão processadas. Somente será necessário a entrada via teclado da profundidade e velocidade de operação do equipamento.

Desta forma, esta versão é indicada para agricultores, cooperativas, revendas de implementos e tratores, onde parâmetros de projeto são de difícil obtenção, e o uso inadequado pode causar erros de interpretação.

## 5.3 Considerações gerais

Durante a realização dos ensaios e durante a geração dos resultados pelo programa, alguns aspectos que merecem destaque foram observados. As variáveis que mais afetam os resultados dos esforços em implementos de preparo de solos são a profundidade de trabalho e a coesão do solo. Uma dificuldade observada foi a determinação da profundidade de trabalho, explicando as diferenças observadas nos dados práticos e teóricos. Soma-se a isto, o fato do trator, em condições operacionais, não manter a profundidade constante, ocorrendo pequenas flutuações em função de alterações na

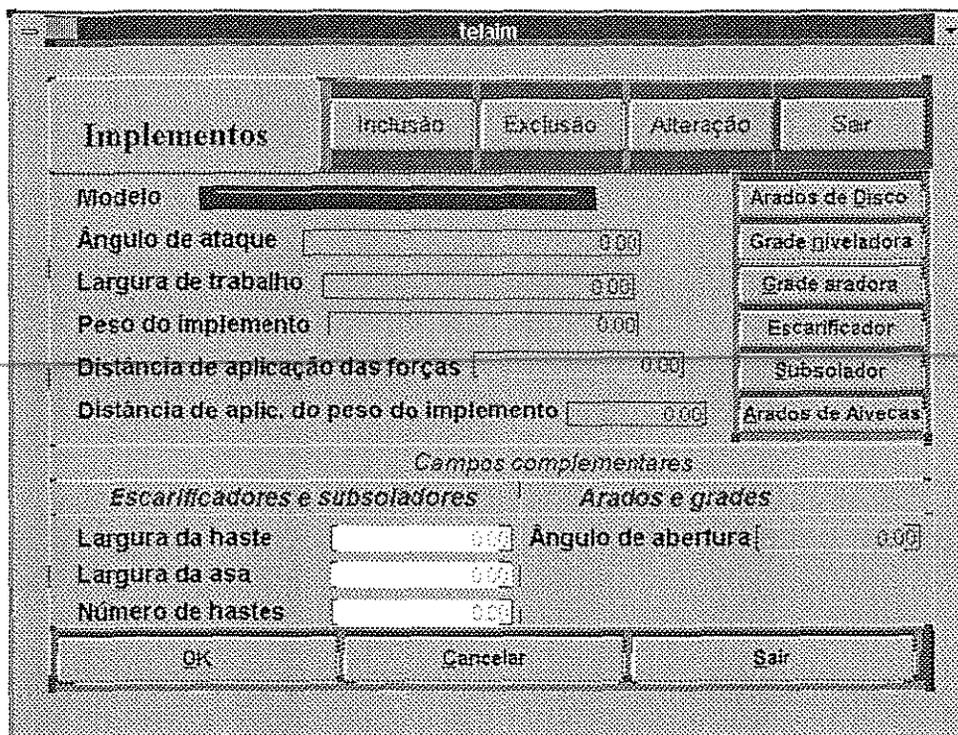


Figura 5.1: Tela do programa

resistência do solo e/ou topografia do terreno.

Outro fator de difícil determinação é a coesão do solo. Os testes para determinação deste parâmetro necessitam de amostras indeformadas, retiradas da camada arável do solo, sendo difícil a obtenção do corpo de prova para a realização dos ensaios de laboratório pois, existem raízes, pedras, que afetam os resultados.

No caso do desempenho de tratores, o ponto que pode causar polêmica foi a metodologia empregada na determinação da velocidade e conseqüentemente da patinagem, diretamente afetado pela habilidade do ser humano.

## Capítulo 6

---

# CONCLUSÕES

As seguintes conclusões podem ser tecidas a respeito do trabalho.

- O modelo aplicado a ferramentas largas mostrou-se adequado para o caso de arados de discos e aivecas;
- Para o caso de grades niveladoras e aradoras, necessita-se um estudo mais aprofundado das forças atuantes nestes implementos devido principalmente a variação observada na configuração geométrica destes implementos;
- O modelo para estimativa de esforços em ferramentas estreitas mostrou-se adequado para todos os casos;
- A metodologia para determinação da profundidade de trabalho mostrou-se inadequada;
- Os métodos para determinação de propriedades mecânicas dos solos não atendem as peculiaridades dos solos agrícolas;
- O modelo para avaliação do desempenho de tratores apresentou-se adequado dentro dos valores de patinagem de 8 a 18 %;
- O programa desenvolvido atinge todos os objetivos propostos, constituindo-se de uma ferramenta de auxílio e não decisão final a ser aplicado no caso de adequação trator-implemento;
- Deve-se observar as ressalvas feitas a respeito de grades de discos.

# Referências Bibliográficas

---

- [1] BIER, A.V., SOUSA, G.E., PINHO, J.F.N., PINHO, S.S.M.M., PEREIRA, C.F.A., NUNES, S.J., JOHANN, A.J., PEREIRA, C.M. Software para seleção racional de máquinas e implementos agrícolas. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 22, 1996, Bauru. *Anais Eletrônico-CDRom ... Jaboticabal*, Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 1996. McA 370, 5p.
- [2] DONATO DE COBO, B.L., TESOURO, O.M., ONORATO, A.A. Software específico para la administración de la maquinaria agrícola. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 22, 1996, Bauru. *Anais Eletrônico-CDRom ... Jaboticabal*, Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 1996. McA 507, 6p.
- [3] CHAPLIN, J., HANSEN, D., FAN, T. Drawbar performance prediction using a microcomputer. *Summer Meeting*, American Society of Agricultural Engineers, Baltimore, 15p, Paper 87-3070, 1987.
- [4] CANARACHE, A. A preliminary model estimating soil specific resistance to ploughing. *Soil and Tillage Research*, v.27, p.355-363, 1993.
- [5] FERRETTI, G., CAPELLI, N.L. Dinamometria de engate de três pontos para máquinas e implementos agrícolas. *Engenharia Agrícola*, Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v.16, n.1, p.30-34, 1996.
- [6] GEE CLOUGH, D. Selection of tyres sizes for agricultural vehicles. *Journal Agricultural Engineering Research*, v.25, p.261-278, 1980.

- [7] GEE CLOUGH, D., PEARSON, G., MCALLISTER, M. Ballasting whelled tractors to achieve maximum power output in frictional-cohesive soils. *Journal Agricultural Engineering Research*, v.27, p.1-19, 1982.
- [8] GODWIN, R.J., SEIG, D.A., ALLOT, M. Soil failure and force prediction for soil engaging discs. *Soil Use and Management*, v.3, n.3, p.106-114, 1987.
- 
- [9] GODWIN, R.J., SPOOR, G. Soil failure with narrow tines. *Journal of Agricultural Engineering Research*, v.22, p.213-228, 1977.
- [10] GRISSO, R.D., AL-HAMED, S.A., TAYLOR, R.K., ZOZ, F.M. Demonstrating tractor performance trends using lotus templates. *Transactions of ASAE*, American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, v.28, n.6, p.733-738, 1992.
- [11] GRISSO, R.D., PERUMPRAL, J.V. Review of models for predicting performance of narrow tillage tool. *Transactions of ASAE*, American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, v.28, n.4, p.213-228, 1985.
- [12] HETTIARATCHI, D.R.P., REECE, A.R. The calculation of passive soil resistance. *Geotechnique*, v.24, n.3, p.289-310, 1974.
- [13] HETTIARATCHI, D.R.P., REECE, A.R., WITNEY, B.D. The calculation of passive pressure in two-dimensional failure. *Journal of Agricultural Engineering Research*, v.11, n.2, p.89-107, 1966.
- [14] KOTZABASSIS, C., DOMIER, K.W. An approach for in-soil tractor performance prediction. *Winter Meeting*, American Society of Agricultural Engineers, Chicago, 29p, Paper 85-1555, 1985.
- [15] MCKYES, E. *Soil cutting and tillage*. 1<sup>a</sup> ed. Amsterdam: Elsevier Science Publishers B.V., 1985, 216p.
- [16] MCKYES, E., ALI, O.S. The cutting of soil by narrow blades. *Journal of Terra-mechanics*, v.14, n.2, p.43-58, 1977.
- [17] MOLINA JR., F.W., PINOTTI JR., M. Propagação de erros na predição da força de tração em tratores agrícolas. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE EN-

- GENHARIA AGRÍCOLA, 22, 1996, Bauru. *Resumos ... Jaboticabal*, Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 1996. McA 260.
- [18] PERUMPRAL, J.V., GRISSO, R.D., DESAI, C.S. A soil-tool model based on limit equilibrium analysis. *Transactions of ASAE*, American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, v.26, n.4, p.991-995, 1983.
- 
- [19] RIPOLI, T.C., DOURADO NETO, D., LANÇAS, K.P., RUMSEY, J. APS: Programa computacional para seleção e controle de máquinas e implementos agrícolas. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 22, 1996, Bauru. *Resumos ... Jaboticabal*, Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 1996. McA 063.
- [20] SOUZA, W.R. *Subsolador: influência de parâmetros geométricos na distribuição das forças*. Campinas, 1989. 108p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola, área de concentração Máquinas Agrícolas). Faculdade de Engenharia Agrícola, UNICAMP.
- [21] AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. Yearbook of Standards. 1995. St. Joseph, ASAE, 1995. 614p.
- [22] WISMER, R.D., LUTH, H.J. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. *Transactions of ASAE*, American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, v.17, n.1, p.8-14, 1974.
- [23] WITNEY, B.D. Ploughing performance predictor. In: LECTURE AND SEMINAR TRAINING SESSION, 1, 1985, Canoas, Iochpe Maxion, 1985,
- [24] ZOZ, F.M. Predicting tractor field performance. *Transactions of ASAE*, American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, v.15, n.2, p.249-255, 1972.
- [25] ZOZ, F.M. Predicting tractor field performance (updated). *Winter Meeting*, American Society of Agricultural Engineers, Chicago II, 15p, Paper 87-1623, 1987.