

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE CIÊNCIAS RURAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA**

**ANÁLISE DE DESEMPENHO EM TRAÇÃO DE RODADO
SIMPLES E DUPLO EM UM TRATOR AGRÍCOLA**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Ulisses Giacomini Frantz

**Santa Maria, RS, Brasil
2011**

ANÁLISE DE DESEMPENHO EM TRAÇÃO DE RODADO SIMPLES E DUPLO EM UM TRATOR AGRÍCOLA

por

Ulisses Giacomini Frantz

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, Área de Concentração em Mecanização Agrícola, Linha de Pesquisa de Projeto e Utilização de Máquinas Agrícolas, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Agrícola.

Orientador: Prof. José Fernando Schlosser, Dr. Eng.

Santa Maria, RS, Brasil
2011

F836a Frantz, Ulisses Giacomini
Análise de desempenho em tração de rodado simples e duplo em um trator agrícola / por Ulisses Giacomini Frantz. – 2011.
120 f. ; il. ; 30 cm

Orientador: José Fernando Schlosser
Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa Maria, Centro de Ciências Rurais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, RS, 2011

1. Engenharia agrícola 2. Trator agrícola 3. Rodados duplos 4. Tração
5. Pressão de insuflagem 6. Desempenho I. Schlosser, José Fernando II. Título.

CDU 631.372

Ficha catalográfica elaborada por Cláudia Terezinha Branco Gallotti – CRB 10/1109
Biblioteca Central UFSM

**Universidade Federal de Santa Maria
Centro de Ciências Rurais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada,
aprova a Dissertação de Mestrado

**ANÁLISE DE DESEMPENHO EM TRACÇÃO DE RODADO SIMPLES E
DUPLO EM UM TRATOR AGRÍCOLA**

elaborada por
Ulisses Giacomini Frantz

como requisito parcial para obtenção do grau de
Mestre em Engenharia Agrícola

COMISSÃO EXAMINADORA

José Fernando Schlosser, Dr. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Leonardo Nabaes Romano, Dr. (UFSM)
(Coorientador)

Paula Machado dos Santos, Dr. (URI)

Santa Maria, 18 de março de 2011.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho...

...aos meus amados pais Teófilo Francisco Guasina Frantz e Nádia Carmen Giacomini Frantz, que mesmo diante de tantas dificuldades, oportunizaram-me os melhores estudos e sempre colocaram seus filhos como suas prioridades, abdicando, muitas vezes, de seus sonhos para que os nossos fossem realizados. E pela educação, ensinamentos, dedicação, amor e carinho. A vocês, meu eterno muito obrigado.

...a meus irmãos Mariana Giacomini Frantz e Vinicius Giacomini Frantz, pelo companheirismo, amor, amizade, risos, apoio e, até mesmo, pelos desentendimentos, pois estes serviram para nosso aprendizado e para que fortalecessemos cada vez mais nossos laços familiares.

...a minha noiva Mariana Rodrigues Flores, pelo amor, carinho, companheirismo, convivência, compreensão e dedicação. Pelo seu ombro amigo, apoio e incentivo nos momentos difíceis, e em que pensei em fraquejar.

....a meus avós maternos Idalina Maria Varini Giacomini e Osmar Aurino Giacomini pelo amor, atenção, dedicação, ensinamentos, convivência e carinho.

...a meus avós paternos Lory Eptácio Frantz (*in memoriam*) e Beatriz Guazina Frantz (*in memoriam*), pelos ensinamentos, amor e dedicação que me proporcionaram, e que de alguma forma estão admirando essa minha conquista.

...a Magda Eradi Padilha (“Dadada”), pela educação, ensinamentos, dedicação e carinho.

AGRADECIMENTOS

A Universidade Federal de Santa Maria, instituição que me tornou um profissional;

Ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Agrícola, pela oportunidade de aperfeiçoamento profissional;

Ao Professor Dr. José Fernando Schlosser, pela orientação, ensinamentos e confiança durante este período;

Aos colegas, Gustavo Heller Nietiedt, Alexandre Russini, Rodrigo Lampert Ribas, Marcelo Silveira de Farias, André Luiz Casali, Daniel Uhry, Paula Machado dos Santos, Marivan Pinho, Eder Dornelles Pinheiro pelo convívio, companheirismo e demonstrarem na prática que independente da situação, a união faz a força;

Aos demais colegas de departamento Orly Robert Júnior, Pietro Furian Araldi, Ronaldo Carbonari, Leonardo Brondani, Marçal Elizandro Dornelles, Marcelino João Knob, Cláudio Roth, Paulo Florczak pela amizade e também pela contribuição no aprendizado;

Aos colegas Gustavo José Bonotto e Hendrigo Torchelsen Silveira (*in memorian*) pela amizade;

Aos funcionários técnico-administrativos, Alberi, Manoel Zeri e Sérgio, pela ajuda e companheirismo. Aos demais estagiários e funcionários do Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas (NEMA) e do Laboratório de Agrotecnologia agradeço pela convivência durante todo este período;

A empresa Marini S/A pelo empréstimo do Kit de Rodados Duplos, meu muito obrigado

Ao professor Hércules Nogueira pelo empréstimo do trator freio e Adalberto pela ajuda;

A Massey Ferguson pelo empréstimo do trator teste utilizado no experimento de campo.

RESUMO

Dissertação de Mestrado
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola
Universidade Federal de Santa Maria

ANÁLISE DE DESEMPENHO EM TRAÇÃO DE RODADO SIMPLES E DUPLO EM UM TRATOR AGRÍCOLA

AUTOR: ULISSES GIACOMINI FRANTZ
ORIENTADOR: PROF. DR. JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER
Santa Maria, 18 de Março de 2011.

Um dos maiores problemas do trator agrícola durante as diversas operações em que ele é utilizado é a dificuldade de se trabalhar nas mais diversas condições de umidade e tipos de solo afetando a sua capacidade de força de tração, consumo de combustível e patinamento. O que se tem observado é que, com o aumento da superfície de contato entre o pneu do trator agrícola e o solo, há a possibilidade de reduções dos índices de patinamento, desde que se compense com o respectivo aumento de peso sobre os rodados. Considerando a importância dos tratores agrícolas e características dos seus rodados pneumáticos em desenvolver força de tração e flutuação no solo, o presente trabalho analisou comparativamente o uso de rodado simples e rodado duplo no eixo traseiro de um trator agrícola dotado de tração dianteira auxiliar (TDA), com diferentes pressões de insuflagem dos pneus internos do trator e a uma pressão fixa no rodado externo da configuração de rodado duplo, para avaliação de desempenho em tração, utilizando-se como parâmetros de avaliação: a força disponível na barra tração, o consumo de combustível e o patinamento. Também foram avaliados indiretamente a pressão aplicada ao solo pelos rodados, transferência de peso, avanço cinemático, potência disponível na barra de tração, eficiência em tração, coeficiente dinâmico de tração. Foi verificado que o uso de rodado duplo aumenta a superfície de contato do pneu com o solo podendo chegar a 13 % de aumento dessa superfície, há incrementos da ordem de 4,35 % na força de tração na utilização de rodado duplo em relação ao rodado simples, aumenta-se em 7,5 % a potência disponível na barra de tração quando utilizado rodado duplo na pressão de 138 kPa. Não houve diferença no patinamento para ambos os rodados. Verificou-se também que a utilização de rodado duplo proporcionou maiores valores de eficiência em tração que para o rodado simples, sendo a maior eficiência de 72,8%. O tratamento que apresentou os melhores resultados nesta análise foi para a configuração rodado duplo na pressão de 138 kPa.

Palavras chave: Rodados duplos, pressão de insuflagem, desempenho, tração.

ABSTRACT

Master Thesis
Post-graduate Program in Agricultural Engineering
Federal University of Santa Maria

ANALYSIS OF TRACTION PERFORMANCE OF SINGLE AND DUAL TIRES IN AN AGRICULTURAL TRACTOR

AUTHOR: ULISSES GIACOMINI FRANTZ
ADVISER: PROF. DR. JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER
Santa Maria, 18 of March, 2011.

A major problem of agricultural tractor during several operations in which it is used is the difficulty of working in various moisture conditions and soil types affect your ability to traction force, slip and fuel consumption. What has been observed is that with increased contact surface between the tire of the tractor and the ground, there is the possibility of reductions in slippage, since it compensates with its increased weight on the wheels. Considering the importance of agricultural tractors and characteristics of pneumatic tires to develop traction force and the fluctuation in the soil, this study aimed at comparing the use of single and dual tires on the rear axle of a tractor equipped with front wheel assist (FWA) with different tire inflation pressures internal to the tractor and shot at a fixed pressure of the external configuration of dual tires, to assess performance in traction, using as parameters to assess the strength available: the drawbar pull, fuel consumption, the slip. Were also assessed indirectly by the pressure applied by the treads to the ground, weight transfer, forward kinematics, drawbar power, traction efficiency, dynamic coefficient of traction. It was found that the use of dual tires increases the contact surface of the tire with the soil may reach 13% increase from the surface, there are increments of 4.35% in the traction force on the use of dual tires in relation to the single increases in 7.5% of the available power at the drawbar when used double wheels at a pressure of 138 kPa. There was no difference in the slip to both axles. It was also found that the use of dual tires led to the highest efficiency in the drawbar that for the single, with the highest efficiency of 72.8%. The treatment produced the best results in this analysis was to run the setup dual tires with the pressure of 138 kPa.

Keywords: Dual tires, inflation pressure, performance, traction.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Composição do rodado pneumático: roda frontal de direção (I); roda traseira motriz (II)	23
Figura 2 - Partes constituintes do pneu.....	26
Figura 3 - Trator equipado com rodado simples e pneus do tipo R1 no eixo traseiro (a) e trator com rodado duplo e pneus do tipo R2 no eixo traseiro.....	29
Figura 4 - Sistema de forças envolvidas na condição dinâmica.....	33
Figura 5 - (a) Potência na barra versus patinamento; (b) Potência na barra versus força de tração na barra; (c) Força de tração versus patinamento.....	43
Figura 6 - Variação da eficiência em tração conforme o patinamento para três diferentes condições de superfície (Índice de cone - IC).....	49
Figura 7 - Visão da área gerada pelo software Google Earth.....	59
Figura 8 - Foto do local do experimento.....	60
Figura 9 - Coleta de amostras para determinação das análises físicas de solo destrutiva e não destrutiva (a), copo coletor de análises não destrutivas (b); anel com amostra não destrutiva (c); coleta de dados de penetrometria (d)	63
Figura 10 - Resistência média do solo à penetração no perfil de 0 a 600 mm da área experimental.....	64
Figura 11 - Cubo de roda (a) e cubo de roda acoplado à configuração rodado simples com instrumentação montada para verificação do patinamento das rodas (b)	67
Figura 12 - Passos para montagem do rodado duplo: a) substituição das porcas; b) colocação do cubo de roda; c) fixação dos parafusos aos tuchos; d) acoplamento dos rodados ao cubo de roda para formar a configuração rodado duplo	68
Figura 13 - Pesagem do trator teste: a) peso total; b) peso do eixo traseiro; c) peso do eixo dianteiro	69
Figura 14 - Solo e pneu sendo marcados com cal branca para delimitação da área de contato: a) marcação do rodado dianteiro; b) marcação do rodado traseiro	70
Figura 15 - Área de contato pneu-solo e trenas para verificação das medidas formadas pela largura e comprimento da elipse para posterior cálculo da área de contato	71

Figura 16 - Procedimento para verificação do raio dinâmico: a) Marcação do pneu com giz; b) contagem do número de voltas; c) marcação da última volta percorrida pela roda; d) aferição da distância	72
Figura 17 - Trator teste instrumentado com sensores de roda, fluxômetro, GPS e central de armazenamento de dados (<i>datalogger</i>).....	74
Figura 18 – <i>Datalogger</i> para armazenamento dos dados adquiridos pelos sensores.	75
Figura 19 - Sistema de engate e célula de carga para medição da força de tração (RUSSINI, 2009)	76
Figura 20 – Detalhe da roda dentada e sensor do tipo indutivo	77
Figura 21 - Barra de luzes	78
Figura 22 - Caixa de proteção e ligações do fluxômetro	79
Figura 23 -Trator teste tracionando trator freio.....	82
Figura 24 - Área de contato total dos pneus com o solo para rodado simples e rodado duplo	84
Figura 25 - Pressão aplicada ao solo pelo rodado simples e rodado duplo em função da pressão de insuflagem	86
Figura 26 - Peso dinâmico incidente no eixo dianteiro do trator teste para rodado simples e rodado duplo em função da pressão de insuflagem.....	87
Figura 27 - Peso dinâmico incidente no eixo traseiro para rodado simples e rodado duplo nas diferentes pressões de insuflagem	88
Figura 28 - Força de tração para os dois tipos de rodado em função da pressão de insuflagem.....	90
Figura 29 - Potência na barra de tração para rodado simples e rodado duplo nas diferentes pressões de insuflagem.....	93
Figura 30 - Curvas de tendência para força de tração versus patinamento de todos os tratamentos.....	95
Figura 31 - Força de tração versus patinamento para rodado duplo e rodado simples na pressão de 152 kPa	96
Figura 32 - Força de tração versus patinamento para rodado simples e rodado duplo na pressão de 138 kPa	97
Figura 33 - Força de tração versus patinamento para rodado simples e rodado duplo na pressão de 124 kPa	97

Figura 34 – Linha de tendência do consumo horário de combustível para rodado simples e rodado duplo nas diferentes pressões de insuflagem.	99
Figura 35 - Consumo específico de combustível para rodado simples e rodado duplo em função da pressão de insuflagem.....	100
Figura 36 - Consumo específico médio de combustível das diferentes configurações de rodado em função da pressão de insuflagem.....	101
Figura 37 - Eficiência em relação à resistência ao rolamento para rodado simples e rodado duplo	102
Figura 38 - Curvas de eficiência em tração versus patinamento para todos os tratamentos	105
Figura 39 - Patinamento versus eficiência em tração para os diferentes tipos de rodado para a pressão de 152 kPa	106
Figura 40 - Patinamento versus eficiência em tração para rodado simples e rodado duplo na pressão de 138 kPa.....	107
Figura 41 - Patinamento versus eficiência em tração para rodado simples e rodado duplo na pressão de 124 kPa.....	108
Figura 42 - Coeficiente dinâmico de tração para rodado simples e rodado duplo em função da pressão de insuflagem.....	109
Figura 43 - Coeficiente dinâmico de tração para rodado simples e rodado duplo nas pressões de 124 e 138 kPa respectivamente	110
Quadro 1 - Medida em campo dos parâmetros de dupla tração	38
Quadro 2 - Coeficientes de resistência ao rolamento e coeficiente dinâmico de tração para diferentes situações	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros físicos do solo da área experimental (Amostragem não-destrutiva).....	61
Tabela 2 - Parâmetros físicos do solo da área experimental (Amostragem destrutiva para parâmetros de granulometria e consistência)	62
Tabela 3 - Valores médios de umidade do solo da área experimental.....	63
Tabela 4 - Escalonamento de marchas do trator teste MF 4297	65
Tabela 5 - Medidas dos pneus utilizados no trator teste MF 4297	66
Tabela 6 - Pesagens do trator nas duas configurações de rodado e distribuição por eixo.....	69
Tabela 7 - Tratamentos executados no experimento de campo.....	83
Tabela 8 - Circunferência das rodas do trator teste obtidos com tração dianteira auxiliar ligada e desligada, para rodado simples e duplo, e para as pressões dos pneus de 124, 138 e 152 kPa.....	89
Tabela 9 - Relação mecânica e avanço cinemático para os diferentes tipos de rodados e pressões de insuflagem.....	89
Tabela 10 - Velocidade de deslocamento média para rodado simples e rodado duplo	92
Tabela 11 - Patinamento médio do eixo traseiro, para rodado simples e rodado duplo	94
Tabela 12 - Dados médios de resistência ao rolamento do trator teste	102
Tabela 13 - Eficiência em relação ao patinamento para rodado simples e rodado duplo	103
Tabela 14 - Eficiência em tração para rodado simples e rodado duplo.....	104

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 Trator agrícola	19
2.2 O trator como unidade energética	20
2.2.1 O trator como meio de tração.....	20
2.3 Pneus agrícolas	21
2.3.1 Rodados e pneus agrícolas.....	21
2.3.2 Medidas de identificação dos pneus	24
2.3.3 Partes constituintes dos pneus	25
2.3.4 Pressão de insuflagem dos pneus	27
2.4 Rodados duplos	28
2.5 Pressão aplicada ao solo pelos rodados	31
2.6 Dinâmica de tração para tratores agrícolas	32
2.6.1 Transferência de peso.....	32
2.6.2 Relação mecânica e de raios	34
2.6.3 Avanço cinemático	35
2.6.3.1 Conceitos sobre avanço cinemático	35
2.6.3.2 Medida dos parâmetros de dupla tração em campo.....	36
2.7 Tração.....	38
2.7.1 Capacidade de tração	39
2.7.2 Potência na barra de tração	40
2.8 Aderência e patinamento	42
2.9 Resistência ao rolamento	44
2.10 Consumo de combustível.....	45
2.11 Flutuação	47
2.12 Parâmetros de avaliação do desempenho em tração	47
2.12.1 Balanço de potências em tração	47
2.12.1.1 Potência perdida na transmissão (N_t).....	48
2.12.2 Eficiência em tração	48
2.12.3 Coeficiente dinâmico de tração	51

2.13 Influência do solo sobre o desempenho de tratores.....	52
2.13.1 Reação entre solo e rodado	52
2.13.2 Resistência à penetração.....	54
2.13.3 Desempenho de rodados em aplicação agrícola para tração	56
2.14 Avaliação do desempenho do trator.....	57
3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	59
3.1 Caracterização do local do experimento.....	59
3.1.1 Determinações realizadas no solo	60
3.2 Caracterização dos veículos utilizados no experimento	64
3.2.1 Trator teste.....	64
3.2.2 Trator freio.....	66
3.3 Montagem dos rodados	67
3.4 Determinações realizadas no trator teste	68
3.4.1 Pesagem do trator.....	68
3.4.2 Lastragem do trator.....	69
3.4.3 Área de contato dos pneus	70
3.4.4 Determinação do raio dinâmico.....	72
3.4.5 Resistência ao rolamento.....	73
3.4.6 Instrumentação eletrônica de aquisição de dados	73
3.4.6.2 Processamento dos dados	75
3.4.6.3 Força de tração.....	75
3.4.6.4 Sensores das rodas motrizes	76
3.4.6.5 Velocidade real do trator.....	77
3.4.6.6 Patinamento das rodas motrizes	78
3.4.6.7 Consumo de combustível	78
3.4.6.8 Fonte de energia do <i>datalogger</i>	80
3.5 Dados obtidos indiretamente	80
3.6 Procedimentos experimentais e estatísticos	80
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	84
4.1 Pressão aplicada ao solo.....	84
4.2 Transferência de peso	86
4.2.1 Peso dinâmico no eixo dianteiro	86
4.2.2 Peso dinâmico sobre o eixo traseiro	87

4.3 Circunferência de rolamento, relação mecânica e avanço cinemático	88
4.4 Potência na barra de tração	90
4.4.1 Força de tração	90
4.4.2 Velocidade de deslocamento	91
4.4.3. Cálculo e análise da potência em tração.....	92
4.5 Patinamento	93
4.6 Consumo de combustível.....	98
4.6.1 Consumo horário.....	98
4.6.2 Consumo específico.....	99
4.7 Eficiência em tração.....	101
4.7.1 Eficiência em relação à resistência ao rolamento	101
4.7.2 Eficiência em relação ao patinamento.....	103
4.8 Coeficiente dinâmico de tração	108
5 CONCLUSÕES	111
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	113

1 INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, com crescentes incrementos da população mundial, torna-se cada vez mais necessário a produção de alimentos para sua manutenção nutricional.

Segundo levantamentos da Companhia Nacional de Abastecimento CONAB (2010), na safra 2009/2010 foram cultivados 47,32 milhões de hectares (ha) de grãos no Brasil. As cinco principais culturas de verão (algodão, arroz, feijão, milho e soja) representam 85% da área total. A região Centro-Sul é responsável por 80,6% ou 38,16 milhões de hectares da área total, já a região Norte/Nordeste, representa 19,4% da área cultivada (9,17 milhões de hectares).

Diante destes dados expressivos de área de plantio e considerando que o trator agrícola é a base para a implantação dos cultivos agrícolas, é fácil apreciar-se a fundamental importância do mesmo para o estabelecimento dos cultivos agrícolas.

Devido aos altos custos de formação e implantação da lavoura, ressalta-se a importância de gerenciar adequadamente a atividade agrícola visando maximizar o lucro, ou em anos atípicos, minimizar prováveis prejuízos. É sabido que os custos com a mecanização da atividade agrícola podem situar-se em torno de 20 a 40% do custo total de produção, dependendo da cultura e a intensidade do uso da mecanização. Estes custos que são relacionados à realização de um conjunto de operações dependem da cultura a ser implantada. Essa série de operações está inteiramente relacionada com a necessidade de se realizar preparo de solo, semeadura, tratamentos culturais e demais operações que na maioria das vezes é utilizado o trator agrícola, o que demonstra e reforça a importância desta máquina no sistema produtivo e, conseqüentemente no montante total dos custos de produção.

Pelos altos custos na produção de grãos e pelas adversidades climáticas, torna-se necessário executar as operações com alta eficiência, demandando equipamentos com grande largura e conseqüentemente alta força de tração o que exige em contrapartida que os tratores desempenhem sua função de elemento de tração com igual rendimento. Quando se buscam soluções para melhorar este desempenho de tração, uma das alternativas que surge é o aumento da superfície de contato do pneu com o solo, o que possibilita o aumento de peso. Para isso, uma

solução bastante viável é o uso de rodados duplos, que melhoram a interação roda-solo passando a ser uma alternativa de solução. No entanto é necessário o desenvolvimento de estudos mais complexos sobre configurações de rodados duplos e sua possibilidade em aumentar a eficiência em tração em operações agrícolas.

Segundo Mialhe (1980) o rodado pneumático de um trator agrícola é constituído por: cubo da roda, aro, pneu e câmara de ar. O rodado duplo é uma configuração de rodados que utiliza no mesmo lado do eixo do trator são colocados dois rodados pareados e acoplados por meio de um sistema de cubo, engate com flanges ou outra forma de adaptação.

Um dos maiores problemas do trator agrícola na sua utilização nas operações das diversas culturas é a dificuldade de se trabalhar nas mais diversas condições de umidade e tipos de solo afetando a sua capacidade de força de tração, consumo de combustível e patinamento. O que se tem observado na prática é que, com o aumento da superfície de contato entre o pneu do trator agrícola e o solo, há a possibilidade de reduções dos índices de patinamento, aumento na disponibilidade de força de tração e conseqüentemente a diminuição do consumo de combustível por área, uma vez que operações agrícolas são dependentes da disponibilidade de tempo para trabalho. Mas é necessário entender que o ganho de eficiência só ocorrerá se o aumento da área de contato for acompanhado de um aumento no peso sobre o rodado, mantendo-se ou aumentando-se a pressão do rodado sobre o solo. Aumentando a pressão, com a manutenção do peso, somente favorecerá a flutuação e prejudicará a tração.

A colocação de rodados duplos surge como uma possível alternativa para melhorar essa relação roda-solo, aumentando a eficiência em tração e uma série de outros parâmetros de desempenho do trator que devem ser avaliados. Mesmo havendo intenso estudo desse assunto em países europeus e nos Estados Unidos, no Brasil estes ainda são insuficientes.

Considerando a importância dos tratores agrícolas e características dos seus rodados pneumáticos em desenvolver força de tração e flutuação no solo, o presente objetivou analisar comparativamente o uso de rodado simples e rodado duplo no eixo traseiro de um trator agrícola dotado de tração dianteira auxiliar (TDA), com diferentes pressões de insuflagem dos pneus do trator e com a mesma pressão nos pneus externos da configuração de rodado duplo.

Os objetivos específicos foram determinar diretamente a força de tração exercida pela barra de tração do trator quando estiver tracionando o trator freio, o patinamento das rodas motrizes; consumo de combustível e a velocidade de deslocamento do trator. Indiretamente determinar a superfície de contato do pneu com o solo; verificar a eficiência em tração, potência na barra de tração, distribuição dinâmica de peso, avanço cinemático, consumo específico de combustível e coeficiente dinâmico de tração das duas configurações de rodado e em três diferentes pressões de insuflagem.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Trator agrícola

Foi por volta do ano de 1850 que as intenções de obter um automotor capaz de realizar trabalho de tração que pudesse substituir e também melhorar a disposição dos animais de trabalho usados até então. Terminaram por popularizar a combinação de duas palavras do idioma inglês com as que deram origem a esta inovação: Motor de tração (TRACtion moTOR) ou trator (SIMONE et al., 2006)

Segundo a ASAE (1995) - *American Society of Agricultural Engineers* - o trator agrícola é uma máquina de tração projetada e inicialmente recomendada para proporcionar potência aos implementos agrícolas, logo, denota-se primordial importância ao uso do trator agrícola como formador principal dos moldes da agricultura moderna servindo como uma versátil fonte de potência no intuito de proporcionar maior dinâmica aos implementos agrícolas.

A tração é uma força proveniente da interação existente entre um dispositivo de autopropulsão, tal como a roda e o meio no qual age este dispositivo. A tração dos tratores depende fundamentalmente das características dos rodados e do solo agrícola devendo ser suficiente para que vença a resistência oferecida para a movimentação do próprio trator, bem como, deslocar a carga imposta à barra de tração nas velocidades requeridas para trabalho (MIALHE, 1980).

Segundo OCDE (2007), os tratores agrícolas são veículos autopropelidos de rodas, com pelo menos dois eixos ou com esteiras, desenhados principalmente para cumprir o propósito de tracionar reboques, implementos e ferramentas e máquinas agrícolas e, quando necessário, proporcionar a potência necessária para que estes trabalhem parados ou em movimento. Ainda, Mialhe (1980) descreve que a área de contato do rodado com o solo constitui um dos mais importantes fatores para o estudo da tração.

2.2 O trator como unidade energética

O motor do trator agrícola transforma parte da energia proveniente da queima do combustível em trabalho mecânico, e através do sistema de transmissão, este trabalho mecânico se converte em trabalho útil podendo ser utilizado nas mais diversas atividades agrícolas (SCHLOSSER, 1996).

O trator agrícola pode ser utilizado nas mais diversas atividades agrícolas, de diferentes formas de acordo com o tipo de trabalho que lhe é exigido. Com isso, a potência a ser disponibilizada pode ser de três formas, descritas nas seções subsequentes.

2.2.1 O trator como meio de tração

O trator como meio de tração é sem dúvida, a maneira mais utilizada para o trabalho. Mesmo que esta não seja uma forma eficiente em termos de rendimento energético, é a que mais se adapta ao trabalho de campo no modelo de agricultura atual.

Segundo Schlosser (1996) o trator desenvolve na barra de tração, uma força horizontal, ou mesmo com pequena inclinação no sentido de seu avanço e, por meio desta e da velocidade de deslocamento, oferece determinada potência ao implemento ou máquina agrícola.

O trator sendo utilizado como meio de tração possui alguns problemas técnicos e funcionais, sendo que a tração só se torna possível devido à aderência dos órgãos de propulsão ao solo, assim como, pelas características de reação e físico-mecânicas do terreno.

A aderência segundo o mesmo autor, é uma interação resultante que se cria entre as rodas e o terreno produzida por forças que estão localizadas em diferentes pontos da zona de contato entre ambos. Da mesma forma, tem a direção igual a do avanço e está localizada no centro desta zona.

Ainda, aderência é uma variável que depende da carga total que é a parte do peso que está sobre o eixo ou os eixos motores, como também da natureza e

condição da zona de contato roda-solo. A carga total, também denominada de peso aderente, depende da distribuição de peso do trator, condicionada pelo desenho e por suas condições de trabalho. No caso de tratores com tração nas rodas traseiras, é a parte do peso que fica sobre o eixo traseiro em operação. Nos tratores de duas rodas motrizes e tração dianteira auxiliar (TDA), todo o peso é considerado aderente, pois os dois eixos são motores e exercem tração. Outro item que é capaz de ajudar a aumentar a aderência são as garras dos pneus, uma vez que incrementam o coeficiente de aderência ao apoiar-se em um solo mais consistente, mesmo quando o peso aderente é o mesmo. Quando a garra penetra completamente no solo sem que ocorra a limitação da superfície de contato roda-solo, é onde se consegue a maior eficiência (GEE-CLOUGH et al., 1977).

Outras formas de utilização do trator agrícola seriam como fonte de potência estacionária e fonte de potência móvel, sendo menos usual e restringindo-se ao uso da potência por meio da tomada de potência (TDP).

Há uma série de fatores que estão ligados ao rendimento do trator na barra de tração. Em primeiro lugar está a potência disponível no motor, em seguida, o peso incidente em suas rodas motrizes, o tipo de engate do implemento que está utilizando e a superfície do solo que se está trabalhando, além da relação solo-pneu que através do patinamento é responsável pelo consumo de uma parte muito importante desta potência disponível no eixo das rodas motrizes e que é perdida (SCHLOSSER, 1996).

2.3 Pneus agrícolas

2.3.1 Rodados e pneus agrícolas

A primeira forma de roda que se tem notícia data cinco mil anos antes de Cristo por povos mesopotâmicos, mas separada de sua possível função que é o movimento de um veículo ou de uma máquina sobre o terreno, isto é, a locomoção, que é o resultado da roda ser capaz de promover sustentação, direção e propulsão. A roda primitiva somente cumpre uma das funções da locomoção: a sustentação.

Depois desse período, com os avanços de tecnologia ao longo de milhares de anos, já com o desenvolvimento de produtos do metal é que surgem as primeiras rodas com o propósito de resolver o problema da locomoção em terreno natural. Primeiramente a roda proporcionava tradicionalmente o transporte de produtos do campo à cidade, e aos poucos começou a ser utilizada na mecanização agrícola. Os primeiros arados eram dotados de rodas metálicas que ajudam em seu trabalho, posteriormente as primeiras máquinas semeadoras, ceifadoras, trilhadoras e colhedoras de arrasto utilizando tanto rodas metálicas quanto de madeira protegida por um aro metálico. Os primeiros tratores também utilizavam rodas metálicas dotadas de garras como elemento de locomoção, mas a impossibilidade de circular em estradas, o dano sobre as estradas e o afundamento em solo macio fazem buscar outros materiais para a roda do trator (MÁRQUEZ, 1990).

A aparição do pneu que converteu a roda em algo mais adequado para encarregar-se da propulsão, inclusive em terreno natural. Foi em 1845 que Thomson patenteia o primeiro pneu. Já em 1848 Goodyear descobre a vulcanização da borracha, e no mesmo ano na Alemanha, ocorre a introdução de lonas na estrutura do pneu. Em 1889 Dunlop na Irlanda cria o primeiro pneu real e um pouco mais tarde Michelin inventa o primeiro pneu desmontável e generaliza o emprego da câmara de ar, e a indústria automobilística que lucra com seu prodigioso desenvolvimento. Michelin em 1948 cria o pneu de construção radial e que somente na década de 70 ganha alguma expressão na agricultura na Europa e nos EUA. A borracha natural, o minério de enxofre, o algodão e o aço dos primeiros pneus foram sendo substituídos ao longo do tempo por derivados da indústria de petróleo (MÁRQUEZ, 1990).

Segundo Neujahr (1999) a roda tem como seu princípio de funcionamento rodar sobre o seu próprio eixo conferindo movimento e/ou transmitindo-o a um determinado elemento e, se este giro ocorre sobre uma superfície, denominamos de rolamento da roda. A roda utilizada nos veículos tem como principais funções: apoiar o peso do veículo sobre o terreno, sustentar este peso com a mínima penetração de recalque, transmitir a força oriunda do torque aplicado ao eixo na região de interação e proporcionar dirigibilidade ao veículo. Quanto ao seu estado durante o período de deslocamento, a roda pode se encontrar em três diferentes condições: conduzida, autopropelida e motriz. A roda conduzida tem como função facilitar o movimento do veículo auxiliando seu deslocamento sobre a superfície sem promover a propulsão,

com uma resistência ao avanço denominada resistência ao rolamento. A roda autopropelida recebe um torque ou potência proveniente do motor, tal que seja suficiente para superar a resistência ao rolamento, já a roda motriz recebe um torque que supera a resistência ao rolamento utilizando as forças de reação do solo para promover o deslocamento do veículo e promover força de tração extra. Com isso é possível verificar a importância que o rodado tem na agricultura para promover movimento.

Rodado é a designação genérica dada ao conjunto de órgãos que asseguram a característica veicular ao trator (MIALHE, 1980). Ainda, o mesmo autor descreve que o rodado dos tratores agrícolas tem como funções principais: assegurar equilíbrio estável e vão livre compatível com as condições de trabalho agrícola, possibilitar a autopropulsão e o direcionamento e, desenvolver esforço tratório. Para que possam cumprir tais funções foram estabelecidos dois tipos básicos de rodados: rodado pneumático e rodado de esteira. O rodado do tipo pneumático conforme o mesmo autor é composto por: cubo da roda, aro, pneu e câmara de ar.

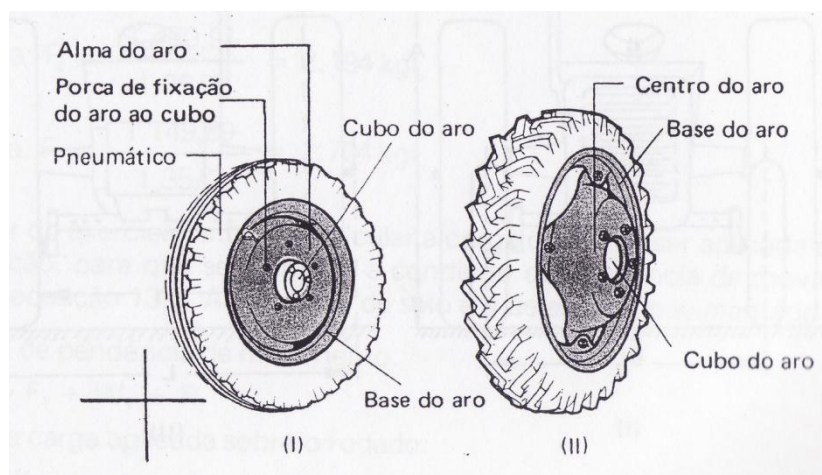


Figura 1 – Composição do rodado pneumático: roda frontal de direção (I); roda traseira motriz (II)

Fonte: Süssmann (1975 apud MIALHE, 1980)

2.3.2 Medidas de identificação dos pneus

Devido a diversidade de condições a que são submetidos os pneus em áreas agrícolas, há necessidade dos fabricantes oferecerem uma diversidade de produtos, o que possibilita ao agricultor escolher a que melhor se adapte a sua realidade. Isso faz com que seja necessária uma identificação padronizada e de fácil entendimento. Mundialmente esta padronização é seguida e sua identificação gravada na lateral do pneu (NEUJAHN, 1999). Schlosser (1997) descreve que essa designação segue uma seqüência que foi se modificando ao longo dos anos, a qual é descrita a seguir:

A primeira designação que surgiu foi:

15-26

15: largura da roda em polegadas;

26: diâmetro da roda, em polegadas.

Anos mais tarde foram necessárias mais informações referentes ao pneu como largura da seção e pressão recomendada modificando-se a denominação para:

18.4/15-26

18.4: largura do pneu em sua parte mais larga, em polegadas;

15: largura da roda em polegadas;

26: diâmetro da roda, em polegadas.

A adoção de novas tecnologias fez necessária a adoção de uma nova denominação:

23.1 R26 142 A8*

23.1: largura da seção do pneu, em polegadas;

R: tipo de construção da carcaça (radial);

26: diâmetro da roda, em polegadas;

142: índice de carga (fornecido em tabela específica);

A8: código de velocidade (fornecido em tabela específica);

*: pressão interna de referência de 160 kPa.

Atualmente a designação dos pneus recebeu novas unidades de medida que acompanham as estabelecidas pelo Sistema Internacional de Medidas, além de modificações em nível construtivo dos pneus.

650/75 R 26 166 A8 Tubeless

650: largura da seção dos pneus, em milímetros;

75: perfil ou relação de forma ($l = \text{largura/altura}$);

Tubeless: designação utilizada quando o pneu não necessita de câmara de ar.

Ellis (1977), cita que como identificação do pneu ainda existe no flanco a designação da altura das garras da banda de rodagem que podem ser: R1, R2, R3, R4. Onde o primeiro dígito indica o tipo de pneu R (rear – traseiro) e o dígito seguinte indica a altura da garra, no qual o número 1 se relaciona a altura padrão da banda padrão que possui 33 mm, 2 indica altura entre 80 a 110% maior que a banda padrão. Os números 3 e 4 são utilizados em pneus para transporte e indicam alturas entre 46 a 66% e 68 a 81% da altura de R1 respectivamente.

2.3.3 Partes constituintes dos pneus

Avaliando de uma maneira geral os pneus são compostos de talões, flancos, carcaça e banda de rodagem (Figura 2).

Os talões são constituídos internamente por fios de aço cobreado sendo as lonas ancoradas neles. Referem-se a parte do pneu moldada para se adaptar ao aro impedindo seus movimentos independentes. Mialhe (1980) aponta que o talão é a parte do pneu que está encaixada na flange do aro, que não se encontra em contato com o solo e tem a função de impedir movimentos relativos entre o pneu e o aro. Compreende-se por flancos a parte do pneu que fica entre a banda de rodagem e o talão.

Mialhe (1980) descreve que a banda de rodagem é a parte do pneu que entra em contato direto com a pista de rolamento da estrada ou o solo e, juntamente com os flancos, protegem a carcaça contra agentes externos. Essa banda de rodagem possui sulcos, ranhuras e saliências para que seja proporcionada uma conveniente aderência do pneu ao solo. Com relação a classificação dos pneus agrícolas, o mesmo autor classificou-os em 3 categorias de acordo com a banda de rodagem: pneus de tração, de direcionamento e de rolamento livre. Os pneus de tração têm o desenho da banda de rodagem especialmente projetado para reduzir ao mínimo o

patinamento. O formato e as dimensões das garras determinam suas diferentes condições de utilização.

Pirelli (1998) salienta que a carcaça é formada por lonas emborrachadas compostas de resistentes lonas que são dispostas de talão a talão. As lonas retêm o ar sob pressão e suportam o peso total do veículo, além de serem responsáveis por resistir a todas solicitações estáticas e dinâmicas a que o pneu é submetido.

A carcaça pode ser constituída de um tecido de algodão, náilon ou rayon e pode, em certos casos, utilizar fios e cabos metálicos. O número de lonas é a medida de resistência ao rompimento do material sob pressão, bem como, define a máxima pressão interna a ser utilizada no pneu (MÁRQUEZ, 1990).

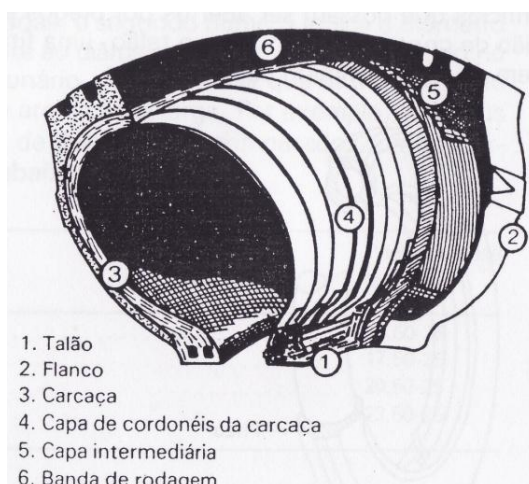


Figura 2 - Partes constituintes do pneu

Fonte: Süssmann (1975 apud MIALHE, 1980)

2.3.4 Tipo de construção

A construção de um pneu radial difere substancialmente da de um diagonal, pois no último as telas (lonas) estão dispostas em forma diagonal de talão à talão. No entanto em um pneu radial a disposição é de 90 graus em relação à direção de avanço (SIMONE et al. 2006).

O mesmo autor descreve que os pneus radiais possuem bandas de reforço na área de contato com o solo. Esses reforços regulam a deformação e estabilizam as

agarradeiras quando entram em contato com o solo. Ao dispor nos flancos de um menor número de telas de reforço os mesmos são mais elásticos e deformáveis.

Os pneus diagonais ao ter um conjunto homogêneo de telas dispostas junto de toda a carcaça em forma diagonal ao sentido de avanço produzem uma transmissão de todas as deformações à banda de rodagem.

2.3.4 Pressão de insuflagem dos pneus

Para Márquez (1990) o aumento da carga e da pressão interna do pneu faz aumentar a pressão sobre o solo podendo alcançar valores 1,2 vezes maior que a pressão de insuflagem. Já o aumento da deformação do solo como consequência da carga faz aumentar a resistência da roda ao rolamento.

A uma mesma carga, com a diminuição da pressão de insuflagem, é aumentada a área de contato crescendo o coeficiente de aderência, o que é uma vantagem em terrenos de baixa capacidade de suporte (MÁRQUEZ, 1990)

De acordo com a pressão interna do pneu as suas características dimensionais são alteradas, entre elas o raio estático, raio dinâmico, diâmetro geral, seção largura do pneu e a deflexão (FERREIRA et al., 2000a).

O ar contido no interior do pneu é que vai fazer com que o mesmo suporte as cargas e é a sua pressão interna a responsável para que execute tarefas mais ou menos eficientemente.

A pressão interna conforme Mialhe (1980) é um fator importante para o desempenho e a manutenção dos pneus agrícolas, sendo que as pressões recomendadas variam de acordo com o número de lonas e a carga sobre o pneu.

Goodyear (1990) afirma que a menor pressão interna proporciona melhores índices de tração em algumas condições de solo. Isso não é o caso da maioria das situações, não compensando riscos de danos aos pneus porque os mesmos são projetados para que se possa transportar uma determinada carga a certa pressão interna, quando são montados sob certo modelo de aro. Nessas condições sim, são assegurados o seu bom desempenho.

A pressão interna dos pneus pode ser variada dentro de certos limites que são fixados pela pressão mínima para que o pneu não gire em relação ao aro, e/ou

não provoque deflexão excessiva. Do mesmo modo pela pressão máxima, que pode ser função de dois fatores: a máxima pressão que a carcaça do pneu pode suportar e a que resulta numa pressão aplicada ao solo não superior à pressão de pré-consolidação, evitando assim a compactação adicional ao solo. Além disso, a pressão máxima sempre deve estar fixada em função do peso dinâmico máximo que o pneu pode suportar e a pressão mínima varia em função da carga, velocidade e das condições de superfície do terreno (KNOB, 2010).

2.4 Rodados duplos

A configuração rodado simples consta no trator com apenas um rodado por extremidade de eixo. A adição de mais um rodado a um trator em sua configuração simples é que irá originar a configuração rodado duplo (Figura 3). Essa adição pode ser realizada por meio de um *kit* para acoplamento entre os rodados (duplagem ou filipagem¹). Normalmente, essa adaptação pode ser realizada através de um cubo preso ao aro do trator por meio de porcas de acoplamento. Também pode ser realizada por meio de uma estrutura metálica responsável pela fixação entre a parte externa dos aros que irão formar a configuração rodado duplo. Outra maneira existente é a realização do acoplamento do rodado externo ao eixo por meio de uma extensão do próprio eixo do trator. Os dois últimos tipos de acoplamento citados são mais comumente utilizados em culturas de terras altas

No Rio Grande do sul, nas áreas de produção de arroz irrigado é muito difundido o acoplamento do rodado externo ao rodado interno do trator por meio de um extensor de adaptação onde a fixação é realizada por meio de porcas e arruelas de pressão.

As dimensões dos pneus utilizados nos rodados duplos podem ser diferentes ou as mesmas. No primeiro caso é uma característica da região sul do país, onde pode-se ter no rodado interno pneu de dimensões 23.1-30 e externo 18.4-34 onde este tem diâmetro inferior ao rodado externo, o que acarreta que o rodado externo somente irá entrar em contato com o solo nas situações que necessitem da atuação

¹ Ato de executar a montagem dos elementos que vão consolidar a configuração rodado duplo.

desse (operações em solo agrícola) e não tocando o solo em terreno pavimentado. Quando são utilizados rodados de mesmas dimensões no eixo do trator, estes sempre estarão em contato com o terreno.

Os rodados duplos têm vantagem que o trator uma vez concluídas as tarefas de alta demanda de tração ou alta sensibilidade à compactação, pode voltar a sua configuração simples para realizar outras operações (SIMONE et al., 2006).

O principal objetivo na utilização de rodados duplos é um possível aumento da superfície de contato do pneu com o solo e também diminuição da pressão exercida pelo pneu ao solo.



Figura 3 - Trator equipado com rodado simples e pneus do tipo R1 no eixo traseiro (a) e trator com rodado duplo e pneus do tipo R2 no eixo traseiro

Aumentar as dimensões do pneu, mantendo o mesmo diâmetro externo não apresenta vantagens se a carga sobre o pneu é mantida a mesma. Contudo, quando é aumentado o seu diâmetro externo e largura, há tendência de pequeno incremento na potência disponível na barra de tração e maior eficiência na aplicação de forças ao solo. Esses resultados não devem ser extrapolados para os materiais que existem atualmente, pois com os avanços tecnológicos destes produtos lhes garantem características que podem proporcionar resultados diferentes (REED, 1955 apud NEUJHR, 1999).

Clark & Liljedahl (1969) comparando rodados simples e duplos utilizando pneus pequenos fizeram testes em solo artificial e concluíram que a performance em

tração do rodado duplo foi maior que o do rodado simples em solo macio. Em solo firme, o rodado duplo não foi melhor, em pressões inferiores as do rodado simples.

Nas operações agrícolas os implementos montados ou semi montados permitem que ocorra a transferência de peso do implemento e da parte dianteira do trator para os pneus traseiros a fim de aumentar a tração (BUCKINGHAM, 1976).

Kraving (1986) resume as vantagens dos pneus radiais em relação aos diagonais como segue: aumento da área de contato do pneu com o solo, adicional eficiência em tração, redução do patinamento, mais suavidade no trajeto do campo e aumento da economia de combustível. Grisso et al. (1992) complementa essa idéia relatando que em condições de solo firme são reduzidas as vantagens dos pneus radiais.

Ao desenvolver experimentos de campo com rodado simples e rodado duplo Hutching (1983) concluiu que a diferença de rendimento entre rodado simples e duplo era pequena quando comparados no mesmo nível de lastragem. Já Jurek e Newendorp (1983) encontraram uma melhora de apenas 3 a 6% em média na economia de combustível quando utilizado rodado duplo em relação ao rodado simples em um trator com apenas um eixo motriz em solo preparado e não preparado.

Conduzindo estudos de campo em trator com tração dianteira auxiliar (TDA) configurado com rodado simples e rodado duplo Kucera et al. (1985) verificaram que, em solo não revolvido com resteva de trigo, o trator equipado com rodado simples foi mais eficiente que o trator equipado com rodado duplo. Enquanto que Bashford et al. (1987) conduzindo experimentos de campo para avaliar o uso de rodado simples e rodado duplo concluíram que o uso de rodado duplo em relação ao rodado simples promoveu pequenas vantagens em termos de performance do trator em superfícies com palha de trigo.

Clark e Liljedahl (1969) ao compararem o rodado simples e o rodado duplo perceberam que a performance do rodado duplo foi melhor que do rodado simples em solo macio, enquanto em solo firme, não houve diferença significativa entre as duas configurações. McLeod et al. (1969) reforçou esta idéia afirmando que o rodado duplo geralmente melhora a performance comparado com o rodado simples, entretanto, a diferença foi menos pronunciada no solo argiloso do que no solo arenoso.

Em outro estudo, Sümer e Sabanci (2005) compararam um trator com TDA em duas diferentes configurações: rodado simples e rodado duplo, e dois tipos de pneus: radial e diagonal em cada uma das duas configurações, assim como dois tipos de solo: argiloso e franco arenoso. Os autores concluíram que os pneus radiais promoveram ligeira vantagem sobre os diagonais, uma vez que a eficiência em tração foi aumentada em 3,44%, enquanto o consumo específico de combustível decresceu 3,08%, na média entre radial comparado com diagonal. Quando operando com rodado duplo, em vez de rodado simples, a eficiência total do trator aumentou em 14,73% enquanto o consumo específico de combustível decresceu 12,77% na média e o patinamento reduziu 34%. Ainda, o melhor resultado foi obtido com a configuração rodado duplo e pneus radiais porque maximizou a eficiência total do trator, teve menor consumo específico de combustível e mínimo patinamento na interação entre os dois tipos de solo.

2.5 Pressão aplicada ao solo pelos rodados

Mialhe (1980) salienta que os componentes do rodado dos tratores que atuam diretamente sobre o solo exercem uma pressão cuja magnitude é determinada pela carga suportada pelo rodado e pela área da superfície de contato. Desse modo, segundo o mesmo autor, a pressão média aplicada pelo rodado ao solo pode ser descrita pela equação 2:

$$P_m = \frac{W}{S} \quad (2)$$

Onde:

P_m é a pressão média aplicada ao solo pelo rodado ($N.cm^{-2}$);

W é a carga suportada pelo rodado (N) e;

S é a superfície de contato do rodado (cm^2).

2.6 Dinâmica de tração para tratores agrícolas

2.6.1 Transferência de peso

A caracterização ponderal e dimensional é aquela que fornece os efeitos resultantes da interação entre as dimensões e a distribuição de massas do trator resultando em duas situações bem definidas. Uma, conhecida como distribuição estática do peso sobre os eixos do trator, é considerada com o trator parado. Ao contrário, quando o trator entra em movimento ocorrem transferências de pesos entre os eixos, sendo denominada distribuição de pesos dinâmica, a qual deve ser considerada no momento da avaliação de desempenho de um trator, ao contrário da estática (MIALHE, 1996).

O peso estático de um trator caracteriza-se pela força total normal ao plano da superfície exercida sobre o elemento de tração ou transporte em posição estacionária sobre um solo horizontal e com tração líquida zero ou torque nulo. Já o peso dinâmico do trator é a força total normal ao plano da superfície exercida sobre o elemento de tração ou transporte nas condições de trabalho. Na condição dinâmica sobre a distribuição de pesos do trator outras forças interferem, como é o caso do esforço de tração desenvolvido na barra de tração ou engate tripontual, da resistência ao rolamento das rodas e do torque de rotação da roda. Outros fatores que influenciam na distribuição são o ângulo de inclinação do terreno e ângulo de inclinação da força de tração na barra (SCHLOSSER, 1997).

Conforme Knob (2010), devido à transferência de peso durante a operação de campo, mesmo em um trator com a mesma configuração de pneus no eixo dianteiro e traseiro (tratores 4x4 integral), o peso dinâmico nos pneus será, provavelmente, diferente entre os eixos requerendo pressões diferentes nos pneus.

Ao analisar a condição de equilíbrio de tração, Linares (1996) afirmou que o peso dinâmico sobre os eixos se modifica continuamente em função das condições de trabalho a que são submetidos os tratores. Para a autora, a resistência do terreno ao suportar forças tangenciais é função da carga axial (peso) e a capacidade de tração é dependente desses fatores, e interessa ter peso aderente suficiente nas rodas motrizes para a força que se deseja produzir.

A mesma autora caracteriza a transferência de peso como sendo a diminuição do peso de um eixo em benefício de outro.

O cálculo da distribuição de peso pode ser efetuado por meio de equações de equilíbrio das forças e dos momentos. Esses componentes de força e momentos da condição dinâmica de um trator exercendo tração na barra podem ser visualizados na Figura 4.

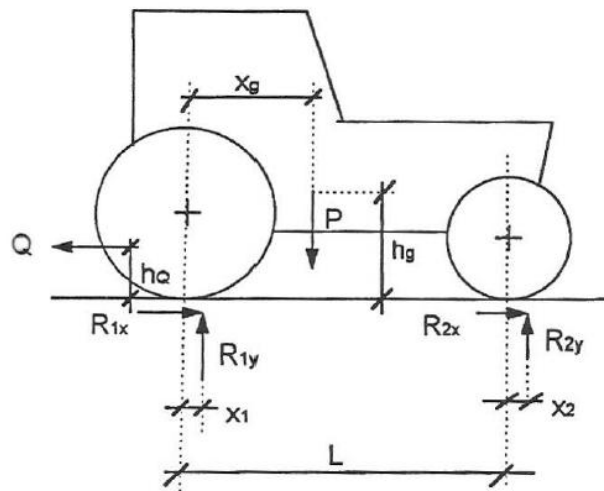


Figura 4 - Sistema de forças envolvidas na condição dinâmica

Fonte: Linares (1996)

As equações para o cálculo da transferência de peso entre os eixos na condição dinâmica em tração conforme Linares (1996) são:

$$\Sigma F=0 \quad \begin{cases} P=R_{1y} +R_{2y} \\ Q=R_{1x}+R_{2x} \end{cases} \quad \text{Equilíbrio de forças} \quad (3)$$

$$\Sigma Mo=0$$

$$P \cdot X_g - R_{1y} \cdot X_1 - R_{2y} \cdot (L+X_2) - Q \cdot h_Q = 0 \quad \text{Equilíbrio de momentos} \quad (4)$$

$$\begin{cases} R_{2y} = \frac{P \cdot X_g}{L} - \frac{M_k}{L} - \frac{Q \cdot h_Q}{L} \\ R_{1x} = \frac{P \cdot (L - X_G)}{L} + \frac{M_k}{L} + \frac{Q \cdot h_Q}{L} \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{Reação das forças verticais} \\ \end{array} \quad (5)$$

$$M_k = R_{1y} \cdot X_1 + R_{2y} \cdot X_2 \quad \text{Resistência ao rolamento} \quad (6)$$

Em que:

P é o peso do trator

Q é a força horizontal de tração

L é a distância entre eixos

R_{1x} e R_{x2} são as reações horizontais do solo

R_{1y} e R_{2y} são as reações verticais do solo

h_g é a altura do centro de gravidade

X_g é a abscissa do centro de gravidade

h_Q é a altura do ponto de engate

M_k é a resistência ao rolamento

ΣF é a resultante das forças

ΣM_o é a resultante dos momentos

2.6.2 Relação mecânica e de raios

Linares et al. (2006) descrevem que a relação entre velocidades angulares dos eixos dianteiro e traseiro, é representada pela equação 7:

$$RM = \frac{w_2}{w_1} \quad (7)$$

Onde:

w_1 é a velocidade angular do eixo dianteiro e;

w_2 é a velocidade angular do eixo traseiro.

Os mesmos autores descrevem que a relação de raios é a relação entre os raios das rodas traseiras e dianteiras, descrita na fórmula seguinte:

$$RR = \frac{r1}{r2} \quad (8)$$

Onde:

r1 é o raio das rodas traseiras e;

r2 é o raio das rodas dianteiras.

2.6.3 Avanço cinemático

2.6.3.1 Conceitos sobre avanço cinemático

De acordo com Ferreira (1999), quando a tração dianteira auxiliar (TDA) é acionada, ocorre uma ligação rígida entre os eixos, o que leva a uma relação constante entre as velocidades angulares dos eixos. Esta relação constante é denominada de avanço cinemático.

Conforme Linares et al. (2006) o avanço é o quociente da velocidade de avanço da roda dianteira em relação à traseira e é designado pela letra “a”, a qual depende da relação mecânica e dos raios das rodas. Os mesmos autores relatam que esse é capaz de expressar o adiantamento (ou o atraso) da roda dianteira em relação a traseira, quando $a > 1$ a velocidade da roda dianteira é superior a da traseira. As velocidades podem ser teóricas ou reais dependendo dos raios utilizados.

$$a = \frac{vt2}{vt1} = \frac{w2 \cdot r2}{w1 \cdot r1} = \frac{RM}{RR} \quad (9)$$

Não se aplica aos raios sem carga por tratar-se de uma condição estática em que $w2=w1=0$

Onde:

“a” é o avanço cinemático;

vt1 é a velocidade teórica das rodas traseiras e;

vt2 é a velocidade teórica das rodas dianteiras e.

Ainda os mesmos autores afirmam que os valores normais do avanço variam entre 1,01 e 1,05, mas estes valores são pouco amigáveis para trabalhá-los, então o avanço é expresso por meio de outro parâmetro: o avanço “A”, cujo valor oscila entre 1 e 5%. A equação 10 para o avanço é descrita a seguir:

$$A=100 \cdot (a - 1) \quad (10)$$

Para um avanço de 0,85 (atraso da roda dianteira em relação à traseira), quando o patinamento traseiro for menor que 13%, por exemplo, se produzirão patinamentos negativos nas rodas dianteiras, o que quer dizer que está freando a máquina. Os melhores comportamentos do trator se produzem quando o avanço está no intervalo de 1,01 a 1,05 e sem que o patinamento supere 20% (LINARES et al. 2006).

2.6.3.2 Medida dos parâmetros de dupla tração em campo

Na visão de Linares et al. (2006), quando se trabalha em campo, há a possibilidade de se determinar os parâmetros da dupla tração em condições reais (Quadro 1), que são a carga que há sobre as rodas e a pressão de insuflagem dos pneus, sendo ainda capazes de determinar os raios efetivos para as condições reais de trabalho. Em condições de referência que seriam preferencialmente em solo duro e sem fazer tração foram realizados dois ensaios para verificar o avanço cinemático, um deles com a TDA acionada (dupla tração) e o outro com TDA desligada (tração simples) medindo, em cada um dos casos, a distância percorrida pelas rodas traseiras e dianteiras em 10 voltas de cada uma delas repetindo o ensaio duas ou três vezes e fazendo as medidas (LINARES et al., 2006).

A metodologia empregada pelos autores é descrita pelas equações 11,12,13

e 14, e é a seguinte:

$$L_{1DT}=10 \cdot 2\pi \cdot r_{1(DT)} \quad (11)$$

$$L_{2ST}=10 \cdot 2\pi \cdot r_{2(ST)} \quad (12)$$

$$L_{1ST}=10 \cdot 2\pi \cdot r_{1(ST)} \quad (13)$$

$$L_{2DT}=10 \cdot 2\pi \cdot r_{2(DT)} \quad (14)$$

Onde:

L_{1DT} é a distância percorrida em nº de voltas (geralmente 10) da roda traseira em condição de referência em dupla tração (TDA acionada)

L_{2DT} é a distância percorrida em nº de voltas (geralmente 10) da roda dianteira em condição de referência em dupla tração (TDA acionada)

L_{1ST} é a distância percorrida em nº de voltas (geralmente 10) da roda traseira em condição de referência em tração simples (TDA desligada)

L_{2ST} é a distância percorrida em nº de voltas (geralmente 10) da roda dianteira em condição de referência em tração simples (TDA desligada)

$r_{1(DT)}$ é o raio da roda traseira em condição de referência em tração simples (TDA desligada)

$r_{2(DT)}$ é o raio da roda dianteira em condição de referência em dupla tração (TDA acionada)

$r_{1(ST)}$ é o raio da roda traseira em condição de referência em tração simples (TDA desligada)

$r_{2(ST)}$ é o raio da roda dianteira em condição de referência em tração simples (TDA desligada)

Em ensaio de dupla tração (TDA acionada) que é quando o trator tem uma relação mecânica entre os eixos, ao ser a velocidade teórica igual a velocidade real, se pode descrever segundo os mesmos autores:

$$\omega_1 \cdot r_{1(DT)} = \omega_2 \cdot r_{2(DT)} \rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_{1(DT)}}{r_{2(DT)}} \rightarrow RM = \frac{L_{1(DT)}}{L_{2(DT)}} \quad (15)$$

Já no ensaio de simples tração (TDA desligada) se obtém a relação de raios:

$$RR = \frac{r_{1(ST)}}{r_{2(ST)}} = \frac{L_{1(DT)}}{L_{2(DT)}} \quad (16)$$

Condição	Distância percorrida em 10 voltas da roda.		Parâmetros para dupla tração	
	Traseira	Dianteira		
TDA acionada	L_{1DT}	L_{2DT}	$RM = \frac{L_{1(DT)}}{L_{2(DT)}}$	$a = \frac{RM}{RR}$ $A = (a-1) \cdot 100$
TDA desligada	L_{1ST}	L_{2ST}	$RR = \frac{L_{1ST}}{L_{2ST}}$	

Quadro 1 - Medida em campo dos parâmetros de dupla tração

Fonte: Adaptado de Linares (2006)

Segundo Schlosser (1998), um veículo de tração nas quatro rodas, alcança a máxima eficiência em tração quando as velocidades periféricas das rodas dianteiras e traseiras forem iguais, o que quer dizer que as relações cinemáticas devem estar próximas de 1.

2.7 Tração

A tração é a força que o trator desenvolve ao tracionar um implemento. O ponto do trator utilizado para por a disposição do implemento a potência é a barra de tração para os equipamentos acoplados em um único ponto. Esta força é geralmente oblíqua em relação a linha horizontal na direção do patinamento do trator. Nos casos em que o implemento esteja sobre o nível do solo, a força pode ser paralela à direção de avanço. No entanto, quando a força é oblíqua, pode-se considerar suas componentes vertical e horizontal que influem de diferentes maneiras na transferência de peso que se produz no trator (SCHLOSSER, 1996).

O mesmo autor relata que o trabalho de tração é o produto da força horizontal, pela distância sobre a que se movimenta do conjunto.

Segundo Mialhe (1980) a tração é definida como a força proveniente da interação entre um dispositivo de autopropulsão, tal como a roda, esteira ou outro dispositivo qualquer (semi-esteiras, hélice, etc.) de mesmo efeito sendo o meio no qual age esse dispositivo. Ainda, o autor relata que os dispositivos de propulsão são responsáveis por converter o movimento de rotação do motor em movimento linear útil. Assim, os dispositivos que obtêm a tração pela ação de rolamento contínuo de uma roda ou esteira sobre o solo são denominados rodados.

Conforme o mesmo autor, no trator, a tração deverá ser suficiente para vencer a resistência oferecida à movimentação do próprio trator (resistência ao rolamento, componente do peso próprio, resistência do ar, etc.), bem como deslocar a carga imposta à barra de tração nas velocidades requeridas para o trabalho.

Segundo ASAE D497.4 (2003) o desempenho na barra de tração de um trator depende da potência do motor, da distribuição de peso sobre os rodados, da altura da posição dos engates da barra e da superfície do solo.

2.7.1 Capacidade de tração

Para Márquez (1990), o torque proveniente do motor é transmitido aos rodados através da transmissão (caixa de câmbio, diferencial e reduções finais). Nesse caminho, conforme ele se amplifica devido a diminuição da velocidade que simultaneamente realiza a caixa de câmbio e, assim, o torque que chega às rodas será o do motor multiplicado pela relação de transmissão correspondente a velocidade (relação de marcha) que se tenha selecionado.

O autor relata ainda que durante esse processo de diminuição da rotação do motor até as rodas ocorrem perdas devido a fricções e outras causas que em todas as transmissões se produzem, perdas estas que podem variar de 7 a 13%.

Essas perdas variam de acordo com cada tipo de transmissão e, segundo Linares et al. (2006), oscilam entre 10 e 15%. Em geral essa perda é menor para as transmissões mecânicas e maiores para as transmissões hidrostáticas, devido a uma perda de potência (perda de carga hidrodinâmica) em função do sistema hidráulico de transmissão.

Esse grande torque nas rodas necessita de um ponto de apoio para impulsionar o trator, sendo este ponto de apoio é o solo (MÁRQUEZ, 1990).

Conforme Márquez (1990), se recordarmos o conceito de torque, que é a relação entre força e distância, para um torque de 45000 N (50000 N, das quais 10% perdidas na transmissão) em rodas motrizes do trator com raio de 0,75m resulta que nas garras das rodas aparece uma força tangencial, consequência do par, de $45000/0,750 = 60000$ N (aproximadamente 6000 kgf) que o solo deve resistir como empuxe horizontal para permitir avançar o trator e, quando isto ocorre, o trator poderá tracionar com esta força o implemento engatado atrás descontando uma certa parte para vencer a resistência ao rolamento.

Liljedahl et al. (1996) afirmam que o desempenho dos rodados no desenvolvimento da tração está relacionado com os parâmetros do solo, presença de resíduo ou cobertura morta, carga sobre o rodado e pressão do rodado. Isso reflete que a variação de um destes fatores irá interferir diretamente na capacidade de tração.

2.7.2 Potência na barra de tração

A potência desenvolvida no trabalho de tração é o quociente entre o trabalho de tração ao longo de um trajeto e o tempo gasto para este movimento. Essa potência no sistema internacional de unidades é expresso em kilowatts (kW), mesmo que tecnicamente esteja muito difundido o cavalo vapor (cv) (MÁRQUEZ, 1980).

A determinação da potência de tração pode ser realizada por meio da medição do esforço de tração, através de instrumentações eletrônicas de aquisição em tempo real de dados como esforço de tração, patinamento, velocidade de avanço, etc.

O balanço de potência em tração segundo Márquez (1980) pode ser representado segundo a equação (1):

$$N_m = N_t + N_k + N_s + N_{BT} \quad (1)$$

Onde:

N_m é a potência no motor;

N_t a perda no sistema de transmissão;

N_k é a perda por resistência ao rolamento;

N_s é a perda por patinamento das rodas motrizes e;

N_{BT} é a potência que está disponível na barra de tração.

A potência pode ser definida como a capacidade de realizar um trabalho em uma unidade de tempo. Como por exemplo, a uma mesma força de tração, seja capaz de efetuar o trabalho rapidamente ou vagarosamente, o que no primeiro caso, decorrerá maior potência (MÁRQUEZ, 1990).

O trator é utilizado habitualmente para tracionar um implemento, uma máquina ou um reboque e, para isso, necessita de uma força de tração suficiente, capaz de vencer as resistências que o equipamento rebocado oferece. Essa força tem que ser realizada a uma certa velocidade e que seja adequada ao trabalho que se deseja efetuar. Considerando que potência é $P = (F \times d) / t$, e que d / t é o que se denomina de velocidade, então potência é $F \times v$, ou seja, a potência na barra de tração é o produto da força necessária para arrastar o implemento pela velocidade real a que avança o conjunto. Como exemplo, cita-se um implemento que necessite de 9800 N (1000 kgf) de força de tração que, quando trabalha a 7,2 km.h⁻¹ (2 m.s⁻¹), necessitará que o trator lhe subministre uma potência de tração de $(9,8 \text{ kN} \times 7,2)/3,6 = 19,6 \text{ kW}$ (26,6 CV) (MÁRQUEZ, 1990).

A potência na barra de tração pode ser determinada pela equação 17 segundo DE COBO (1988) .

$$P_{bt} = \frac{P_t \cdot V_r}{3,6} \quad (17)$$

Onde:

P_{bt} é a potência na barra de tração (kW);

F_t é a o esforço de tração na barra (kN);

V_r é a velocidade real de avanço (km.h⁻¹);

Lopes et al. (2005), na avaliação do desempenho de um trator em função do tipo de pneu, lastro e marcha utilizada, concluiu que esses fatores interferem direta-

mente na potência desenvolvida na barra de tração.

2.8 Aderência e patinamento

Márquez (1990) relata que o solo é o ponto de apoio da força tangencial que o torque na roda produz nas garras dos pneus e, se este ponto de apoio suporta a carga sem romper-se, o trator avançará, caso contrário, o patinamento fará com que o avanço do trator seja cada vez menor a ponto de chegar a parar seu movimento real de avanço e as rodas seguirem girando a uma determinada velocidade angular a ponto de romper a camada superficial do solo e penetrá-lo.

Para Schlosser (1997), a aderência é uma força que aparece entre as rodas e o terreno, resultado de forças localizadas na zona de contato roda-solo, sendo a aderência uma força resultante. Esta aderência depende da carga dinâmica, que é o peso total apoiado sobre os eixos motrizes do trator e da natureza e condição da zona de contato. Márquez (1990) complementa ao dizer que o fator fundamental para conseguir uma relação mais favorável é a carga vertical que atua sobre a roda devido ao peso do trator e as transferências de peso que pode ter com os implementos que arrasta. Para qualquer solo pode-se afirmar que entre a força na roda e o peso sobre a mesma existe uma relação chamada coeficiente de aderência.

Segundo Linares (2006) nos tratores de dupla tração os dois eixos são motrizes, pois ambos ajudam a desenvolver força de tração, sendo aderente todo o peso do veículo.

A representação do comportamento do patinamento em relação à força de tração Figura 5 - (c), apresentada por Macmillan (2002) demonstra um comportamento exponencial do patinamento em função da força de tração.

Uma expressão do comportamento do patinamento em relação a força de tração é básica para escolha do melhor tratamento para testes de tração.

Conforme Herzog et al. (2002), o patinamento dos rodados ocorre devido a uma série de fatores, entre eles pode-se citar: o esforço de tração necessário para deslocar determinado equipamento e o tipo de superfície que está em contato com a banda de rodagem dos pneus das rodas motrizes. Além desses fatores, também afetam o patinamento o tipo de pneu, a pressão interna, a carga sobre o rodado, o

tipo da banda de rodagem, as condições do solo, a declividade e teor de água do solo (LANÇAS e UPADHYAYA, 1997).

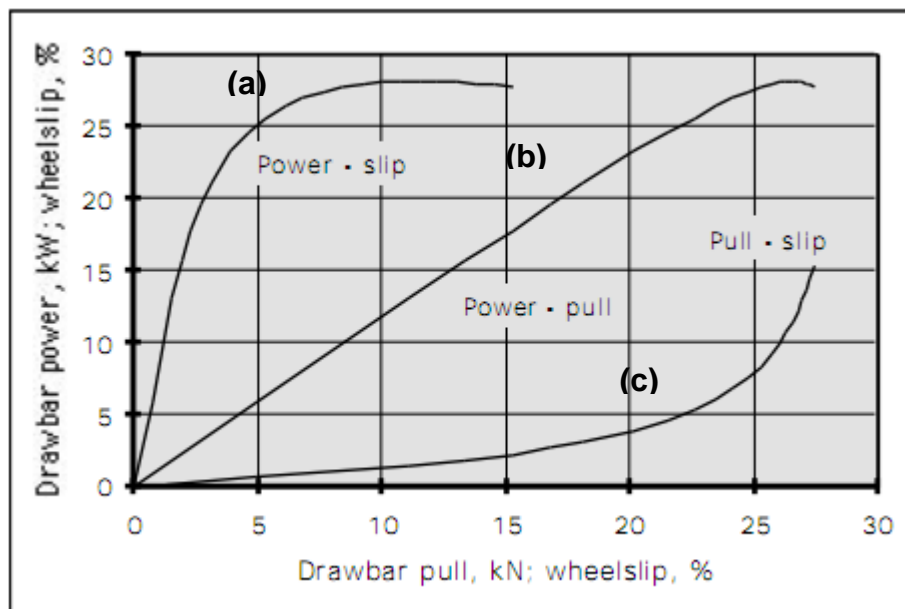


Figura 5 - (a) Potência na barra versus patinamento; (b) Potência na barra versus força de tração na barra; (c) Força de tração versus patinamento

Fonte: Macmillan (2002)

Na Figura 5 (c) conforme o aumento da força de tração há um aumento na mesma proporção do patinamento até um determinado limite em que o mesmo aumenta consideravelmente em virtude de uma maior força de tração na barra. A ponto do trator não ter deslocamento real e o patinamento atingir níveis de 100%.

Conforme Jenane et al. (1996), quando se trabalha com um patinamento fora do ideal, há uma redução considerável na potência disponível na barra de tração.

Schlosser et al. (2004), em estudos conduzidos sobre solo mobilizado, descreve que os menores patinamentos ocorreram com menor peso nas rodas dianteiras e maiores raios estáticos destes pneus. No entanto, obteve-se o consumo mínimo de combustível quando o patinamento estava entre 10 e 15%.

O patinamento das rodas motrizes pode ser determinado por meio da equação 18, descrita por Linares et al. (2006):

$$\delta = \frac{V_t - V_r}{V_t} \quad (18)$$

Onde:

δ é o patinamento (%);

V_t é a velocidade teórica do eixo dianteiro/traseiro (km.h^{-1});

V_r é a velocidade real do eixo dianteiro/traseiro (km.h^{-1}).

A ASAE EP496.2 (2003) idealiza que os patinamentos para solos sem mobilização devem ficar entre 8 a 10% para solos revolvidos entre 11 e 13% e em solos arenosos entre 14 e 16%.

2.9 Resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento do trator em um solo para Márquez (1990) está em função da penetração das rodas ao deslocarem-se sobre ele, ou seja, é a resistência que opõe o solo ao rolamento em função do peso do trator. Já, conforme Mialhe (1996), essa resistência passiva tem origem na deformação provocada no solo e no próprio rodado. Ao se arrastar um reboque carregado sobre um solo duro (parecido com concreto) o mesmo se move com facilidade, enquanto em um solo preparado com as rodas cravadas não é tão fácil (MÁRQUEZ, 1990).

Conforme o mesmo autor, quanto menor for o peso do trator, menos se perderá por rolamento (o que é aconselhável em trabalhos que exigem menores forças de tração), ao contrário, em trabalhos que exigem grandes forças de tração, a diminuição do peso do trator faz aumentar o patinamento das rodas.

A resistência ao rolamento é expressa pela equação 18 conforme Márquez (1980):

$$R_{TK} = P \cdot k \quad (19)$$

Onde:

R_{TK} é a resistência ao rolamento expresso em kg ou N;

P é o peso do trator em kg ou N e;

k é o coeficiente de resistência ao rolamento (varia em média entre 6 a 10%)

Alguns valores de resistência ao rolamento podem ser encontrados no Quadro 2 abaixo:

Solo	Coeficiente de resistência ao rolamento	Coeficiente de tração
Pista de concreto	0,02	1 – 0,85
Caminho de terra	0,05	0,8
Solo seco	0,07	0,6
Solo úmido	0,1	0,5
Solo limoso úmido	0,2	0,2

Quadro 2 - Coeficientes de resistência ao rolamento e coeficiente dinâmico de tração para diferentes situações

Fonte: Adaptado de Linares (2006)

2.10 Consumo de combustível

Nos motores de combustão interna, é a partir da combustão da mistura ar + combustível que é desencadeado todo o processo de conversão da energia, da perda de parte dela e do desenvolvimento das várias potências provenientes a partir desse processo. Sendo assim, a mensuração da quantidade de ar e principalmente de combustível consumida pelo motor constitui um dos aspectos mais importantes da avaliação do rendimento do motor, isto é, o seu desempenho térmico convertido em energia (MIALHE, 1996).

Conforme o mesmo autor, o combustível consumido pelo motor pode ser quantificado de duas maneiras:

- em relação ao tempo: consumo horário ($L.h^{-1}$, $kg.h^{-1}$, etc.);
- em relação ao trabalho mecânico desenvolvido: consumo específico ($g.cv^{-1}.h^{-1}$, $g.kW^{-1}.h^{-1}$, etc.).

O autor ainda relata de forma clara que o consumo horário (C_h) pode ser obtido por leitura direta de instrumentos de mensuração que equipam as bancadas

dinamométricas e instrumentações eletrônicas a campo, podendo ser expresso em termos ponderal (kg.h^{-1}) ou volumétrico (L.h^{-1}). Já o consumo específico, é obtido pela razão entre o consumo horário e a potência desenvolvida. O consumo específico é descrito pela equação 20 conforme Mialhe (1996):

$$C_e = \frac{(C_h \cdot 1000)}{P} \quad (20)$$

Onde:

C_e é o consumo específico em $\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$;

C_h é o consumo horário em kg.h^{-1} e;

P é a potência em kW.

Segundo Correa et al. (1999), a quantidade de combustível que é consumida para a realização de determinados trabalhos para a implantação de um cultivo agrícola envolve vários fatores, como a adequação e condição do conjunto trator-equipamento, profundidade de trabalho, tipo e condição do solo, tempo de manobras, e principalmente o número de operações agrícolas adotadas no processo de produção.

Trabalhos de campo foram realizados por Lanças et al. (1995) com pneus radiais inflados a pressões corretas e altas pressões e verificaram que a pressão correta do pneu forneceu melhor desempenho operacional do trator, o que resultou em menor consumo de combustível.

Lopes et al. (2003) também desenvolveram testes de campo com trator 4x2 TDA de 89 kW de potência no motor e equipado com duas configurações de pneus: tipo R1 radial e com pneus de baixa pressão e alta flutuação (BPAF), e 4 velocidades de trabalho ($1,84$; $3,18$; $4,57$; $5,04 \text{ km.h}^{-1}$) na operação de escarificação, com escarificador de 7 hastes. Os autores concluíram que o pneu radial resultou em menor consumo específico de combustível e que a velocidade de $4,8 \text{ km.h}^{-1}$ permitiu reduzir o consumo específico, sem comprometer o desempenho do trator.

Ao avaliar um trator 4x2 TDA, com diferentes configuração de pressão nos rodados e lastro, Knob (2010) obteve resultados similares de consumo de combustível. Todavia, quando utilizou altas e baixas pressões nos pneus para uma mesma carga, obteve menores patinamentos no uso de baixas pressões.

2.11 Flutuação

A flutuação pode ser definida como a capacidade do pneu de permanecer na superfície de um terreno sem que o mesmo se deforme (BRAGACHINI et al., 199-).

Gee-Clough (1985a) comenta que a grande maioria dos veículos agrícolas que necessitam trabalhar em solos inundados com baixa capacidade de suporte, utilizam rodados do tipo gaiola. Essa prática tem garantido melhores resultados do que os promovidos por pneus de borracha.

Outra maneira de aumentar a flutuação é a utilização de pneus de alta flutuação, que são mais largos e utilizam menores pressões.

2.12 Parâmetros de avaliação do desempenho em tração

2.12.1 Balanço de potências em tração

Segundo Linares (2006), a potência N que o motor proporciona para equilibrar a requerida em cada condição de trabalho do veículo (N_B) se decompõe da seguinte forma, descrita pela equação 21:

$$N = N_t + N_\delta + N_k + N_B \quad (21)$$

Onde:

N é a potencia subministrada pelo motor;

N_t é a potência perdida na transmissão motor-rodas;

N_δ é a potência perdida por patinamento das rodas motrizes;

N_k é a potência perdida para vencer a resistência ao rolamento;

N_B é a potência na barra de tração.

2.12.1.1 Potência perdida na transmissão (N_t)

É a diferença entre a potência que subministra o motor e a que chega ao eixo das rodas motrizes, N_t .

2.12.2 Eficiência em tração

A eficiência em tração pode ser definida por Neujahr (2001) como a relação existente em valores percentuais entre a potência de tração e a potência disponível no eixo das rodas motrizes do trator. O mesmo autor diz que quanto maior essa relação, menores serão as perdas envolvidas no processo de tração e que esse parâmetro está fortemente correlacionado com a carga na barra de tração, potência disponível, coeficiente dinâmico de tração e consumo de combustível. A mais alta eficiência em tração obtém-se para valores de 10 e 20% de patinamento para solo firme.

A eficiência em tração do trator pode ser calculada pela equação 22 da seguinte maneira com base na metodologia utilizada por NEUJHR (2001):

$$\eta_{BT} = \eta_t \cdot \eta_k \cdot \eta_{\delta} \quad (22)$$

Onde:

η_{BT} é a eficiência na barra de tração;

η_t é a eficiência em relação à transmissão;

η_k é a eficiência em relação à resistência ao rolamento;

η_{δ} é a eficiência em relação à patinagem.

A interface roda-solo é o principal agente causal da baixa eficiência em tração, sendo que esta eficiência no solo pode chegar a 60%, enquanto que nas transmissões chegam a rendimentos de quase 90%. Salienta-se que é possível fazer ensaios de pneus para analisar o sistema roda-solo em condições reais, o que junto com os ensaios de potência de motor podem caracterizar o comportamento do

trator em tração (LINARES, 1996).

A curva característica para eficiência em tração proposta por Macmillan (2002) pode ser visualizada conforme a Figura 6.

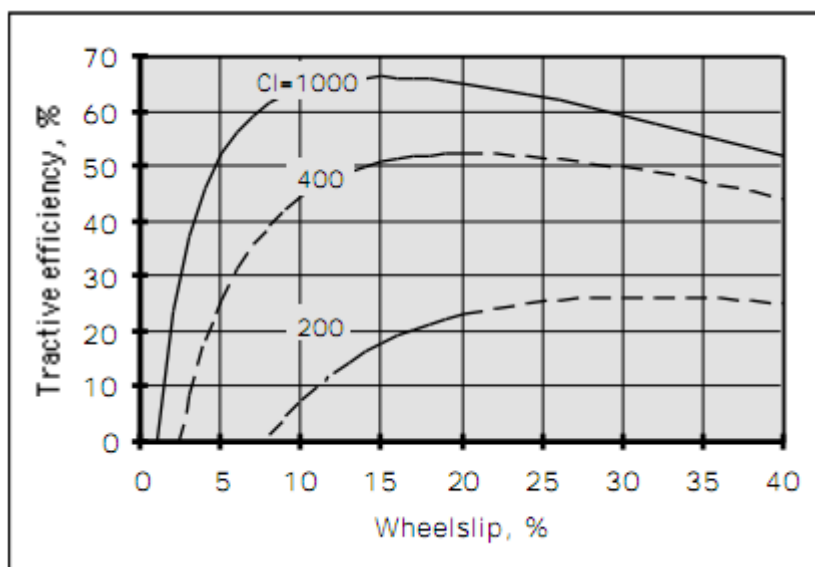


Figura 6 - Variação da eficiência em tração conforme o patinamento para três diferentes condições de superfície (Índice de cone - IC)

Na Figura 6 estão representadas três diferentes situações de condições de superfície do solo em que quanto menor o índice de cone, menor é a capacidade de tração do solo e maiores as perdas relativas a interação roda solo. Conforme a referida figura, a superfície com índice de cone de 1000 kPa é equivalente a uma superfície não revolvida e seca com ótimas condições de trafegabilidade em que as maiores eficiências em tração são atingidas nos índices de patinamento de 10 a 20% de patinamento. Já a superfície com IC de 400 kPa seria uma superfície revolvida com baixa umidade onde as maiores eficiências em tração são obtidas no intervalo de patinamento de 15 a 25 % de patinamento. Por último a superfície com IC de 200 kPa equivale a uma condição de solo revolvido e úmido com baixa capacidade de trafegabilidade em que as máximas eficiências em tração são obtidas a patinamentos entre 25 e 35%.

A eficiência em relação à transmissão em geral é adotada como 87%, e pode ser obtida pela medição da potência do motor e a potência disponível no eixo por

meio de um torciômetro.

Os torciômetros são transdutores de torque, os quais permitem a obtenção do torque médio e a rotação no eixo correspondente. Os instrumentos utilizados para mensuração são os mesmos utilizados nas medições de força na barra de tração. No potenciômetro eletromecânico a deformação da barra de torção é medida pelo deslocamento de um potenciômetro localizado em um mecanismo amplificador. Os torciômetros mais utilizados são os que a deformação da barra de torção é medida por uma ponte extensiométrica conectada a um conjunto de anéis e escovas para passagem do sinal desde a árvore rotativa até a carcaça fixa (MIALHE, 1996)

A eficiência em relação ao rolamento é calculada por meio da equação 23:

$$\eta_k = \frac{Q}{(Q + RR)} \quad (23)$$

Onde:

η_k é a eficiência em relação ao rolamento;

Q é a força de tração medida na barra (kN);

RR é a resistência ao rolamento (kN).

A resistência ao rolamento diminui com o aumento do comprimento e largura da área de contato solo-pneu em solos leves, mas a resposta proporcionada em função do aumento de comprimento é maior que a proporcionada pela largura. Quando é aumentado o diâmetro e/ou aumentado a deflexão do pneu podem ter efeito positivo no aumento do comprimento da área de contato pneu-solo e, assim, reduzir a penetração do mesmo no solo (YOUNG e SCHAFER (1977)).

A eficiência do trator em relação à patinação pode ser calculada por meio das eficiências de patinação nos eixos dianteiro e traseiro.

$$\eta_{\delta d} = 1 - \delta d \quad (24)$$

$$\eta_{\delta t} = 1 - \delta t \quad (25)$$

$$\eta_{\delta} = \frac{(\eta_{\delta d} + \eta_{\delta t})}{2} \quad (26)$$

Onde:

$\eta_{\delta d}$ é a eficiência em relação à patinagem dianteira;

$\eta_{\delta t}$ é a eficiência em relação à patinagem traseira;

δd é o patinamento no eixo dianteiro;

δt é o patinamento no eixo traseiro;

η_{δ} é a eficiência de patinagem.

Segundo SIMONE et al. (2006) o fator de aproveitamento da potência do motor com destino tracional é expressada analiticamente pela eficiência de tração global, e conforme o mesmo autor, pode ser expressa pela equação 27.

$$\eta_{TG} = \frac{N_b}{N_m} \quad (27)$$

Onde:

η_{TG} é a eficiência de tração global;

N_b é a potência disponível na barra (kW);

N_m é a potência no motor (kW).

2.12.3 Coeficiente dinâmico de tração

Coeficiente dinâmico de tração é a relação entre a força exercida na barra de tração do trator agrícola e a carga dinâmica que atua no dispositivo de tração no qual esta relação pode sofrer influências de alguns parâmetros como: pressão interna dos pneus, tipo de pneu, desenho da banda de rodagem, tipo de dispositivo de tração, estado e conteúdo de umidade do solo, dimensões do dispositivo de tração e distribuição da pressão sobre o solo (BARGER, et. al., 1966).

O coeficiente dinâmico de tração é representado pela seguinte relação:

$$C_{dt} \text{ ou } \mu = \frac{F_t}{P_a} \quad (28)$$

Onde:

C_{dt} ou μ é o coeficiente dinâmico de tração;

F_t é a força de tração (kN);

P_a é a massa aderente (kN).

Deixando-se de levar em consideração o patinamento, para que se possa conseguir uma eficiência aceitável, o coeficiente de aderência, segundo Márquez (1990) alcança os seguintes valores:

- Palha seca: 0,60

- Terra lavrada seca: 0,57

- Terra lavrada úmida: 0,52

O aumento da força exigida para o mesmo peso aderente faz com que aumente o patinamento, o que leva a uma perda de velocidade do trator, gerando com isso uma menor eficiência da transformação da potência do motor em potência de tração.

Jenane et al. (1996) recomendaram que para um trator Massey Ferguson 3080 obter a máxima eficiência de tração com um menor consumo específico de combustível, o mesmo deveria trabalhar com um coeficiente dinâmico de tração mínimo de 0,4.

2.13 Influência do solo sobre o desempenho de tratores

A avaliação do desempenho de um trator agrícola depende de uma série de fatores e que na maioria das vezes estão relacionados ao meio que é a base para lhe promover sustentação e propulsão, que no caso é o solo. Nas operações em que são tracionados implementos e máquinas uma grande parte do rendimento do trator em tração está ligada ao fator solo e, por isso é de fundamental importância estudá-lo (MÁRQUEZ, 1990).

2.13.1 Reação entre solo e rodado

A reação que se estabelece entre o solo e os rodados, está basicamente fun-

damentada no estudo da ruptura do solo por cisalhamento, em que a teoria foi proposta originalmente por Mohr, pela sua conhecida Lei Coulomb, e foi descrita e citada por Wismer e Luth (1974):

$$T = c + \sigma \cdot \tan \varphi \quad (29)$$

Onde:

T é a tensão de cisalhamento (N.m^{-2});

c é a coesão do solo (N.m^{-2});

σ é a tensão normal de compressão (N.m^{-2});

φ é o ângulo de atrito interno.

A adaptação desta teoria para a mecanização é descrita por Mialhe (1980), a qual diz que o potencial de tração de um solo R_s é uma função de sua tensão de cisalhamento e área de contato do sistema rodado-solo.

$$R_s = \sigma \cdot \tan \varphi \cdot A \quad (30)$$

Sendo a carga unitária expressa por:

$$\sigma = \frac{W}{A} \quad (31)$$

substituindo uma fórmula na outra, temos:

$$\frac{R_s}{A} = c + \left(\frac{W}{A}\right) \cdot \tan \varphi \quad (32)$$

$$R_s = Ac + A \cdot \left(\frac{W}{A}\right) \cdot \tan \varphi \quad (33)$$

Por fim, Mialhe obteve a fórmula

$$R_s = (A \cdot C) + (W \cdot \tan \varphi) \quad (34)$$

Onde:

R_s é tração potencial do solo;

A é a área de contato do pneu (cm^2);

c é a coesão do solo;

W é o peso aderente e;

φ é o ângulo de atrito interno.

De acordo com este modelo matemático, Balastreire (2007) afirma que para a areia que não possui força coesiva, a tração não pode ser aumentada pelo acréscimo nas dimensões dos pneus supondo-se que seja desprezível a penetração no solo. Ao passo que, se o solo não possui atrito interno, como o caso de uma argila muito úmida, o acréscimo de carga não irá aumentar a tração. Então, pode-se concluir; que sobre um solo sem atrito, a ação de um componente de tração só pode ser aumentado pelo acréscimo da área de contato pneu-solo.

2.13.2 Resistência à penetração

O índice de cone serve para confecção de mapas de estado de resistência do solo, tanto para trabalhos agrícolas como de trafegabilidade e esse índice pode ser capaz de indicar a capacidade de suporte do terreno.

Na visão de Linares e Jevenois (1992), a caracterização do solo para predição do comportamento da trafegabilidade e tração pode ser resumida pela resistência à penetração devido a este ser um parâmetro que abrange informações sobre consistência, grau de compactação, atrito e coesão das partículas do solo.

O emprego de penetrômetros de cone no estudo dos solos não é recente. Bernstein em 1913 na busca de relações entre o terreno e as cargas aplicadas pelos veículos contrastava a homogeneidade do terreno com penetrômetros de ponta cônica. Os penetrômetros de cone empregados em terramecânica derivam do desenvolvimento na Waterways Sperimental Station, WES, (Vicksburg Miss) pelo exército dos EUA para programas de trafegabilidade. Consta de uma ponta cônica com ângulo de 30° e uma haste graduada. Existem dois tipos de cone que se empregam segundo a resistência do terreno e que são normalizadas pela norma ASAE S.313.1. O parâmetro obtido é o índice de cone, que é definido como a resistência média à penetração até uma determinada profundidade, que é medida em unidades de pressão (kPa) (LINARES, 1996).

Prossegue o mesmo autor dizendo que a resistência à penetração a uma certa profundidade é o quociente da força necessária para introduzir a ponta cônica até essa profundidade entre a área da base do cone. Essa equação é apresentada a seguir:

$$RP_z = \frac{F_z}{A} \quad (35)$$

Onde:

RP_z é a resistência à penetração na profundidade z (kN/m^2), (kgf/cm^2), e (kPa);

F_z é a força para introduzir a ponta cônica até a profundidade z ;

A é a área da base do cone.

Witney (1988) propôs uma classificação qualitativa do solo a partir do índice de cone e previu o desempenho do trator em tração de acordo com as condições de solo:

- Ótima: é a melhor condição de tração que pode ocorrer em tráfego fora de estrada, na qual os pneus têm boa aderência sem visível recalque do pneu após a passagem do trator, equivale a um terreno de pastagem, duro e seco. A resistência à penetração por um penetrômetro de cone é de 1500 kPa;
- Boa: corresponde a terreno de palhada pós colheita, seco, no qual podem ser notados sulcos rasos nos rastros dos pneus. A resistência medida pelo penetrômetro neste caso é de 1000 kPa;
- Média: seria a condição de terreno de palhada pós colheita, úmido, no qual formam-se sulcos no rastro dos pneus, sendo esperados problemas de aderência. A resistência medida pelo penetrômetro de cone é de 500 kPa.
- Pobre: corresponde a terreno solto seco após mobilização mecânica do solo, no qual ocorre recalque pronunciado no rastro dos pneus, necessitando de cuidado para evitar patinamento excessivo. Resistência medida pelo penetrômetro de cone igual a 400 kPa;
- Ruim: seria a pior condição de tração com solo solto e úmido, bem como com a presença de sulcos profundos nos rastros dos pneus. Resistência medida pelo penetrômetro de cone menor que 200 kPa.

Essas diversas condições citadas acima podem ser encontradas em um mesmo solo e na mesma área, ou mesmo, na mesma área solos diferentes e com diferentes condições.

2.13.3 Desempenho de rodados em aplicação agrícola para tração

Para se definir o desempenho de rodados pneumáticos em aplicação agrícola para tração, Witney (1988) descreve que se utilizam cinco parâmetros, cujas magnitudes são avaliadas através de ensaios em terrenos de cultivo a saber:

- Coeficiente de tração (C_T) a 20% de patinamento: é definido pela razão entre a força de tração desenvolvida na barra (F_t) e a carga dinâmica (W_d) aplicada verticalmente sobre o rodado;

$$C_T = \frac{F_t}{W_d} \quad (36)$$

- Coeficiente de resistência ao rolamento (C_{RR}): é definido pela razão entre a força resistente ao deslocamento do rodado (F_r) e a carga dinâmica (W_d)

$$C_{RR} = \frac{F_r}{W_d} \quad (37)$$

- Rendimento tratório máximo (RT_{Max}): é expresso pelo máximo valor obtido na equação:

$$RT_{Max} = \frac{[C_T \cdot (1 - p_{it})]}{(C_T + C_{RR})} \quad (38)$$

Onde:

p_{it} é a patinagem no rendimento tratório máximo.

Essa equação também pode ser escrita conforme a equação 39 :

$$RT = \frac{P_{bt}}{(P_m \cdot R_t)} \quad (39)$$

Onde:

RT é o rendimento tratório;

P_{bt} é a potência desenvolvida na barra de tração (kN);

P_m é a potência disponível no motor (kW) e;

R_t é o rendimento das transmissões (adimensional).

2.14 Avaliação do desempenho do trator

De acordo com Cordeiro (2000) as avaliações referentes ao desempenho de tratores em campo podem ser obtidas por meio de instrumentações eletrônicas, o que permite a determinação de fatores que estão relacionados diretamente com a eficiência do trabalho do trator. Este autor avaliou um trator quanto a seu desempenho em função do tipo de pneu, da lastragem e da velocidade de deslocamento e concluiu que esses fatores são capazes de alterar significativamente o patinamento, a força de tração e a conversão energética do trator.

Segundo Yanai et al. (1999), entre os diversos fatores passíveis de influenciar o desempenho do trator em tração, pode-se dar destaque à pressão interna e carga sobre os rodados motrizes. Esses autores, em trabalho para avaliação em campo da influência de fatores da pressão interna e carga sobre os rodados motrizes e a potência disponível, concluíram que a pressão interna influenciou significativamente os parâmetros de patinamento, velocidade e potência na barra.

Na análise de quatro condições de peso total de um trator, Correa et al. (2000) concluíram que a configuração que proporcionou o melhor desempenho de tração foi uma distribuição percentual em torno de 40% do peso total no eixo dianteiro e 60% no eixo traseiro.

Zoz e Grisso (2003) apontam que o desempenho de tração também é afetado pelas forças de reação normal e tensão de cisalhamento do solo, pois elas interferem na resistência ao movimento e na redução de deslocamento. Os mesmos

autores relatam que a parte mais difícil para avaliar a tração seria descrever o solo, porque o mesmo apresenta grandes variações de suas propriedades físico-químicas e características, o que pode influenciar facilmente sua caracterização. Medir essas variáveis, segundo eles, leva tempo e as avaliações dos parâmetros de tração não podem ser repetidos e reproduzidos para condições diferentes de solo. Por esse motivo, muitos dos testes de tração são de natureza comparativa, ou seja, um dispositivo de tração comparado com outro dispositivo de tração sob as mesmas condições de solo.

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Buscando a avaliação de um trator agrícola em relação ao desempenho em tração em operações que demandem força na barra de tração, este trabalho propôs-se a análise comparativa de duas configurações de rodados no eixo traseiro de um trator agrícola: rodado simples e rodado duplo.

3.1 Caracterização do local do experimento

Para tal, um experimento de campo foi conduzido na Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), em área experimental do Colégio Politécnico de Santa Maria, Santa Maria, RS, com coordenadas $29^{\circ} 43' 13''$ Sul e $53^{\circ} 44' 41''$ Oeste (Figura 7), em relevo plano a suavemente ondulado, com solo classificado como Argissolo Vermelho-Amarelo distrófico arênico (EMBRAPA, 1999) e pertencente a unidade de mapeamento Santa Maria.



Figura 7 - Visão da área gerada pelo software Google Earth
Fonte: Google Earth

O clima da região enquadra-se na classificação climática “Cfa” de Köppen-Geiger, mais conhecida por classificação climática de Köppen, com um clima subtropical úmido, temperatura média do mês mais quente superior a 22°C e a temperatura no mês mais frio entre -3° e 18°C (MORENO, 1961).

A área delimitada para o experimento de campo (Figura 8) era de 105 m de comprimento e 160 m de largura, onde o solo apresentava com resteva de aveia parcialmente decomposta, e com emergência de plantas daninhas espontâneas, com predomínio de gramíneas.



Figura 8 - Foto do local do experimento

3.1.1 Determinações realizadas no solo

O solo foi caracterizado, quanto ao ponto de vista físico, por meio de amostras retiradas na área do experimento, através de análises realizadas pelo Laboratório de Física do Solo, do Centro de Ciências Rurais da UFSM:

a) Amostragem não destrutiva

- Densidade do solo, Porosidade (macro, micro e total) e umidade volumétrica

Foi utilizado amostrador do tipo “Uhland” com cilindros de aço inoxidável com 76 mm de diâmetro e 76 mm de altura (volume de 344,59 cm³). Foram coletadas amostras nas profundidades de 0 a 10 cm, 10 a 20 cm, 20 a 30 cm e 30 a 40 cm. Os dados obtidos dessas análises estão na Tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros físicos do solo da área experimental (Amostragem não-destrutiva)

Profundidade	Densidade do solo (g.cm ⁻³)	Porosidade		
		Macro	Micro	Total
0-10	1,210	0,100	0,428	0,528
10-20	1,185	0,124	0,415	0,538
20-30	1,065	0,141	0,445	0,585
30-40	1,070	0,161	0,462	0,582

b) Amostragem destrutiva

Foram coletadas três amostras com estrutura não preservada no mesmo local das amostras para densidade do solo nas profundidades de 0 a 20, e 20 a 40 cm de profundidade através da abertura de trincheiras com pá de corte. Previamente, cada ponto amostrado era limpo, retirando-se pedras, galhos e vegetação na camada mais superficial para que não causassem interferência na análise laboratorial. Logo após, as amostras foram enviadas para o Laboratório de Física do Solo onde os foram realizadas as análises de:

- Análise granulométrica: método da pipeta (USDA, 1972)
- Consistência: limites de Atterberg (Limite de liquidez e plasticidade, índice de plasticidade, densidade de partícula) (SOWERS, 1965)

Baseado na Tabela 2 (referente aos resultados análise laboratorial) e utilizando o diagrama de repartições de classes texturais para classificação granulométrica do solo foi constatado que o mesmo encontra-se no limite da classificação entre franco e siltoso.

Tabela 2 - Parâmetros físicos do solo da área experimental (Amostragem destrutiva para parâmetros de granulometria e consistência)

Parâmetro	Profundidade	
	0 – 20	20-40
Textura	(%)	(%)
Areia Grossa	20,15	20,04
Areia Fina	2,63	2,5
Silte	52,65	51,55
Argila	24,57	25,91
Densidade de partícula	g.cm⁻³	g.cm⁻³
Ds	2,56	2,55
Limites de Atterberg	kg.kg⁻¹	kg.kg⁻¹
Limite de Liquidez	44	37
Limite de Plasticidade	29	26
Índice de plasticidade	14	11

A determinação da umidade do solo foi realizada por meio retirada de 3 pontos amostrais diferentes por meio de recipientes metálicos nas profundidades de 0-10, 10-20, 20-30 e 30-40 cm, para cada uma das referidas amostras para posterior aferição do conteúdo de umidade da água. Os copos de coleta foram previamente pesados, assim como as amostras coletadas. Posteriormente, as amostras foram colocadas em estufa por 24 h a 300 °C, sendo cada uma pesada após esse período, e colocada novamente em estufa até estabilização do peso. Logo o cálculo para determinação da umidade do solo foi realizada conforme EMBRAPA, (1997), que estabelece a seguinte relação matemática para determiná-la:

$$U_g = \left[\frac{(P_u - P_s)}{P_s} \right] \cdot 100 \quad (40)$$

Onde:

U_g é o teor de água no solo (%);

P_u é o peso da amostra úmida (g);

P_s é o peso da amostra seca (g).

Os dados médios de umidade da área experimental são demonstrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Valores médios de umidade do solo da área experimental

Profundidade	Umidade do solo (%)
0-10	21,21
10 – 20	23,17
20 – 30	25,43
30 – 40	23,98

O índice de cone foi utilizado para caracterizar a condição do solo em promover suporte para o tráfego do maquinário agrícola. É a medida da resistência do solo à penetração e foi mensurada através de um penetrômetro marca Falker modelo PLG1020 com capacidade de memória de até 2.000 medições. O cone utilizado foi o tipo 2 de 12,83 mm de diâmetro. O índice de cone foi obtido a partir da medição da resistência à penetração do solo no perfil de 0 a 60 cm de profundidade a partir da superfície. A amostragem foi feita em 6 locais diferentes com 3 repetições por ponto.

A Figura 9 ilustra os momentos de coleta na área do experimento para dados de solo e resistência à penetração e a Figura 10 os dados médios de resistência à penetração da área.



Figura 9 - Coleta de amostras para determinação das análises físicas de solo destrutiva e não destrutiva (a), copo coletor de análises não destrutivas (b); anel com amostra não destrutiva (c); coleta de dados de penetrometria (d)

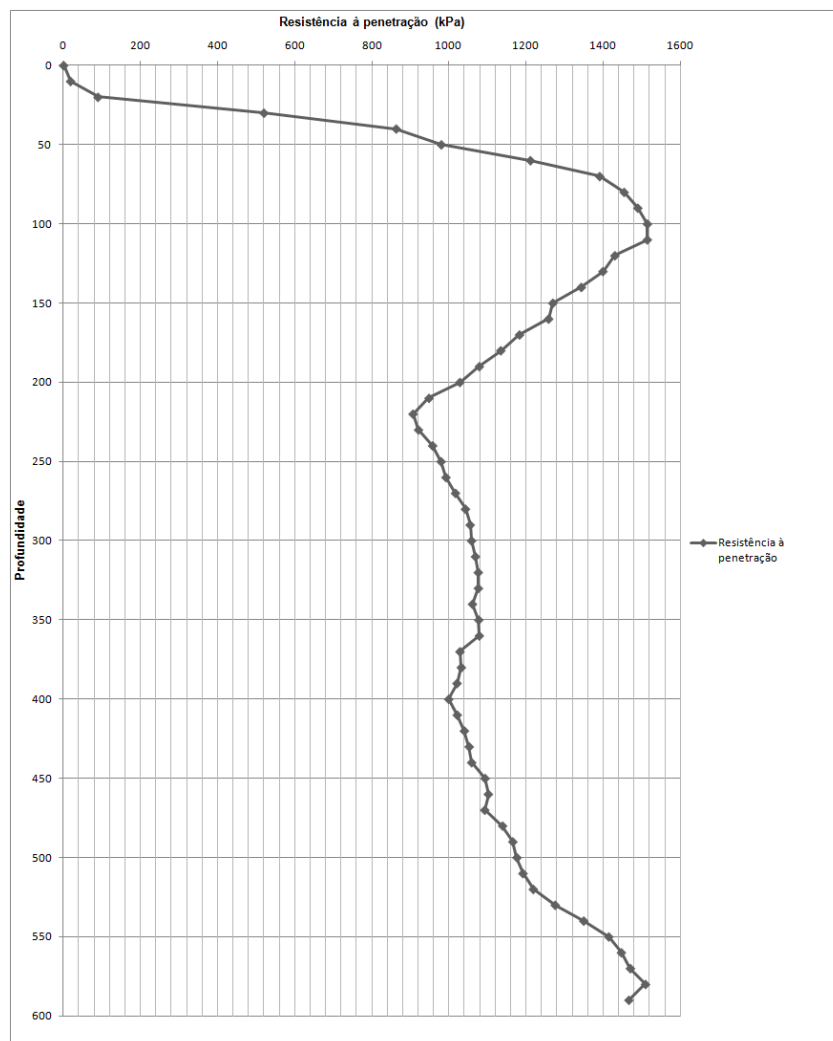


Figura 10 - Resistência média do solo à penetração no perfil de 0 a 600 mm da área experimental

3.2 Caracterização dos veículos utilizados no experimento

3.2.1 Trator teste

O trator teste instrumentado para aquisição dos dados no experimento de campo era da marca Massey Ferguson, modelo MF 4297, com tração dianteira auxiliar (TDA) e aproximadamente 70 horas (h) de uso. O trator possuía motor Diesel de 4 tempos, turbo aspirado, com 4 cilindros, 4400 cm³, modelo A420, marca AGCO

Sisu Power. Para a realização do ensaio de avaliação do desempenho do motor utilizou-se um dinamômetro elétrico de correntes parasitas (Correntes de Foucault), marca MWD modelo NL 480. A norma utilizada para o ensaio foi a ISO 1585 e verificou-se para o motor: potência máxima de 81,29 kW (110,55 CV) no motor a 2000 RPM e torque máximo de 422 Nm (43,03 kgf.m) a 1600 rpm. O trator segundo o fabricante admite peso máximo de 66,11 kN (6740 kgf) distribuído entre os eixos cuja distância é de 2740 mm. Seu vão livre total é de 410 mm, a altura da barra de tração ao solo é de 490 mm, a bitola dianteira 1955 mm, e traseira de 1875 mm.

A transmissão do trator era composta por 12 marchas à frente e 4 marchas a ré, com transmissão do tipo mecânica realizada por 2 alavancas seletoras, onde uma delas destinada as marchas (1, 2, 3 e 4) e a outra ao grupo (direta e reduzida) como também ao regime (alto e baixo). O escalonamento consta na Tabela 4, abaixo descrita, e com a marcha que foi utilizada nos testes destacada em negrito.

Em função da área do experimento ser característica de terras altas, o trator teste foi equipado com pneus R1 de construção diagonal, sendo que os pneus dianteiros eram de medida 14.9-26 R1 marca GoodYear dyna torque II de 12 lonas e os traseiros 23.1-30 R1 marca GoodYear dyna torque III de 12 lonas.

Tabela 4 - Escalonamento de marchas do trator teste MF 4297

Sentido	Marcha	Velocidade (km h ⁻¹)
F1	1ª RB	2,5
F2	1ª RA	3,2
F3	2ª RB	4,1
F4	2ª RA	5,4
F5	3ª RB	6,9
F6	3ª RA	9,0
F7	1ª SB	10,1
F8	1ª AS	13,2
F9	2ª SB	16,9
F10	2ª AS	22,1
F11	3ª SB	28,1
F12	3ª AS	36,7
Ré 1	Ré RB	3,5
Ré 2	Ré RA	4,6
Ré 3	Ré SB	14,4
Ré 4	Ré as	18,9

F: frente; R: reduzida; S: simples; B: baixa; A: alta.

A colocação de rodados duplos no eixo traseiro foi realizada com material de acoplamento fornecido pela empresa MARINI S/A² e os pneus dos rodados eram de dimensões 18.4-34 R1 marca Pirelli TM 95 de 12 lonas. As características dos pneus estão descritos na Tabela 5.

Tabela 5 - Medidas dos pneus utilizados no trator teste MF 4297

Rodado	Medida	Carga máxima (kN)	Pressão máxima (kPa)	Largura da banda sem carga (mm)	Diâmetro externo (mm)	Circunf. de rolamento (mm)
Dianteiro	14.9-26	20,89	235	378	1.316	3.974
Traseiro	23.1-30	37,71	166	587	1.707	5.106
Traseiro Duplagem	18.4-34	33,10	220	478	1.510	4.943

Fonte: Pirelli (2010); Goodyear (2010)

3.2.2 Trator freio

Como trator freio foi utilizado um exemplar da marca CBT (Companhia Brasileira de Tratores), modelo 1105 de 77,2 kW (105 CV) de potência, e seu peso total era de 54,25 kN (5.530 kgf). O trator estava equipado com pneus dianteiros de dimensões 7.5-18 F de 8 lonas e traseiro 23.1-26 R2 de 10 lonas. Esse trator foi utilizado para frear o trator teste gerando um esforço de tração em sua barra de tração a fim de se poder comparar o desempenho das duas configurações de tipo de rodado nas três diferentes pressões de insuflagem.

² Empresa brasileira que fabrica *kits* de acoplamento para rodado duplo

3.3 Montagem dos rodados

O kit para montagem da configuração dos rodados duplos foi fornecido pela empresa MARINI S/A, localizada no município de Passo Fundo, RS. O referido material fornecido continha porca, arruelas, cubo (Figura 11) e rodado 18.4-34 R1. A montagem dos cubos que fazem o acoplamento do aro do trator ao aro do rodado duplo foi realizada previamente no Núcleo de Ensaios de Máquinas Agrícolas (NEMA) – UFSM e a colocação dos rodados duplos foi realizada a campo. Para a realização da montagem da configuração rodado duplo primeiramente foi realizada a substituição das porcas que ligam o aro ao eixo do trator pelos tuchos para posterior colocação do cubo de roda; depois foi encaixado o cubo de roda nos tuchos e realizado a fixação das duas estruturas por meio de parafusos e logo após o acoplamento dos rodados ao cubo de roda para formar a configuração rodado duplo. Os passos para montagem estão ilustrados na Figura 12.

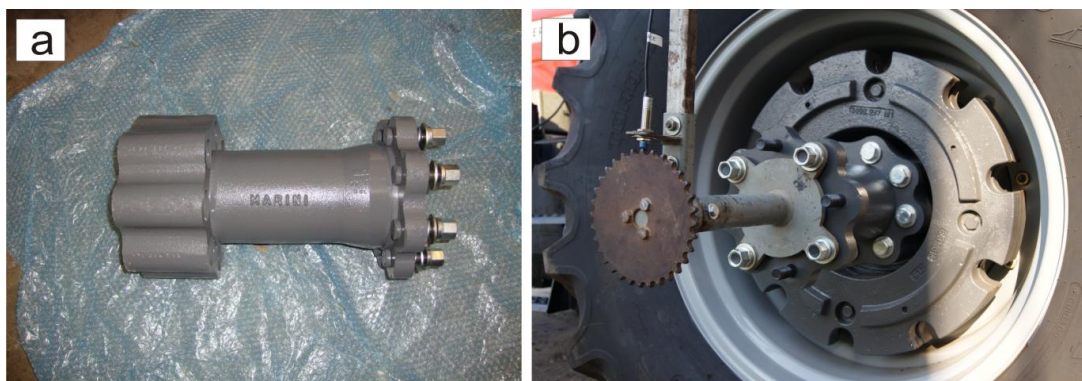


Figura 11 - Cubo de roda (a) e cubo de roda acoplado à configuração rodado simples com instrumentação montada para verificação do patinamento das rodas (b)

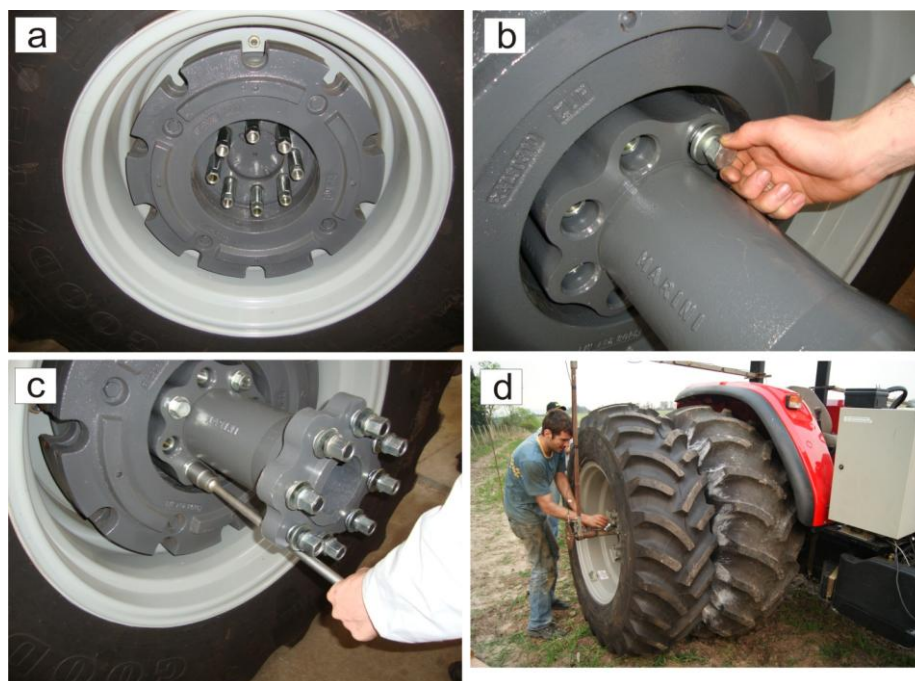


Figura 12 - Passos para montagem do rodado duplo: a) substituição das porcas; b) colocação do cubo de roda; c) fixação dos parafusos aos tuchos; d) acoplamento dos rodados ao cubo de roda para formar a configuração rodado duplo

3.4 Determinações realizadas no trator teste

Foram realizadas no trator teste uma série de determinações prévias ao experimento de campo (pesagem, lastragem e raio dinâmico) e também no momento da realização do mesmo (força de tração na barra, consumo horário de combustível, patinamento, etc.) e que estão descritos nos itens subsequentes.

3.4.1 Pesagem do trator

A pesagem do trator teste foi realizada em balança plataforma de marca Toledo, com capacidade para 500 kN e precisão de 0,1 kN, pertencente a uma unidade de recebimento de arroz, situada nas proximidades da UFSM, no Bairro

Camobi, Santa Maria, RS. Foi obtido o peso total e por eixo, na condição trator vazio. O peso de embarque correspondeu ao trator com tanque com 180 litros de combustível (Diesel B5), operador de 75 kg, e com lastros metálicos no eixo dianteiro e eixo traseiro. O peso total foi obtido colocando o trator com toda sua extensão em cima da balança, já a pesagem por eixo foi obtida posicionando apenas um rodado sobre a balança, primeiramente o rodado traseiro e posteriormente o rodado dianteiro conforme Figura 13. Os valores de peso e sua distribuição proporcional por eixo são descritos na Tabela 6.



Figura 13 - Pesagem do trator teste: a) peso total; b) peso do eixo traseiro; c) peso do eixo dianteiro

Tabela 6 - Pesagens do trator nas duas configurações de rodado e distribuição por eixo

Pesagem	Rodado Simples		Rodado Duplo	
	Peso Vazio kN (kgf)	Percentual (%)	Peso Vazio kN (kgf)	Percentual (%)
Rodado dianteiro	23,09 (2.354)	40,97	23,09 (2.354)	40,08
Rodado traseiro	33,27 (3.392)	59,03	34,51 (3.518)	59,91
Peso total	56,36 (5.746)	100,00	57,60 (5.872)	100,00

3.4.2 Lastragem do trator

O trator teste foi lastrado para que ficasse com a relação de distribuição de peso o mais próximo da relação 40% dianteiro e 60% traseiro, valores esses que se

aproximam da maior força de tração conforme alguns autores como (MÁRQUEZ, 1980; LINARES, 2006).

A relação peso potência foi de $0,63 \text{ kN.kW}^{-1}$ ($64,92 \text{ kgf.kW}^{-1}$) para a configuração rodado simples e $0,65 \text{ kN.kW}^{-1}$ ($66,35 \text{ kgf.kW}^{-1}$) para rodado duplo.

3.4.3 Área de contato dos pneus

A área de contato é influenciada, entre outros fatores, pelas dimensões do pneu, pressão interna, peso axial aplicado à roda e também pela deformação e recalque da superfície de apoio.

Baseado nisso, a medição da área de contato dos pneus foi realizada através do método direto, a partir da impressão do pneu sobre o solo em todas as rodas do trator e efetuada para as situações: rodado simples nas pressões de 124, 138 e 152 kPa e rodado duplo nas pressões de 124, 138 e 152 kPa.

Para a verificação da área de contato, o trator foi posicionado sobre o terreno e o contorno dos pneus foi marcado com cal branca a fim de delimitar a impressão do pneu sobre o solo, onde a área interna não atingida pela cal correspondia à área efetivamente em contato com o solo (Figura 14).

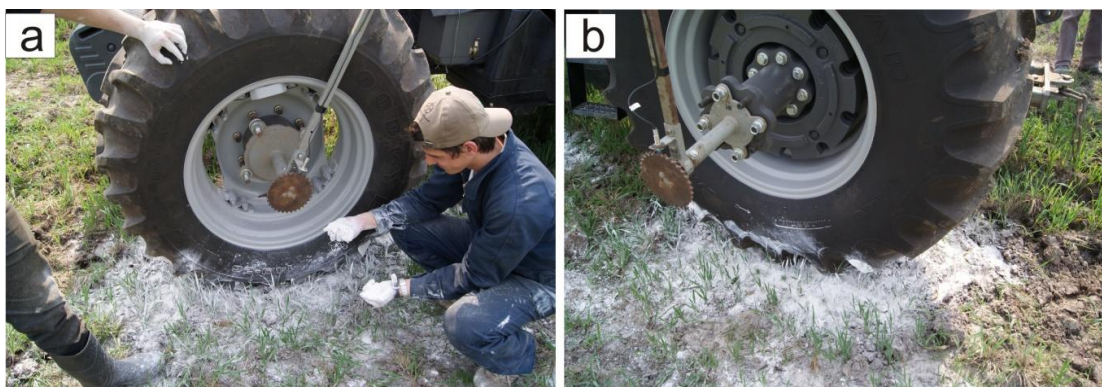


Figura 14 - Solo e pneu sendo marcados com cal branca para delimitação da área de contato: a) marcação do rodado dianteiro; b) marcação do rodado traseiro

Posteriormente o trator foi deslocado em marcha ré para fora da área delimitada pela cal e, então, eram dispostas duas trenas graduadas na posição do menor e maior eixo. Após, foi fotografada a área delimitada pela cal juntamente com as trenas (Figura 15).



Figura 15 - Área de contato pneu-solo e trenas para verificação das medidas formadas pela largura e comprimento da elipse para posterior cálculo da área de contato

A área de contato foi elaborada com base nos comprimentos medidos com trena das cordas da elipse (largura e comprimento), conforme a fórmula a seguir:

$$A_{\text{eli}} = b \cdot L \cdot \beta \quad (41)$$

Onde:

A_{eli} é a área de contato do pneu com o solo;

b é a largura da elipse formada pelo contato do pneu com o solo;

L é o comprimento da elipse;

β é o coeficiente de elipticidade ($\pi/4$).

3.4.4 Determinação do raio dinâmico

O raio dinâmico das rodas foi determinado em uma condição padrão com alta resistência à penetração e com o mínimo de resistência ao rolamento, em um caminho não pavimentado com superfície homogênea, em nível horizontal com baixa rugosidade superficial. Os valores obtidos, além de caracterizar os equipamentos, auxiliam no cálculo do avanço cinemático e outros cálculos que se baseiam nos valores de raio dinâmico.

A metodologia empregada consistiu em fazer uma marca com giz sobre os pneus do eixo dianteiro e traseiro e, utilizando-se essa referência foi demarcado a distância percorrida após 5 voltas com o trator deslocando-se em 2ª marcha reduzida baixa a 1200 rpm sem exercer força de tração na barra. Logo após foi esticada uma trena e realizada a aferição da distância percorrida pelos rodados. A Figura 16 ilustra a metodologia empregada.

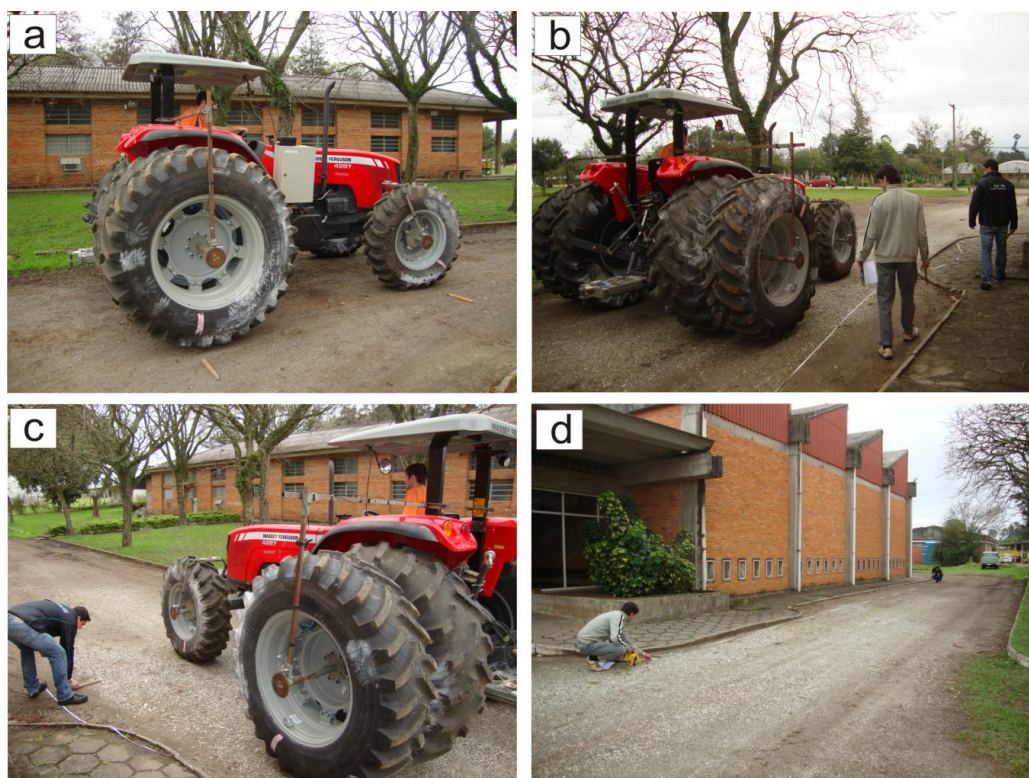


Figura 16 - Procedimento para verificação do raio dinâmico: a) Marcação do pneu com giz; b) contagem do número de voltas; c) marcação da última volta percorrida pela roda; d) aferição da distância

As medidas do trator foram realizadas com a tração dianteira auxiliar (TDA) desligada e, logo após, com a TDA ligada realizando-se três repetições para cada medição nas diferentes configurações do trator (pressões dos pneus e configurações de rodado). Posteriormente, o raio dinâmico foi calculado com base na equação abaixo:

$$R_d = \frac{\left(\frac{D_r}{5}\right)}{2\pi} \quad (42)$$

Onde:

R_d é o Raio dinâmico em mm;

D_r é a distância percorrida pela roda (mm);

π é a constante.

3.4.5 Resistência ao rolamento

Para a obtenção dos valores de resistência ao rolamento, foi utilizada uma célula de carga instalada no trator freio conectada ao trator teste por meio de uma corrente metálica. O trator teste ficava deslocado da linha central do trator freio para que não houvesse coincidência dos locais por onde se deslocavam os rodados do trator freio. Pelo *datalogger* foi realizado o registro instantâneo através das leituras das cargas, representando os valores reais de resistência ao rolamento do trator teste, o qual estava com o motor ligado, a caixa de câmbio em neutro e diferencial bloqueado.

3.4.6 Instrumentação eletrônica de aquisição de dados

Todos os dados foram coletados por meio de uma instrumentação eletrônica desenvolvida no Núcleo de Ensaios de Máquinas Agrícolas (NEMA) da UFSM por Russini, (2009).

Esta instrumentação ilustrada na Figura 17 adquire dados em tempo real de velocidade, patinamento, força de tração, consumo de combustível e rotação na TDP em um intervalo de aquisição que pode ser regulado por meio do software utilizado na interface com a unidade de armazenamento, o qual foi configurado para adquirir dados a cada 2 segundos.

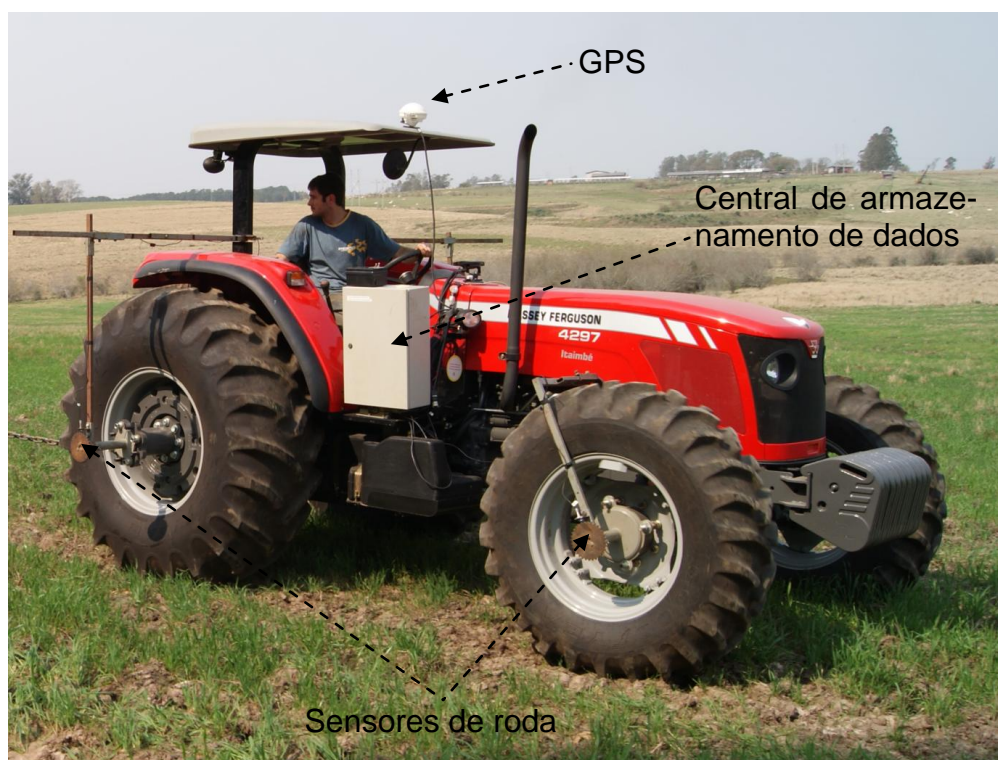


Figura 17 - Trator teste instrumentado com sensores de roda, fluxômetro, GPS e central de armazenamento de dados (*datalogger*).

Os dados dos sensores instalados no trator foram transmitidos e posteriormente, armazenados em um *datalogger* da marca *Campbell Scientific*, modelo CR 1000 (Figura 18).

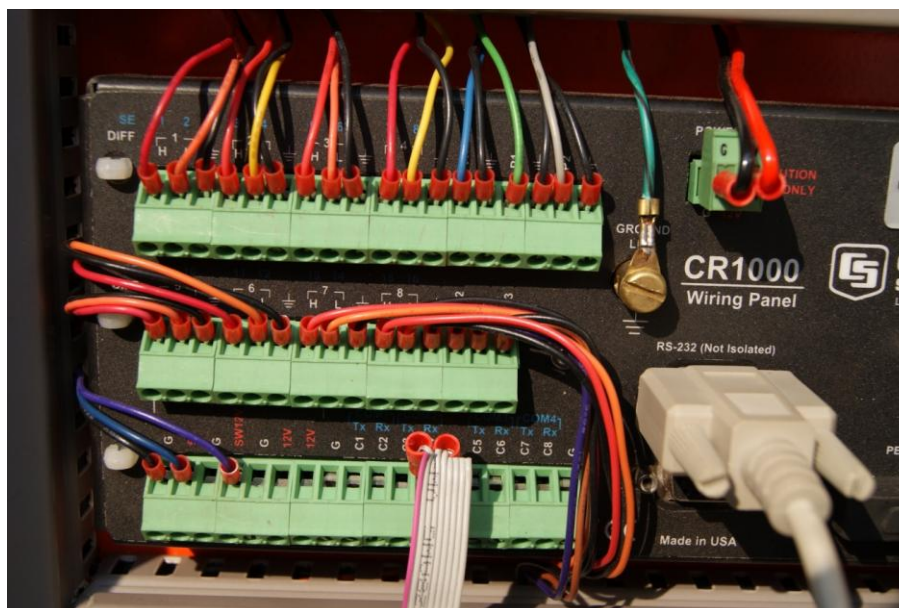


Figura 18 – Datalogger para armazenamento dos dados adquiridos pelos sensores.

3.4.6.2 Processamento dos dados

Após a aquisição dos dados, os mesmos foram descarregados para um notebook por meio de um cabo que faz a ligação física entre a porta serial de padrão DB-9 de saída de dados do *datalogger* com a porta USB (universal Serial Bus) do computador. Logo em seguida os dados foram descarregados através de um *software* específico (PC400W®) que permite a comunicação eletrônica com o *datalogger* e gerado um arquivo texto que pode ser aberto por qualquer software de planilhas eletrônicas, como por exemplo o Microsoft Excel®.

3.4.6.3 Força de tração

A força de tração demandada por um implemento ou máquina agrícola ao realizar uma determinada atividade é medida diretamente pela instrumentação por meio de uma célula de carga de 100 kN (Figura 19) que gera pulsos elétricos em mV

em igual intensidade ao esforço requerido. Esses pulsos elétricos em mV segundo Russini (2009) são convertidos e armazenados no *datalogger*.

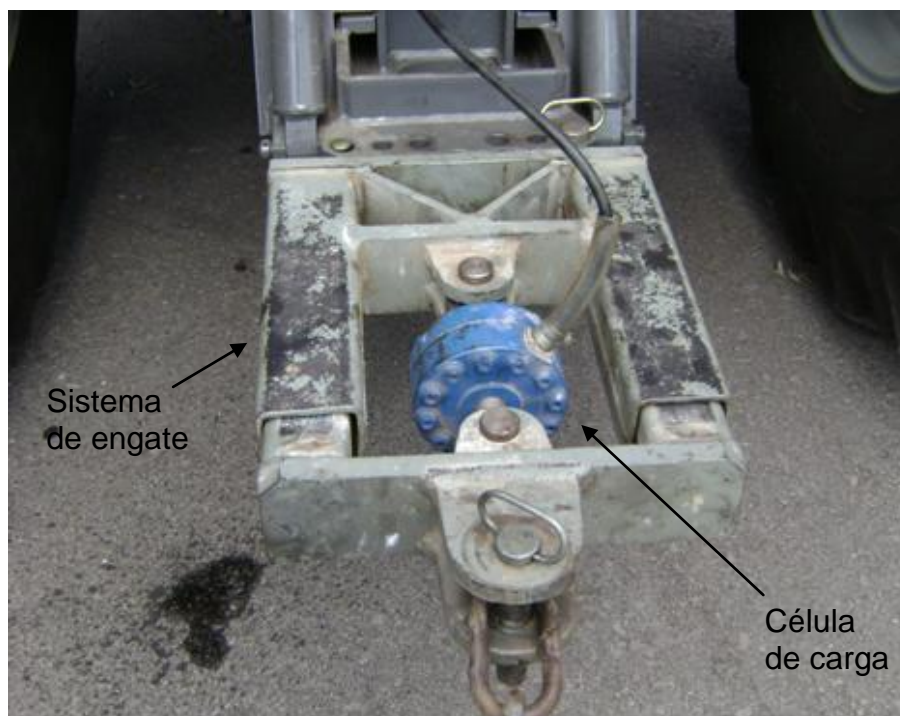


Figura 19 - Sistema de engate e célula de carga para medição da força de tração (RUSSINI, 2009)

3.4.6.4 Sensores das rodas motrizes

Foram utilizadas quatro rodas dentadas de 32 dentes cada acopladas ao rodado motriz, presas a um extensor fixado ao aro do trator (Figura 20). Cada uma dessas rodas dentadas possui um sensor indutivo capaz de verificar a frequência pela passagem dos dentes da engrenagem no sensor, conforme a rotação da mesma. Essa frequência é utilizada para que se possa verificar a velocidade da roda, o que é feito por um cálculo baseado na frequência e no perímetro da roda, esse cálculo é apresentado a seguir:

$$V_{\text{roda}} = \frac{(\text{Freq} \cdot \text{Per} \cdot 3,6)}{n} \quad (43)$$

Onde:

V_{roda} é a velocidade da roda (km.h^{-1});

Freq é a frequência captada pelo sensor (Hz);

Per é a Perímetro da roda (m);

n é a número de dentes da engrenagem.



Figura 20 – Detalhe da roda dentada e sensor do tipo indutivo

3.4.6.5 Velocidade real do trator

A aquisição do valor da velocidade real do trator é realizada por um receptor de sinais de satélite GPS conectado diretamente a uma barra de luzes, marca Trimble modelo AG 150 (Figura 21).



Figura 21 - Barra de luzes

3.4.6.6 Patinamento das rodas motrizes

A medida do patinamento das rodas motrizes é obtida por cálculo baseado nos dados de velocidade do trator e velocidade das rodas. Para a determinação do patinamento, a instrumentação utiliza a metodologia desenvolvida por Gabriel Filho et. al.(2004), em que a patinagem média (S) é obtida da pela equação 44:

$$S = \left[1 - \left(\frac{V_r}{V_t} \right) \right] \cdot 100 \quad (44)$$

Onde:

V_r é a velocidade média do trator obtida pelo receptor GPS (km.h^{-1});

V_t é a velocidade média da roda (km.h^{-1}).

3.4.6.7 Consumo de combustível

Para se obter o consumo de combustível, foi utilizado um fluxômetro marca Oval M-III modelo LSF 41 (Figura 22), que fornece um número de pulsos do volume

de combustível que passa pelo mesmo. A partir desses dados, o programa realiza o cálculo do consumo de combustível em $L.h^{-1}$.



Figura 22 - Caixa de proteção e ligações do fluxômetro

O consumo de combustível é calculado pela fórmula a seguir:

$$Cs = Pul \cdot 1,8 \quad (45)$$

Onde:

Cs é o consumo de combustível ($L.h^{-1}$);

Pul são os pulsos gerados pelo fluxômetro.

Segundo Russini (2009) neste tipo de medição podem ser utilizados dois sensores, tais que um deles mede a quantidade de combustível que entra na bomba injetora e outro que mede o retorno depois de passar pelos bicos injetores. No entanto a sistemática utilizada neste trabalho foi outra, onde o retorno dos bicos injetores é colocado depois do tubo de saída do fluxômetro após uma válvula de retenção, forçando o motor a consumir este excedente e, assim, não o contabilizando. Deste modo apenas a quantidade de combustível realmente utilizada pelo motor passa pelo fluxômetro.

3.4.6.8 Fonte de energia do *datalogger*

A alimentação elétrica do *datalogger* foi proveniente de uma bateria do tipo chumbo ácido selada com capacidade máxima de corrente de $7,5 \text{ A.h}^{-1}$ e tensão de saída de 12V. Isto porque a bateria do trator pode gerar picos de tensão superiores a 14V podendo danificar o equipamento.

3.5 Dados obtidos indiretamente

Os dados calculados indiretamente foram baseados nas equações existentes na revisão bibliográfica, portanto, cabe aqui ressaltar que as mesmas não serão descritas novamente, porém as variáveis calculadas e a equação correspondente para cálculo das mesmas estão descritas abaixo:

- Pressão aplicada ao solo (equação 2);
- Transferência de peso

Peso dinâmico no eixo traseiro e dianteiro (equações 5 e 6)

- Circunferência de rolamento, relação mecânica e avanço cinemático (equações 7, 8 e 9);
- Potência na barra de tração (equação 17);
- Consumo específico (equação 20);
- Eficiência em relação à transmissão (foi considerada como 0,9);
- Eficiência em relação à resistência ao rolamento (equação 23);
- Eficiência em relação ao patinamento (equação 24, 25 e 26);
- Eficiência em tração (equação 22);
- Coeficiente dinâmico de tração (equação 28);

3.6 Procedimentos experimentais e estatísticos

A análise estatística foi baseada em duas configurações de rodado (simples e

duplo) e 3 pressões de insuflagem (124, 138 e 152 kPa), sendo um bifatorial no delineamento blocos ao acaso com 3 blocos e 3 repetições por bloco, caracterizando um arranjo experimental 3x2x3.

As pressões foram definidas em função em função do número de lonas do pneu e do peso dinâmico incidente sobre os eixos do trator.

As configurações de rodado foram simples e duplo, sendo que no primeiro caso referiu-se ao trator com os dois pneus do eixo dianteiro e dois pneus no eixo traseiro, e o segundo caso constou de um rodado duplo, no qual eram 2 pneus no eixo dianteiro, sendo no eixo traseiro, os dois pneus do trator mais 2 pneus acoplados aos da montagem simples formando a configuração de rodados duplos dos pneus do eixo traseiro.

As pressões utilizadas na configuração de rodado simples foram 124, 138 e 152 kPa (22, 20 e 18 psi) no rodado traseiro e 124 kPa (18 psi) no rodado dianteiro. Em relação a configuração de rodado duplo, foram utilizadas as pressões 124, 138 e 152 kPa (22, 20 e 18 psi) nos pneus do eixo traseiro, com exceção dos pneus mais externos ao eixo que ficaram com pressão de insuflagem fixa de 138 kPa (20 psi).

Os dados foram analisados pelo software científico SISVAR e gerada a análise estatística. Quando houve a interação entre rodado e pressão, os dados passaram por uma análise de regressão polinomial para que fossem geradas equações que melhor representassem o desempenho dos rodados.

O experimento foi realizado com o trator teste em 3ª marcha reduzida baixa, o que proporciona uma velocidade teórica de $6,9 \text{ km.h}^{-1}$, tracionando o trator freio por meio de uma corrente metálica de 5 metros de comprimento (Figura 23). No trator teste foi selecionada a rotação do motor de 2200 rpm e obtida a estabilização da carga durante um determinado comprimento anterior a entrada na parcela de cerca de 15m, também, no transcurso da parcela o *datalogger* foi ligado para iniciar a gravação dos dados, e ao mesmo tempo anotado a hora de início do trajeto. Quando o trator teste chegava ao final da parcela, o *datalogger* era desligado e anotado o tempo de fim da parcela. Com isso, eram gravados em intervalos de 2 segundos, a hora, o número do registro, a tensão da bateria, a força de tração, o consumo horário de combustível, os pulsos de rotação das 4 rodas e a velocidade de deslocamento do trator. Cada tratamento correspondeu a um transcurso na parcela, sendo a distância percorrida de aproximadamente 90 metros.



Figura 23 -Trator teste tracionando trator freio

A marcha utilizada nos testes foi a que mais se aproximam da velocidade crítica para o trator teste, calculada levando em consideração um coeficiente de aderência de 0,55.

Para o trator freio, foi utilizada a marcha 1^a reduzida e esse trator deslocando-se em sentido contrário ao trator teste.

Foram avaliados os parâmetros: velocidade de deslocamento real, patinamento das rodas motrizes, força de tração na barra e o consumo de combustível para as variantes, pressão interna dos pneus e tipo de rodado. Também foram avaliados outros parâmetros paralelamente aos ensaios, como área de contato do pneu com o solo, circunferência de rolamento das rodas, distribuição estática de peso do trator, índice de cone, teor de água no solo, amostragem não destrutiva e destrutiva do solo para caracterização da área.

Para a repetição dos tratamentos foram consideradas as leituras de dados obtidas durante o percurso na parcela, na frequência de 1 registro a cada 2 segundos, em todos os tratamentos. Isso quer dizer que na distância de 90 metros da parcela experimental eram obtidos 45 dados de força de tração, consumo de combustível, velocidade e patinamento. A Tabela 7 relaciona os tratamentos experimentais.

Tabela 7 - Tratamentos executados no experimento de campo

Tratamento	Rodado	Pressão
RS P1	Simple	152 kPa (22 psi)
RS P2	Simple	138 kPa (20 psi)
RS P3	Simple	124 kPa (18 psi)
RD P1	Duplo	152 kPa (22 psi)
RD P2	Duplo	138 kPa (20 psi)
RD P3	Duplo	124 kPa (18 psi)

RD: rodado duplo; RS: rodado simples; P1: pressão (152 kPa); P2: pressão (138 kPa); P3: pressão (124 kPa).

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Pressão aplicada ao solo

Quanto a área de contato dos pneus com o solo, existe uma interação entre os fatores tipo de rodado e pressão de insuflagem, ou seja, a utilização de diferentes pressões para cada tipo de rodado alterou significativamente a área de contato dos pneus com o solo (Figura 24).

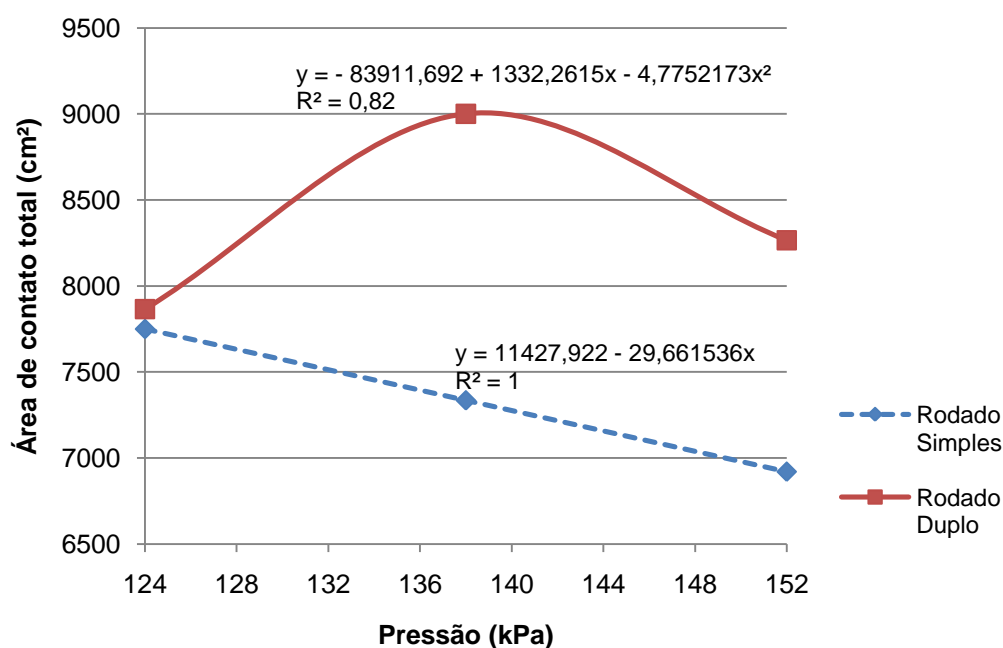


Figura 24 - Área de contato total dos pneus com o solo para rodado simples e rodado duplo

Com base no gráfico gerado pela análise de regressão, podemos verificar que há uma tendência de que a área de contato do rodado simples reduza com o aumento da pressão de insuflagem, o que leva a um comportamento linear e a área de contato aumente 11% quando é diminuída a pressão dos rodados traseiros de 152 para 124 kPa. Já para o rodado duplo, a área de contato se comporta de forma

kPa nos rodados traseiros duplo em relação ao uso de rodado simples, isso ocorre porque tanto o rodado interno como externo da configuração rodado duplo encontram-se com a mesma pressão, causando conseqüentemente uma melhor distribuição da banda de rodagem sobre o solo.

Quando comparados o tratamento que obteve a maior superfície de contato na configuração rodado simples (124 kPa) e o que obteve a maior no rodado duplo (138 kPa), houve um aumento de 13,9% da área de contato no uso de rodado duplo.

Na menor pressão (124 kPa), a área de contato foi praticamente igual tanto na configuração rodado simples, quanto na configuração rodado duplo. Isso ocorre porque, nessa condição, os pneus internos do eixo traseiro na configuração rodado duplo estão com uma pressão menor que os pneus externos.

O rodado duplo utilizando a pressão de 152 kPa incrementa em 16,28% a área de contato quando comparado com o rodado simples na mesma pressão.

O comportamento da pressão (Figura 25) é inversamente proporcional ao comportamento da (Figura 22), pois é dependente da mesma, uma vez que, a pressão aplicada ao solo é o peso incidente sobre os rodados dividido pela superfície de contato formada entre a roda e o solo. Uma menor pressão aplicada pelo rodado ao solo pode levar a uma diminuição da compactação do mesmo.

A pressão média aplicada ao solo pelo rodado simples é de $7,692 \text{ N.cm}^{-2}$ e para o rodado duplo de $6,898 \text{ N.cm}^{-2}$ o que significa uma redução de 11% na pressão incidente sobre o solo.

A menor pressão aplicada ao solo ocorre quando é utilizado a configuração rodado duplo e pressão de insuflagem de 138 kPa (Figura 25).

Na pressão de 138 kPa, há uma redução da pressão exercida pelo rodado ao solo de 19,22% quando usado o rodado duplo em relação ao rodado simples.

Quando comparado o melhor tratamento para rodado duplo e para rodado simples, há uma redução de 10,31% da pressão aplicada pelo rodado duplo em relação ao simples.

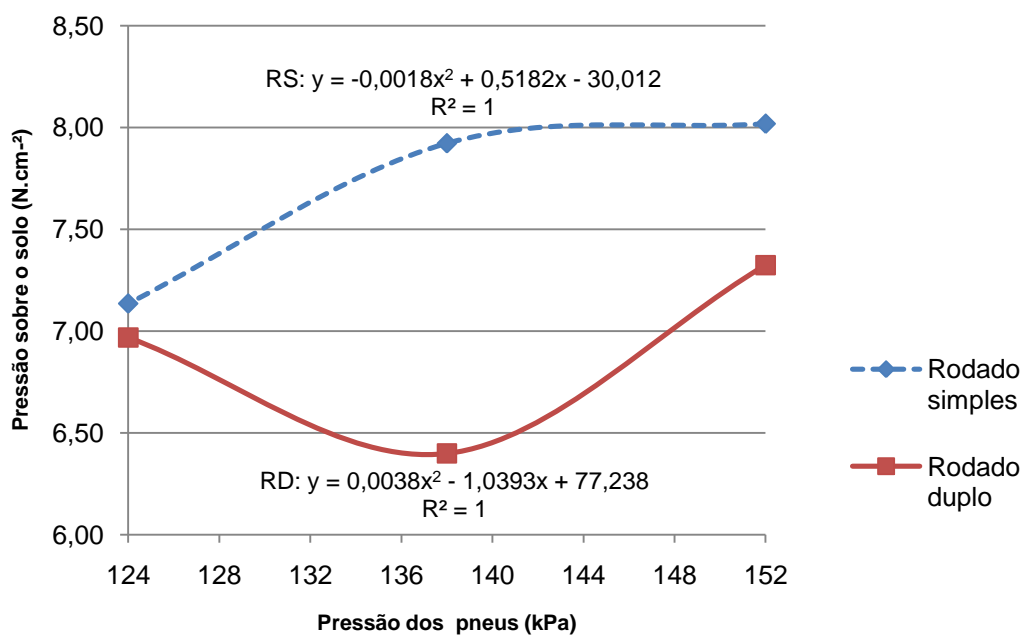


Figura 25 - Pressão aplicada ao solo pelo rodado simples e rodado duplo em função da pressão de insuflagem

4.2 Transferência de peso

4.2.1 Peso dinâmico no eixo dianteiro

Existe interação entre os fatores tipo de rodado e pressão de insuflagem, isto é, a utilização de diferentes pressões para cada tipo de rodado alterou significativamente o peso dinâmico sobre o eixo dianteiro (Figura 26).

Como a análise estatística verificou que uma equação linear e uma quadrática não são capazes de expressar o comportamento do peso dinâmico sobre o eixo dianteiro para rodado simples, assim admite-se que o peso dinâmico sobre os rodados do eixo dianteiro se comporta de maneira constante, não sofrendo influência da pressão utilizada nos pneus para rodado simples.

No rodado duplo, estatisticamente, o peso dinâmico é melhor representado por uma equação de segundo grau, na qual uma pressão de 138 kPa, há menor peso sobre o eixo dianteiro, possivelmente pela maior transferência de peso ao eixo

traseiro.

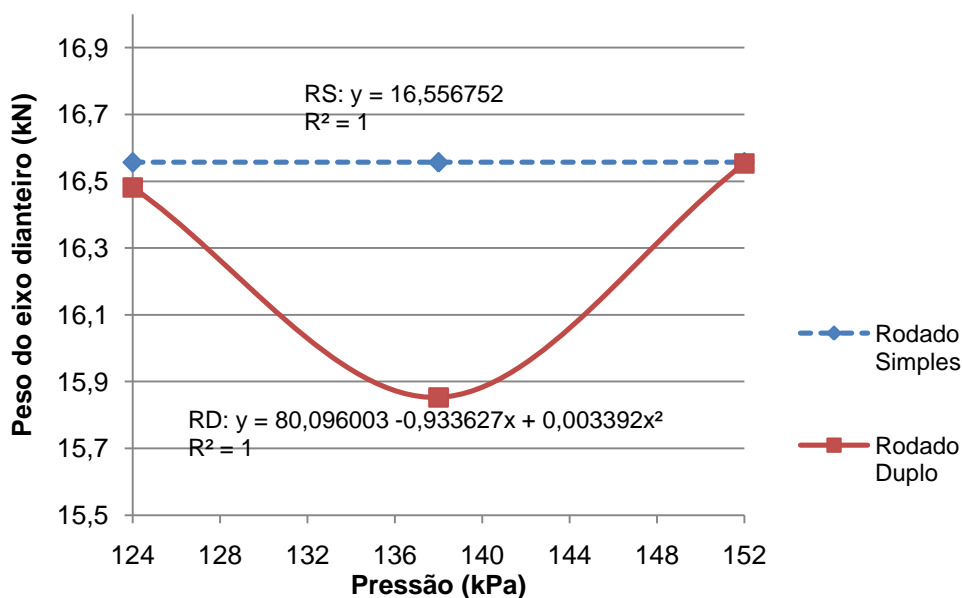


Figura 26 - Peso dinâmico incidente no eixo dianteiro do trator teste para rodado simples e rodado duplo em função da pressão de insuflagem

4.2.2 Peso dinâmico sobre o eixo traseiro

Existe interação entre os fatores tipo de rodado e pressão de insuflagem, o que quer dizer que a utilização de diferentes pressões alterou significativamente o peso dinâmico sobre o eixo traseiro (Figura 27) do trator.

Como a interação entre os fatores rodado e pressão foi significativa, a análise de regressão constatou que o melhor modelo para representar o peso dinâmico sobre o eixo traseiro para o rodado duplo é uma equação de segundo grau e para o rodado simples é uma linear constante.

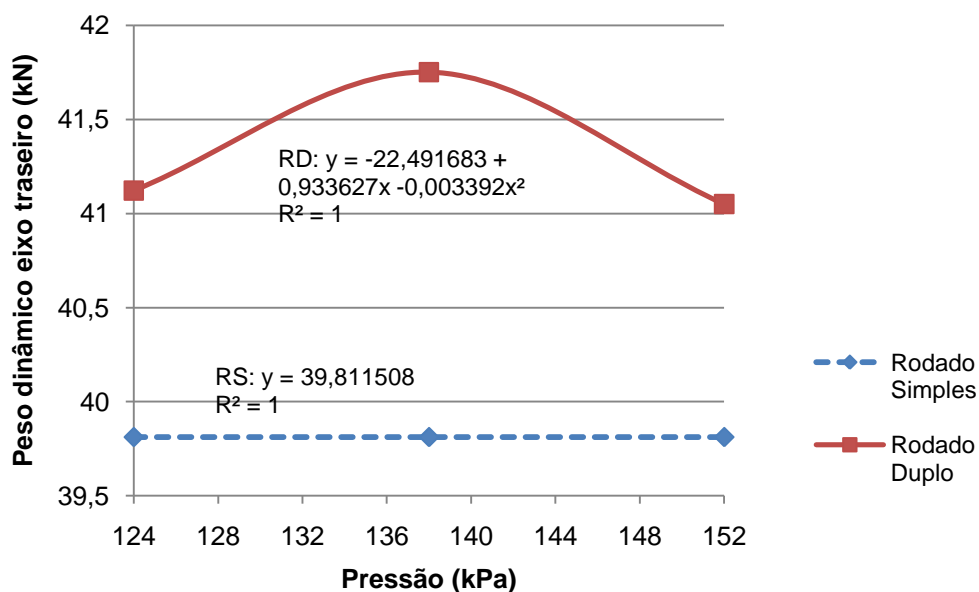


Figura 27 - Peso dinâmico incidente no eixo traseiro para rodado simples e rodado duplo nas diferentes pressões de insuflagem

Na Figura 27 demonstra-se uma maior transferência de peso ocorrendo para o eixo traseiro no rodado duplo podendo ser justificada pela maior força de tração exercida na barra de tração que a configuração rodado simples foi capaz de tracionar, uma vez que a transferência de peso depende principalmente da força exercida na barra de tração.

4.3 Circunferência de rolamento, relação mecânica e avanço cinemático

A Tabela 8 demonstra as circunferências de rolamento do trator teste realizada em superfície firme e de baixa resistência ao rolamento conforme procedimento descrito anteriormente no item 3.4.4. Esses dados de circunferência são utilizados para o cálculo do avanço cinemático.

Tabela 8 - Circunferência das rodas do trator teste obtidos com tração dianteira auxiliar ligada e desligada, para rodado simples e duplo, e para as pressões dos pneus de 124, 138 e 152 kPa

Pressão dos pneus	Tração dianteira	Circunferência			
		Rodado simples		Rodado duplo	
		RD (mm)	RT (mm)	RD (mm)	RT (mm)
124 kPa (18 psi)	desligada	3.955	5.257	3.966	5.238
138 kPa (20 psi)		3.954	5.261	3.965	5.267
152 kPa (22 psi)		3.960	5.277	3.974	5.265
124 kPa (18 psi)	ligada	3.919	5.287	3.912	5.265
138 kPa (20 psi)		3.923	5.295	3.909	5.287
152 kPa (22 psi)		3.932	5.313	3.931	5.290

RD: roda dianteira; RT: roda traseira

Na Tabela 9, demonstram-se os resultados referentes para a verificação da relação mecânica e avanço cinemático.

Tabela 9 - Relação mecânica e avanço cinemático para os diferentes tipos de rodados e pressões de insuflagem

Pressão dos pneus	Rodado simples		Rodado duplo	
	RM	a	RM	a
124 kPa (18 psi)	1,3491	1,01495	1,3459	1,0191
138 kPa (20 psi)	1,3499	1,01450	1,3524	1,0182
152 kPa (22 psi)	1,3513	1,01399	1,3456	1,0157

RM: relação mecânica; a: avanço cinemático

Com base nesses dados, pode-se inferir, que a relação motora para o rodado simples fica em torno de 1,35 e para o rodado duplo, 1,34; ou seja, o rodado do eixo dianteiro do trator gira 35 e 34% a mais que o eixo traseiro para rodado simples e duplo, respectivamente.

Em relação ao avanço cinemático, que é capaz de expressar o adiantamento (ou o atraso) da roda dianteira em relação à traseira onde os valores encontrados

neste referido trabalho foram de 1,01448 para rodado simples e 1,01766 para rodado duplo, ambos situando-se dentro da faixa de valores de avanço preconizados por Linares et al. (2006) que relatam que esses devem ficar entre 1,01 e 1,05.

4.4 Potência na barra de tração

4.4.1 Força de tração

Devido a não existência de interação entre os fatores para esta variável, os mesmos requerem uma análise individual, tratada a seguir (Figura 28).

Há diferença significativa a 5% de probabilidade de erro pelo teste de Tukey para a variável força de tração quando comparados rodado simples e rodado duplo. Nesse sentido, a força de tração média obtida pela utilização de rodado duplo é de 37,97 kN, o que gera um incremento de 4,35% em relação ao rodado simples (36,32 kN).

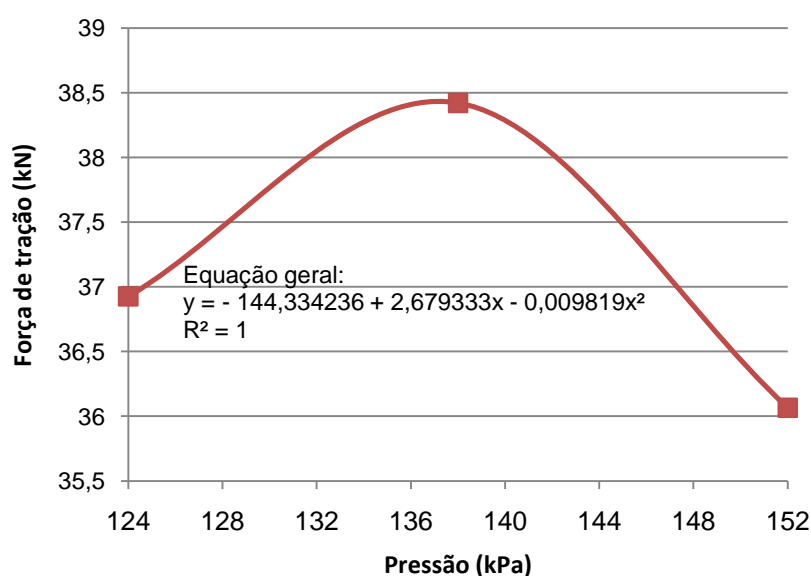


Figura 28 - Força de tração para os dois tipos de rodado em função da pressão de insuflagem

A Figura 28 ilustra que as maiores forças de tração são obtidas na pressão de 138 kPa, fato este que pode ser devido a essa equação representar o comportamento das duas configurações de rodado como sendo apenas uma, quando na verdade esse comportamento foi mais característico do rodado duplo.

Analisando as médias dos tratamentos pode-se verificar que para o rodado simples, a pressão que gerou as maiores forças de tração foi a de 124 kPa; no entanto, para rodado duplo a pressão dos pneus que o trator exerceu maior força de tração foi a de 138 kPa. Ao questionar-se o melhor entre todos os tratamentos para a variável força de tração, verifica-se que o rodado simples obteve uma força de tração de 36,92 kN e o rodado duplo 40,45 kN, ou seja, 8,71% de diferença.

Se essa diferença de 3,53 kN for colocada em questão e uni-la com dados de demanda energética para uma semeadora em um solo com as mesmas características do solo em estudo, pode-se evidenciar alguns aspectos.

Mahl et al. (2002) em trabalho para verificar a necessidade de força de tração, encontrou requerimento de 2,05 kN/linha de semeadura. Da mesma forma, Silva et al. (2002) e Santos, P.M. (2010) encontraram força média de tração por linha de semeadura de 1,22 e 2,57 kN/linha respectivamente, ambos utilizando semeadora com mecanismo sulcador do tipo haste sulcadora em sistema de plantio direto.

Esses resultados de demanda de tração podem contribuir na tomada de decisão sobre a pressão de insuflagem capaz de gerar maior força de tração e conseqüentemente auxiliar na determinação da largura de trabalho possível, como por exemplo, adotando a configuração rodado duplo utilizando a pressão de 138 kPa em ambos os pneus, pode-se proporcionar a possibilidade do trator tracionar 1 ou 2 linhas a mais de semeadura com praticamente a mesma velocidade de deslocamento e patinamento.

4.4.2 Velocidade de deslocamento

Pela análise da variância, não houve interação e nem significância dos fatores rodado e pressão para a variável velocidade.

A Tabela 10 demonstra o teste de médias de Tukey a 5% de significância.

Tabela 10 - Velocidade de deslocamento média para rodado simples e rodado duplo

Rodado	Velocidade (km.h ⁻¹)
Simples	4,03 a
Duplo	4,00 a
C.V. %	6,59

Médias com mesma letra não diferem estatisticamente a 5% pelo teste de Tukey

Conforme a Tabela 10, não há diferença entre as velocidades de deslocamento do trator para os dois tipos de rodados, esse fato pode-se dar devido a maior força de tração que o trator na configuração rodado duplo conseguiu expressar, o que pode ter elevado o patinamento e, por conseqüência, a redução da velocidade de deslocamento. Além disso, a pressão de insuflagem não alterou a velocidade de deslocamento.

4.4.3. Cálculo e análise da potência em tração

Existe diferença significativa para a variável potência para os diferentes tipos de rodado, sendo a potência para rodado duplo de 3,78% superior ao rodado simples (Figura 29).

Existe interação entre os fatores tipo de rodado e pressão de insuflagem, o que quer dizer que a utilização de diferentes pressões alterou significativamente a potência na barra de tração do trator.

Para rodado simples, não houve significância dos modelos quadrático e linear, portanto, nenhuma equação é adequada para representar a potência em rodado simples. A equação é representada pela média dos valores obtidos para rodado simples.

Para rodado duplo, houve significância para o modelo de regressão quadrático e o que representa mais adequadamente esse fator.

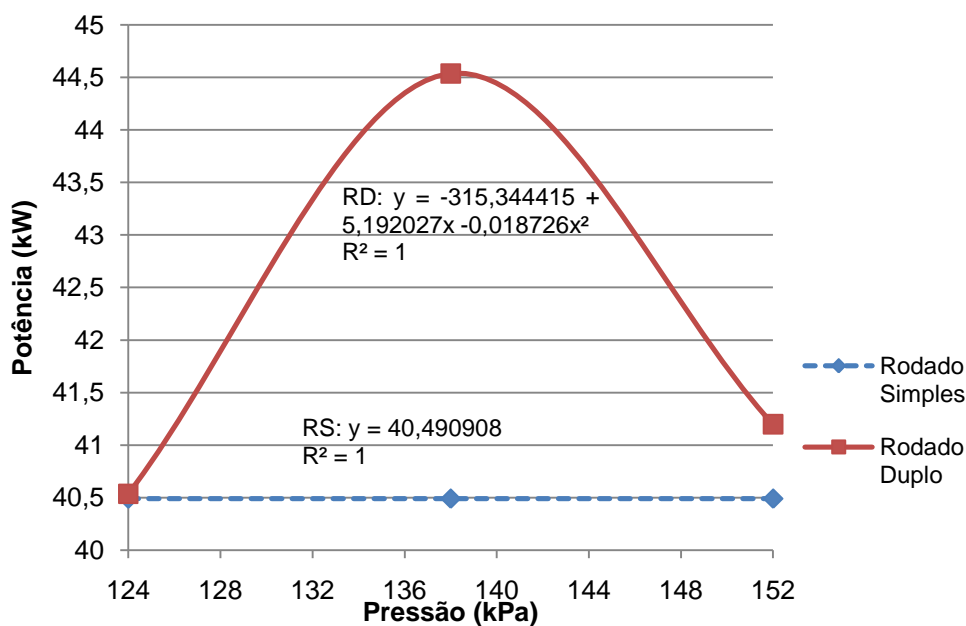


Figura 29 - Potência na barra de tração para rodado simples e rodado duplo nas diferentes pressões de insuflagem

A partir da Figura 29, e com base nos dados médios de campo, pode-se concluir que a potência no melhor tratamento para rodado simples (124 kPa) foi de 41,19 kW, enquanto para rodado duplo (138 kPa) 44,53 kW, demonstrando uma diferença de 3,34 kW, isto é, um aumento de 7,5% na potência disponível na barra de tração. Turner (199_) também encontrou valores de potência na barra de tração superiores para rodado duplo quando comparado com rodado simples.

4.5 Patinamento

Após análise estatística da variância não houve interação e nem significância dos fatores rodado e pressão. A Tabela 11 mostra o patinamento médio do eixo traseiro, para os dois diferentes tipos de rodado.

Tabela 11 - Patinamento médio do eixo traseiro, para rodado simples e rodado duplo

Rodado	Patinamento médio (%)
Simple	18,13 a
Duplo	18,11 a
C.V. %	26,3644

Médias com mesma letra não diferem estatisticamente a 5% pelo teste de Tukey

Embora o resultado não tenha diferenciado-se como o esperado, o patinamento médio dos rodados não diferiu significativamente, bem como, a pressão de insuflagem não alterou o patinamento.

Dentro dos limites dos fatores testados, não houve diferença significativa entre os tratamentos obtendo-se resultados semelhantes.

Com base no comportamento, dos parâmetros medidos patinamento e força de tração, pode-se verificar que o melhor entre todos os tratamentos é aquele da configuração em que o rodado duplo é aplicado com a pressão de 138 kPa (Figura 30), no qual foi também obtida a maior força de tração que correspondeu ao valor de 45,54 kN a um patinamento de 23,63%.

Para o tratamento com rodado simples, o melhor tratamento foi o que utilizou a pressão de 124 kPa, no qual a máxima força de tração obtida foi de 43,16 kN a um patinamento de 25,46%.

Com base nessa análise, é possível dizer que quando utilizado o rodado duplo na pressão de 138 kPa há uma redução de 7% no patinamento e aumento de 5,22% na força de tração quando comparado com o rodado simples na pressão de 124 kPa. Sümer e Sabanci (2005), encontraram valores semelhantes utilizando rodado duplo e rodado simples em área coberta com resteva de trigo.

Os piores resultados foram obtidos para o tratamento que utilizavam o rodado simples a uma pressão interna dos pneus de 152 kPa

O fato da configuração rodado simples a 138 kPa ter um desempenho inferior a sua mesma configuração mas pressão de 152 kPa pode ser justificada, que existem valores de força de tração menores que os demais, chegando a valores próximos a 5% de patinamento.

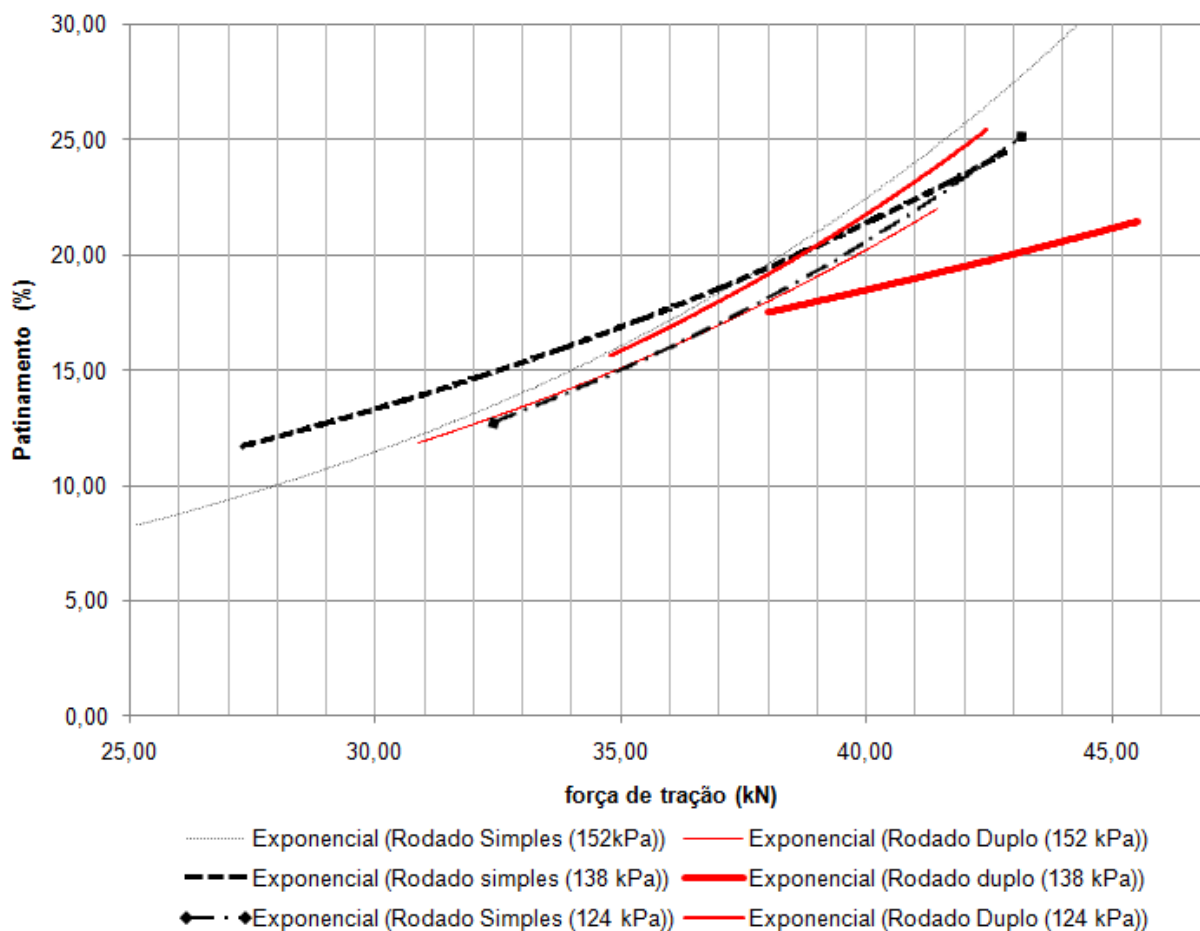


Figura 30 - Curvas de tendência para força de tração versus patinamento de todos os tratamentos

Outra forma de representação adotada é realizada por meio de uma figura comparando as diferentes configurações de rodado a uma determinada pressão, e com isso, pode-se obter diversas conclusões.

Em relação à Figura 31, pode-se verificar que o melhor tratamento é o rodado duplo, onde a sua curva exponencial está mais afastada do eixo do patinamento e mais próxima do eixo da força de tração. Tal fato pode ser justificado pela maior superfície de contato que o rodado duplo proporciona conseguindo reduzir os índices de patinamento. Mas, em patinamentos inferiores a 10%, o uso de rodados duplos pode não ser justificável, visto que nesse caso, há menores forças de tração na barra, o que conseqüentemente confere menor incidência de peso dinâmico sobre o eixo traseiro, menor recalque dos pneus no solo e tal fato faz com que não

se tenha atuação das rodas externas do eixo traseiro na configuração rodado duplo, ficando o contato do pneu com o solo apenas para os pneus internos.

Em forças de tração na barra que superam os 30 kN, o uso do rodado duplo diminui o patinamento das rodas motrizes.

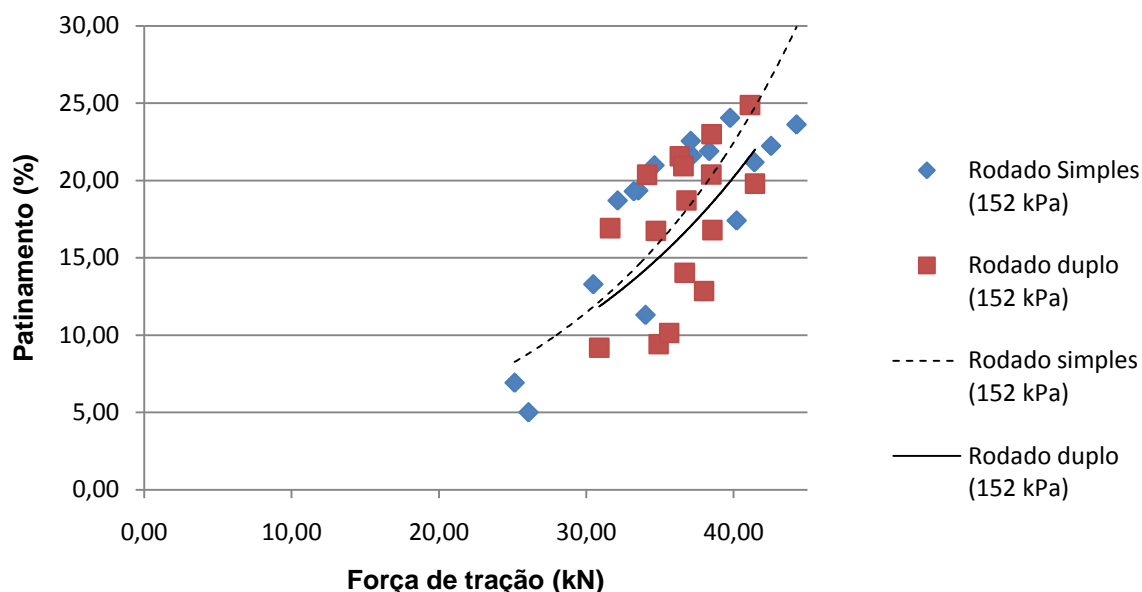


Figura 31 - Força de tração versus patinamento para rodado duplo e rodado simples na pressão de 152 kPa

Quando comparados os diferentes tipos de rodados na pressão de 138 kPa (Figura 32), pode-se concluir que o melhor desempenho é obtido com o rodado duplo, onde o mesmo consegue tracionar maiores forças de tração a menores níveis de patinamento. Nessa configuração, se fixado o nível de patinamento de 15 %, tem-se que o rodado duplo é capaz de tracionar 41,17 kN e o rodado simples 38,79 kN, o que gera uma diferença de 5,78%.

Não é possível comparar o rodado duplo com o rodado simples nos índices de patinamento abaixo de 15 % pela não existência de valores de força de tração abaixo desse índice de patinamento.

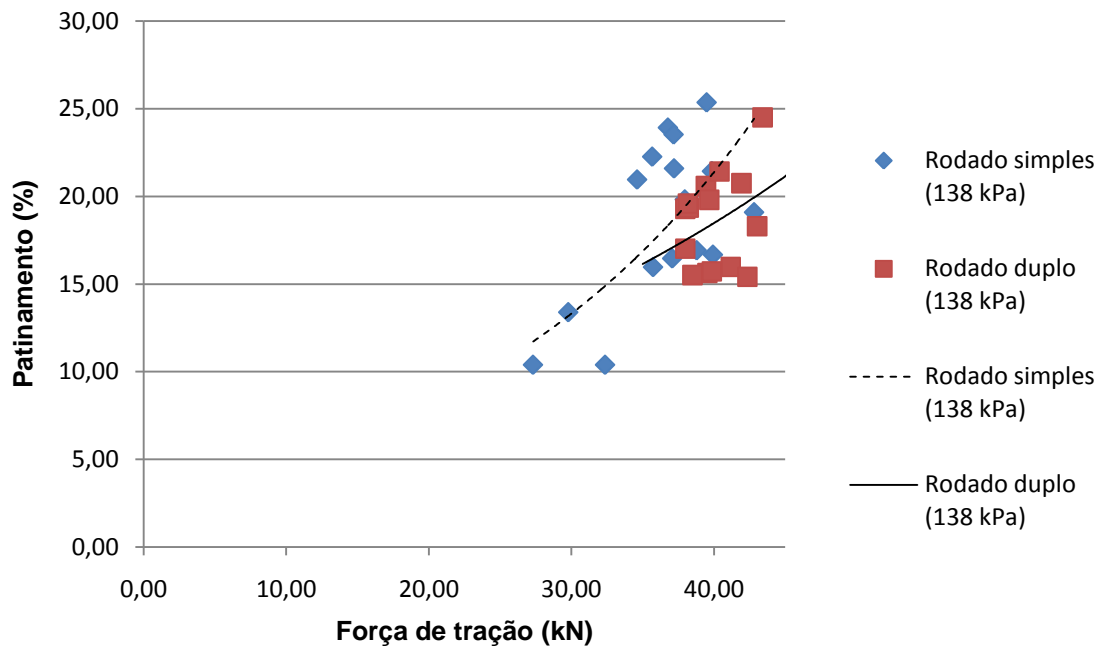


Figura 32 - Força de tração versus patinamento para rodado simples e rodado duplo na pressão de 138 kPa

Conforme a Figura 33, para a pressão de 124 kPa a situação das configurações de tipo de rodado foi diferente se comparada com as pressões de 152 e 138 kPa.

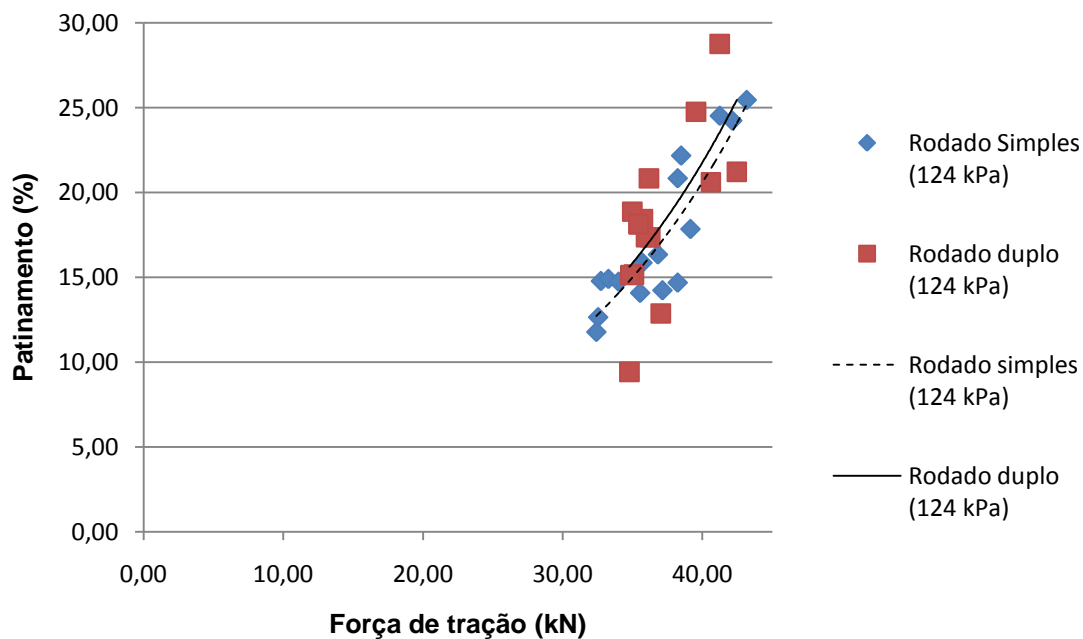


Figura 33 - Força de tração versus patinamento para rodado simples e rodado duplo na pressão de 124 kPa

Nessa pressão (124 kPa), o melhor desempenho é obtido com rodado simples, sendo que o mesmo obteve maiores forças de tração a menores índices de patinamento que no rodado duplo. Tal fato pode ser explicado pela diferença de pressão existente entre os pneus da configuração rodado duplo, sendo que o pneu externo ficou com pressão mais elevada que o pneu interno, o que configurou para que o maior apoio se desse nos pneus de menor superfície de contato e os pneus internos atuassem para a flutuação das rodas, o que contribuiu para um menor recalque da agarradeira sobre o solo e conseqüentemente maiores índices de patinamento.

Na faixa de patinamento de 15 a 20 % o maior desempenho para rodado simples foi de 39,14 kN a um patinamento de 17,85 % e para rodado duplo de 36,27 kN a 17,36 %.

4.6 Consumo de combustível

4.6.1 Consumo horário

Conforme a análise da variância para a variável consumo horário, não ocorreu interação entre os fatores rodado e pressão, assim como não houve significância do fator rodado isoladamente. As médias de consumo horário de combustível não diferiram significativamente a 5% pelo teste de Tukey, sendo para rodado simples 17,40 L.h⁻¹ e para duplo 17,92 L.h⁻¹.

Todavia, houve significância apenas para o fator pressão isoladamente. Para tal, foi realizada a análise de regressão que forneceu uma única equação do tipo linear e que demonstra o comportamento semelhante dos dois tipos de rodado nas diferentes pressões (Figura 34).

O consumo horário se comporta de forma linear e decrescente, sendo que há tendência de aumento de consumo horário de combustível quando é diminuída a pressão de insuflagem dos pneus. O menor consumo ocorre na utilização da pressão de 152 kPa para os dois tipos de rodados.

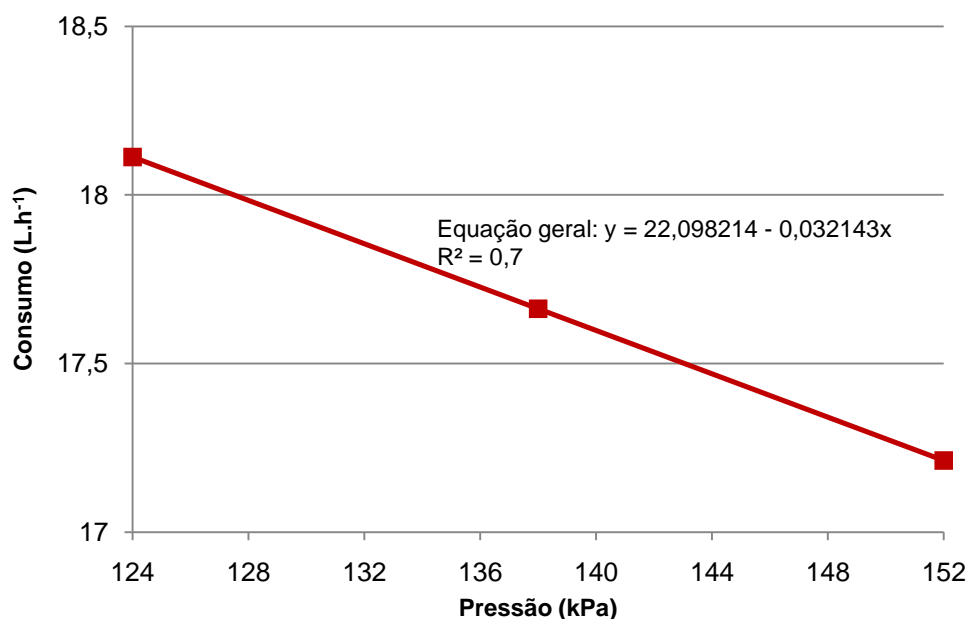


Figura 34 – Linha de tendência do consumo horário de combustível para rodado simples e rodado duplo nas diferentes pressões de insuflagem.

4.6.2 Consumo específico

Existe interação entre os fatores rodado e pressão, o que quer dizer que a utilização de diferentes pressões alterou significativamente o consumo de combustível.

Como a análise estatística verificou que tanto a equação linear como a quadrática são capazes de expressar o comportamento do consumo específico de combustível para rodado simples, considera-se que o mesmo tem comportamento constante, não sofrendo influência diante da pressão utilizada nos pneus.

No rodado duplo, estatisticamente, esse consumo é melhor representado por uma equação do tipo linear. Esses resultados podem ser visualizados na Figura 35.

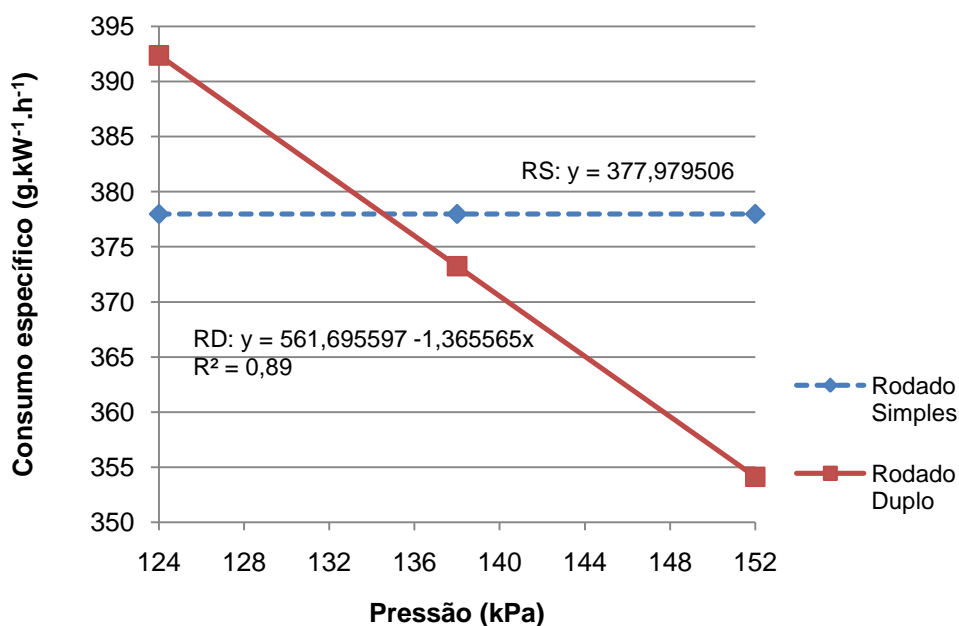


Figura 35 - Consumo específico de combustível para rodado simples e rodado duplo em função da pressão de insuflagem

Conforme os dados da Figura 35 o consumo específico de combustível para rodado duplo decresce linearmente à medida que a pressão de insuflagem é aumentada, isso pode ser justificado porque em menores pressões, há maior capacidade de tração. O menor consumo específico médio para rodado duplo foi de $358 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ na pressão de 152 kPa. A pressão de 138 kPa no rodado duplo, que foi capaz de tracionar a maior força de tração entre todos os tratamentos (40,45 kN), teve menor consumo específico de combustível ($365,47 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$) que os tratamentos do rodado simples. Já na pressão de 124 kPa, o consumo específico foi de $396,25 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$.

Para rodado simples, estatisticamente esse comportamento é linear e constante, onde o consumo específico é de $377,97 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$.

A Figura 36 faz menção ao consumo específico médio de combustível, o qual leva em consideração o consumo horário de combustível e a potência na barra de tração.

Pela figura pode-se observar que o menor consumo específico de combustível foi de $358,01 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ obtido na configuração rodado duplo a uma pressão de 152 kPa confirmando resultados obtidos por Sümer e Sabanci (2005)

que encontraram $356,90 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$. Em contrapartida, o maior consumo de combustível ocorreu na configuração rodado duplo a 124 kPa.

Na configuração para rodado duplo de 138 e 152 kPa, o consumo específico de combustível foi menor que todos os tratamentos da configuração rodado simples.

O consumo específico para rodado simples decresce à medida em que é diminuída a pressão de insuflagem. No entanto, para rodado duplo o consumo específico decresce quando se aumenta a pressão de insuflagem.

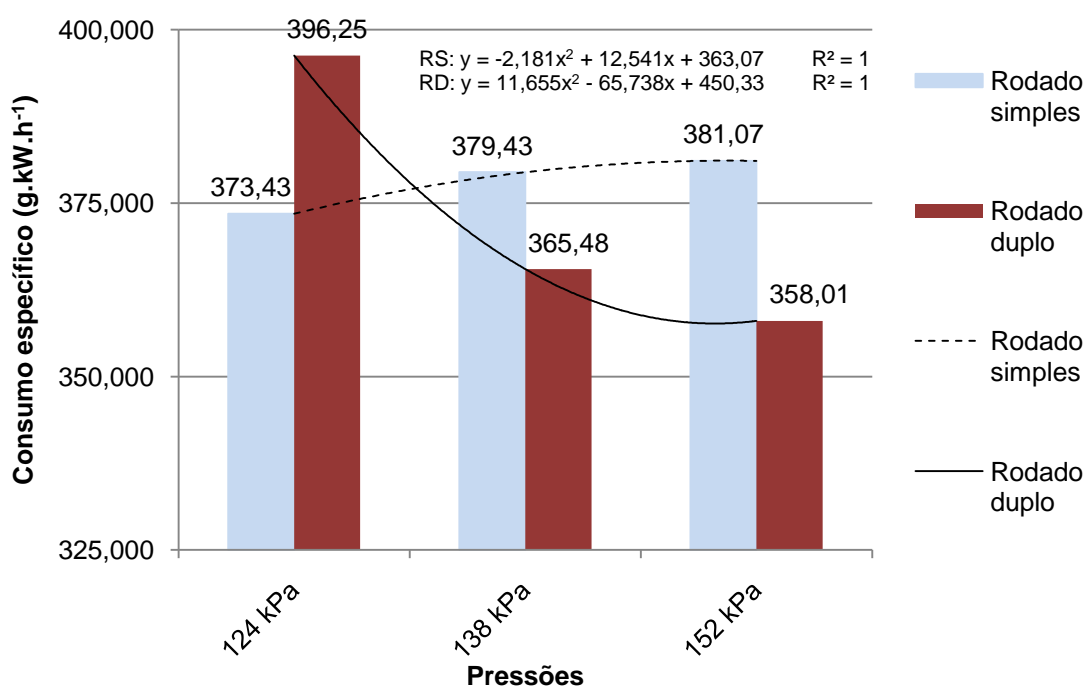


Figura 36 - Consumo específico médio de combustível das diferentes configurações de rodado em função da pressão de insuflagem

4.7 Eficiência em tração

4.7.1 Eficiência em relação à resistência ao rolamento

Os dados médios de resistência ao rolamento obtidos em campo constam na tabela 12:

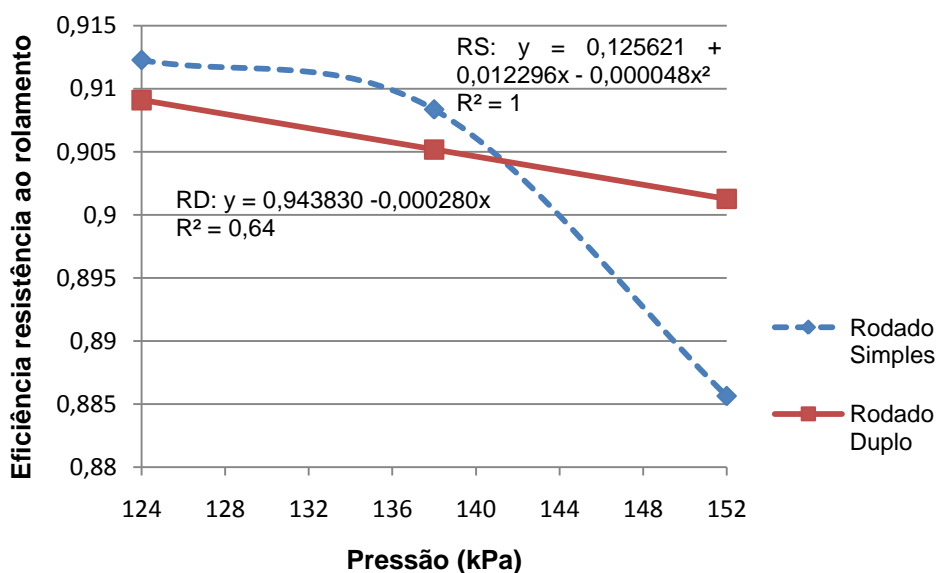
Tabela 12 - Dados médios de resistência ao rolamento do trator teste

Pressão	Resistência ao rolamento (kN)	
	Rodado Simples	Rodado Duplo
18 psi (124 kPa)	3,89	3,75
20 psi (138 kPa)	4,05	3,74
22 psi (152 kPa)	4,82	4,06

Existe interação entre os fatores rodado e pressão, pois a utilização de diferentes pressões alterou significativamente a eficiência em relação à resistência ao rolamento (Figura 37).

A melhor representação desta variável para rodado simples é uma equação do tipo quadrática sofrendo influência diante da pressão utilizada nos pneus.

Para rodado duplo, esse consumo é melhor representado por uma equação linear.

**Figura 37 - Eficiência em relação à resistência ao rolamento para rodado simples e rodado duplo**

Com base na Figura 37 a eficiência em relação à resistência ao rolamento é maior quanto menor a pressão utilizada, para ambos os rodados.

As pressões de 124 e 138 kPa proporcionam as maiores eficiências em relação à resistência ao rolamento entre todos os tratamentos.

Na pressão de 138 e 124 kPa o rodado duplo obteve uma eficiência em relação à resistência ao rolamento inferior ao rodado simples.

4.7.2 Eficiência em relação ao patinamento

Conforme a análise da variância, não houve interação entre os fatores rodado e pressão para a variável eficiência em relação ao patinamento, assim, a Tabela 13 apresenta a não existência de diferença significativa pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade de erro.

Tabela 13 - Eficiência em relação ao patinamento para rodado simples e rodado duplo

Rodado	Eficiência em relação ao patinamento
Simples	0,82 a
Duplo	0,82 a
C.V. %	5,8300

Médias com mesma letra não diferem estatisticamente a 5% pelo teste de Tukey

A eficiência em relação ao patinamento é de 0,82 para rodado simples e rodado duplo e a pressão de insuflagem não alterou significativamente a eficiência em relação ao patinamento.

A pressão de insuflagem não alterou significativamente a eficiência em relação ao patinamento.

A análise da variância constatou que não há interação entre os fatores rodado e pressão para a variável eficiência em tração e, ainda a mesma não diferiu significativamente entre os dois tipos de rodado pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade conforme a Tabela 14.

Tabela 14 - Eficiência em tração para rodado simples e rodado duplo

Rodado	Eficiência em tração
Simple	0,66 a
Duplo	0,67 a
C.V. %	5,08

Médias com mesma letra não diferem estatisticamente a 5% pelo teste de Tukey

A eficiência em tração não diferiu significativamente entre os tipos de rodado ficando em 66 e 67% para rodado simples e rodado duplo respectivamente. Esse fato pode ser devido a inexistência de diferença significativa entre os diferentes tipos de rodados para as variáveis eficiência em relação à resistência ao rolamento e eficiência em relação ao patinamento, pois a metodologia empregada para o cálculo da variável eficiência em tração é dependente dessas duas variáveis citadas anteriormente.

Segundo Brixius (1975) as maiores eficiências em tração são obtidas quando a roda opera entre 5 e 20% de patinamento. Para patinagens menores que 5%, uma grande parte da potência consumida é requerida para vencer a resistência ao rolamento e, acima de 20% de patinagem, o aumento de potência que entra no sistema é perdido por patinagem.

Com base nestas informações, e tomando o melhor tratamento para rodado simples para comparação com os tratamentos da configuração rodado duplo, e colocando em um dos eixos o patinamento das rodas motrizes, e no outro a eficiência em tração, tem-se um gráfico conforme a Figura 38.

Conforme a Figura 38, a máxima eficiência em tração foi de 72,8 % a 10,41 % de patinamento obtida pelo rodado duplo na pressão de 152 kPa. Para rodado simples, no entanto, a maior eficiência em tração foi de 70% a 11,89% de patinamento.

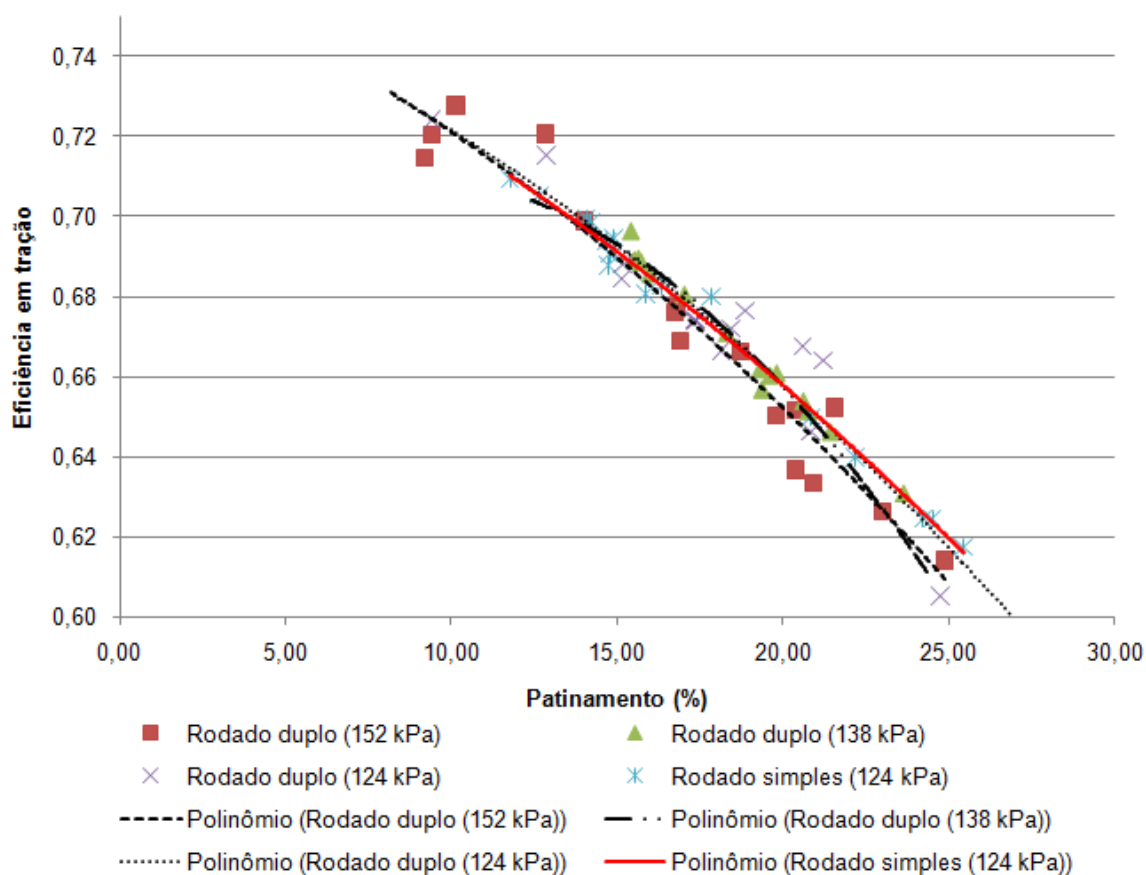


Figura 38 - Curvas de eficiência em tração versus patinamento para todos os tratamentos

Da mesma forma como para as figuras relativas à força de tração versus patinamento, a curva característica para tal não inicia em zero por que não obteve-se no referido trabalho patinamentos e eficiências em tração que se aproximassem de zero. Por esse motivo a curva característica para os tratamentos diferem do proposto por Macmillan (2002) (Figura 4).

A Figura 39 ilustra a comparação dos diferentes tipos de rodados a uma mesma pressão, onde a referida figura foi elaborada para uma pressão de 152 kPa. A um mesmo patinamento de 10%, tem-se que para rodado duplo a eficiência em tração foi de 72,8 % e para rodado simples de 69,5%. Também, para um patinamento de 15% temos uma eficiência em tração de 69,90% para rodado duplo e 67,3% para rodado simples, o que significa que se tem uma maior eficiência para um mesmo patinamento. Resultados semelhantes de eficiência foram encontrados por trabalho conduzido por Ferreira (1999) em trator com rodado simples.

Pode-se verificar, inclusive, que para a referida pressão de 152 kPa, o rodado duplo é sempre superior em eficiência em tração que o rodado simples.

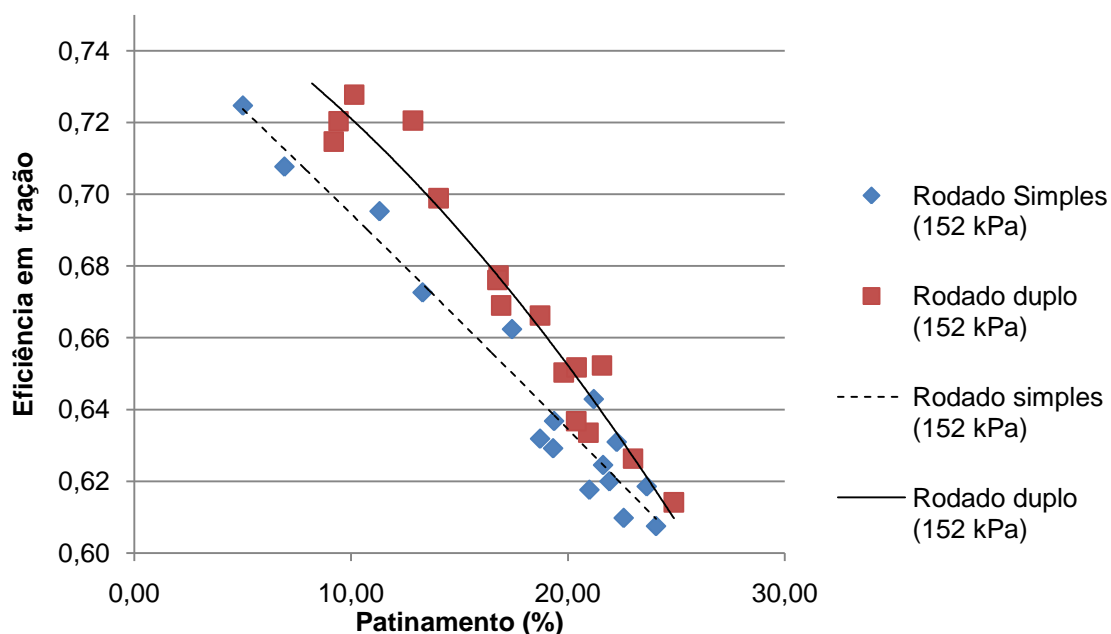


Figura 39 - Patinamento versus eficiência em tração para os diferentes tipos de rodado para a pressão de 152 kPa

Na Figura 40 estão comparados os diferentes tipos de rodados para a pressão de 138 kPa.

Pode ser observado que para esta pressão, a maior eficiência em tração foi de 72,50% obtida pelo rodado simples com 10% de patinamento. Não é possível compará-lo com o rodado duplo para o mesmo patinamento, pois não existem dados abaixo de 15% para o mesmo.

Se comparadas as duas configurações de rodado a um nível de patinamento de 15%, tem-se 69,60% de eficiência em tração para rodado duplo e 68,10% para rodado simples.

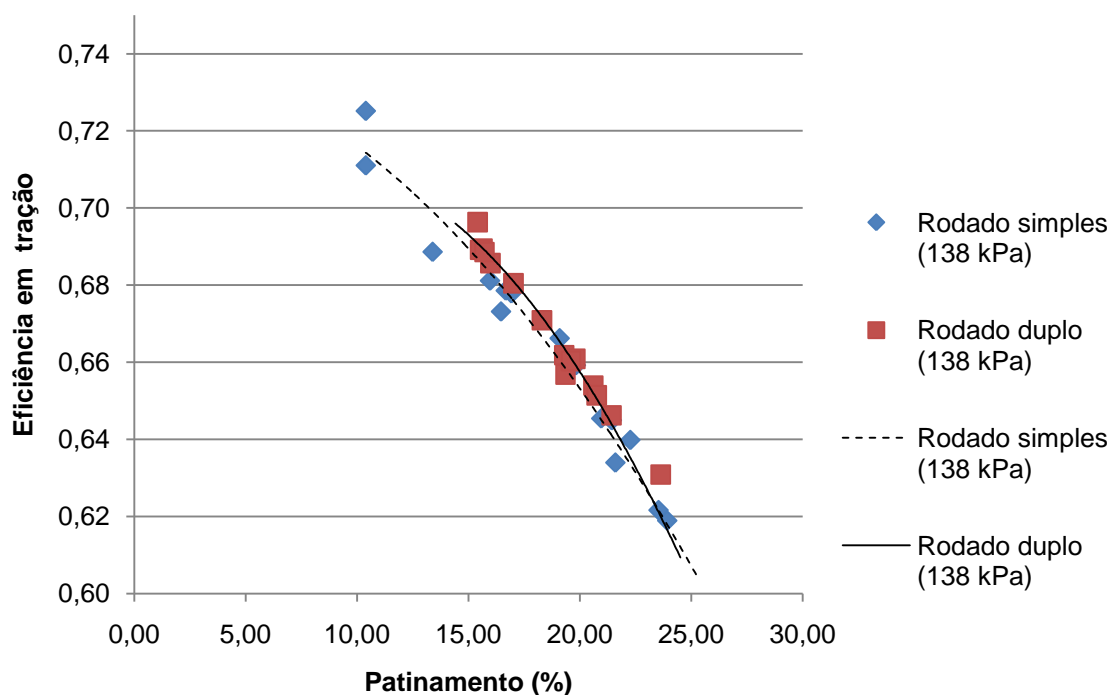


Figura 40 - Patinamento versus eficiência em tração para rodado simples e rodado duplo na pressão de 138 kPa

Por último, na Figura 41 estão as curvas características para a pressão de 124 kPa, onde a máxima eficiência em tração foi de 72,40% obtida pelo rodado duplo a 9,42% de patinamento. Para rodado simples a máxima eficiência em tração foi de 70,90% com 11,78% de patinamento.

A um patinamento de 15%, a eficiência em tração para rodado duplo é de 68,80% e para rodado simples de 69,50%.

Pelas curvas de tendência pode-se verificar que quase não há diferenças de eficiência em tração quando comparados os dois tipos de rodados na pressão de 124 kPa.

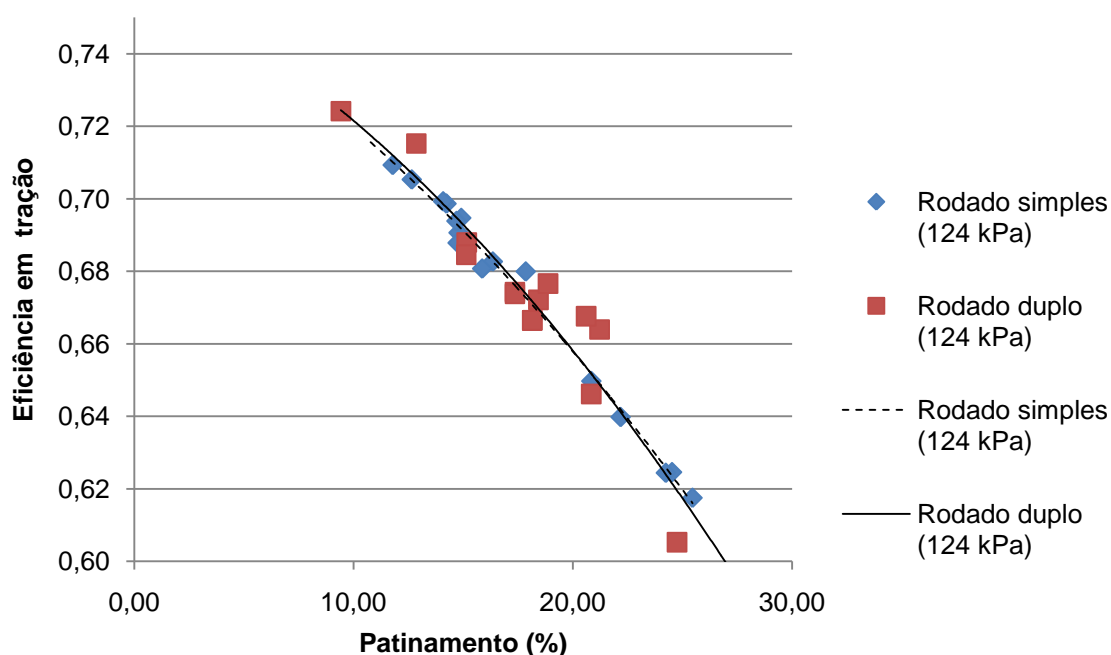


Figura 41 - Patinamento versus eficiência em tração para rodado simples e rodado duplo na pressão de 124 kPa

4.8 Coeficiente dinâmico de tração

De acordo com a análise da variância para a variável coeficiente dinâmico de tração, não ocorreu interação entre os fatores rodado e pressão, inclusive, não houve significância do fator rodado isoladamente. No entanto, houve significância apenas para o fator pressão isoladamente, o que após análise de regressão, forneceu uma única equação do tipo linear e que demonstra o comportamento dos dois tipos de rodado (Figura 42).

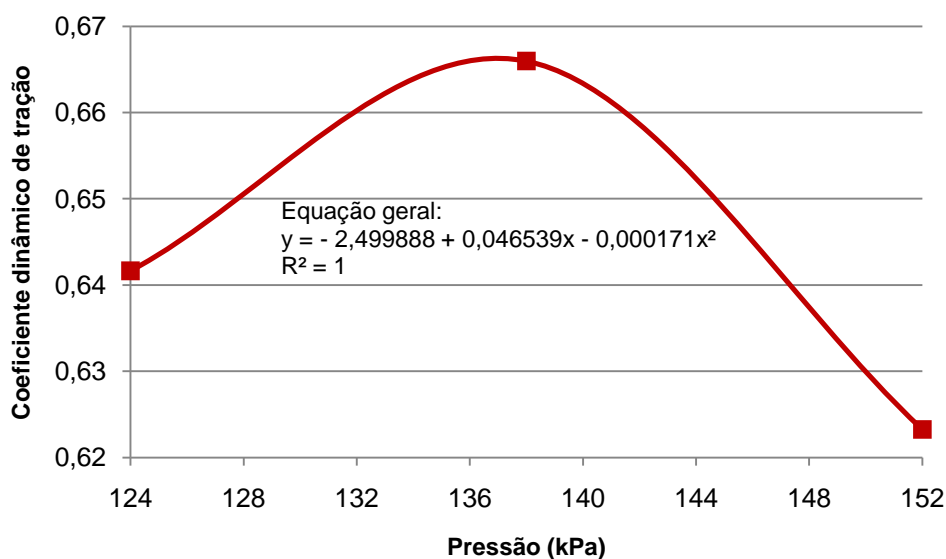


Figura 42 - Coeficiente dinâmico de tração para rodado simples e rodado duplo em função da pressão de insuflagem

Conforme a Figura 42, os maiores coeficientes dinâmicos de tração para ambos os rodados ocorreram quando a pressão de insuflagem utilizada foi de 138 kPa. Esse fato um pouco contraditório pode ser explicado com base nos dados de campo, no qual o coeficiente dinâmico de tração para esta pressão no rodado duplo é de 70,22% enquanto no rodado simples foi de 64,56% gerando, com isso, o maior coeficiente dinâmico de tração nesta pressão.

Com base no comportamento da Figura 43 pode-se verificar que a configuração rodado duplo possui maiores valores de coeficiente dinâmico de tração (aderência), até a faixa de 25% de patinamento e a partir desse valor o rodado simples tende a ter maiores valores de coeficiente dinâmico de tração.

O maior valor de coeficiente dinâmico de tração foi de 75,40% obtido pela configuração rodado duplo na pressão de 138 kPa.

A uma mesma faixa de patinamento de 15 % o rodado duplo possui coeficiente de aderência de 73,50% e o rodado simples de 67,80%.

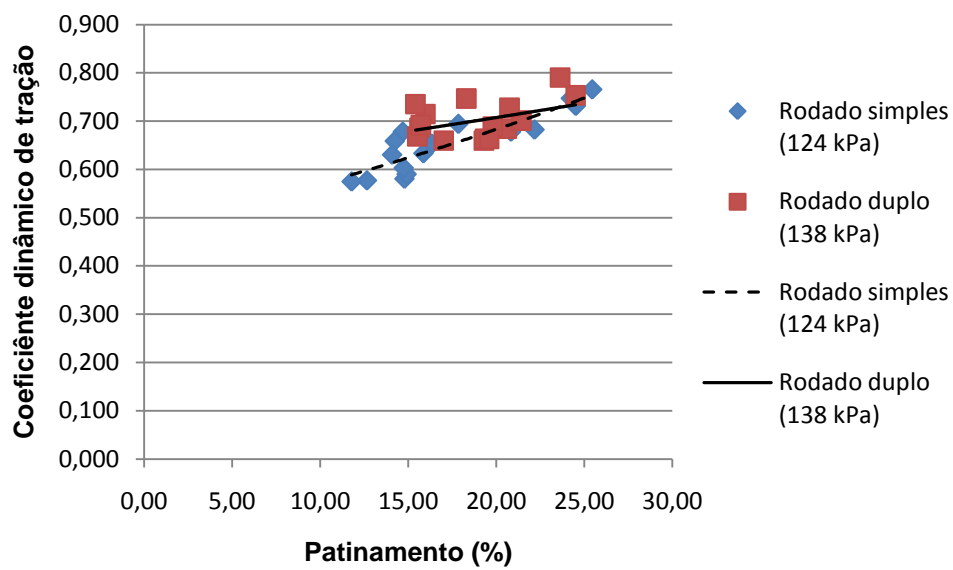


Figura 43 - Coeficiente dinâmico de tração para rodado simples e rodado duplo nas pressões de 124 e 138 kPa respectivamente

5 CONCLUSÕES

De acordo com os resultados obtidos é possível afirmar que o uso de rodado duplo aumenta a superfície de contato do pneu com o solo podendo chegar a 13% de aumento dessa área e, ainda, a utilização da pressão de 138 kPa no rodado duplo proporciona a maior superfície de contato de todos os tratamentos;

Há incrementos da ordem de 4,35% na força de tração na utilização de rodado duplo em relação ao rodado simples. Não houve diferença na velocidade de deslocamento para os dois tipos de rodado, ficando na média de 4,01 km.h⁻¹. A potência disponível na barra de tração aumenta em 7,50% quando utilizado rodado duplo na pressão de 138 kPa.

Estatisticamente não houve diferença no patinamento para ambas as configurações de tipos de rodados. O melhor tratamento quando se faz referência ao menor patinamento e maior força de tração é o rodado duplo na pressão de 138 kPa. Quando comparadas as duas configurações de rodado em uma determinada pressão para força de tração e patinamento, o desempenho do rodado duplo é superior ao do rodado simples para as pressões de 138 e 152 kPa. No entanto, na pressão de 124 kPa o rodado simples tem melhor desempenho que o rodado duplo.

O menor consumo específico de combustível foi de 358,01 g.kW⁻¹.h⁻¹ obtido na configuração rodado duplo a uma pressão de 152 kPa. O consumo específico para rodado simples decresce à medida em que é diminuída a pressão de insuflagem. Entretanto, para rodado duplo o consumo específico decresce quando aumenta-se a pressão de insuflagem. Há menor consumo específico de combustível para rodado duplo nas pressões de 138 e 152 kPa quando comparado com os tratamentos do rodado simples. Não houve diferença no consumo horário de combustível, e o mesmo decresceu quando a pressão de insuflagem foi aumentada.

Observou-se que o rodado duplo teve maior eficiência em tração que o rodado simples para um mesmo patinamento nas pressões de 138 e 152 kPa; contudo, para a pressão de 124 kPa não há diferenças de eficiência para as duas configurações de rodado a um mesmo nível de patinamento.

Em relação ao coeficiente dinâmico de tração para rodado duplo na pressão

de 138 kPa, este mostrou-se maior do que rodado simples operando a uma pressão de 124 kPa.

Por fim, o melhor desempenho do trator em tração e consumo específico de combustível foi obtido pelo trator na sua configuração rodado duplo com a pressão de 138 kPa, no qual obteve-se maior força de tração, potência na barra de tração, eficiência em tração e superfície de contato com o solo do que todos os outros tratamentos, assim como menor valor de pressão exercida pelo rodado ao solo. Ainda, o consumo específico de combustível foi menor do que todos os tratamentos para rodado simples.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASAE, **ASAE Standards 1995 –Standards Engineering Practices Data.** ASAE S323.2 Definitions of powered lawn and garden equipment. 826p. 1995.

ASAE EP 496.2 FEB03. **Agricultural Machinery Management.** In: ASAE Standards: standards engineering practices data. St. Joseph: American Society of Agricultural Engineers, p. 366-372. 2003.

ASAE D 497.4 FEB03. Agricultural Machinery Management Data. In: ASAE Standards: standards engineering practices data. St. Joseph: American Society of Agricultural Engineers, p. 373-380. 2003.

BASHFORD, L.L.; BARGEN, K.V.; Bay, T.R. ; XIAOXIAN, L. Performance comparison between duals and single on the rear axle of a front wheel assist tractor. Transactions of the ASAE 30: p. 641-645, 1987.

BARGER, E. L. et. al. **Tratores e seus motores.** Ed Edgard Blücher Ltda., São Paulo. P.206-231, 1966.

BRAGACHINI, M.; BONGIOVANNI, R.; BIRÓN, A. et al. **Sistema de traslado de baja compactacion.** Sistema de traslado de equipos de cosecha para reducir la compactación. INTA, Cuaderno de actualización técnica. n.2, p.23-45, [199_].

BRIXIUS, W. W. **Equações de predição para veículos de rodas.** Centro técnico Deere & company, Moline, 1975, 23p.

BUCKINGHAM, **Fundamentals of machine operation – Tractors.** Deere & Company, Moline, 1976, 325p.

CLARK, S. J., LILJEDAHL, J. B. **Model studies of single, dual and tandem wheels.** Transactions of the ASAE 12(2), p. 240-245, 1969.

CONAB Acompanhamento da safra Brasileira de grãos 2009/2010 – Décimo Segundo Levantamento – Setembro/2010. Disponível em <http://www.conab.gov.br>

CORDEIRO, M. A. L. **Desempenho de um trator agrícola em função do pneu, da**

lastragem e da velocidade de deslocamento. 2000. 153f. Tese (Doutorado em Agronomia) – Universidade Estadual Paulista. Botucatu, 2000.

CORREA, I. M. Conheça o pneu agrícola que você usa. **Revista UNESP Rural**, Jaboticabal, v. 18, p. 21, 1999.

CORREA, I. M.; LANÇAS, K. P.; MAZIERO, J. V. G.; YANAI, K. Desempenho operacional de trator 4x2 (aux.) com pneus radiais de baixa pressão e diagonais com a tração dianteira desligada. In: CONGRESSO LATINOAMERICANO DE INGENIERIA AGRÍCOLA, 10., 2000, Guanajuato, México. **Anales...** Guanajuato: ALIA, 2000. 1 CD-Rom.

DE COBO, L. B. D. **Selección y dimensionamento de la maquinaria agrícola – en función de la potencia y condiciones de trabajo.** Oficina regional de la FAO para América Latina y el Caribe. Santiago, Chile.

ELLIS, R. W. **Agricultural tire design requirements and selection considerations.** American Society of Agricultural Engineers, Chicago, 1997. 10p.

EMBRAPA, **Cultivo de arroz irrigado no Brasil** - Importância Econômica, Agrícola e Alimentar do Arroz. Embrapa Clima Temperado, Sistemas de produção, 3. Versão eletrônica. Disponível em <http://sistemasdeproducao.cnptia.embrapa.br/>

EMBRAPA – Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária. Centro Nacional de Ciência do Solo. Manual de métodos de análise de solo. Manual de métodos de análise de solo. Rio de Janeiro, 1997. Não Paginado

EMBRAPA. **Sistema brasileiro de classificação de solos.** Centro nacional de Pesquisa de Solos. Rio de Janeiro, 1999. 412 p.

FERREIRA, M. F. **Estudo da relação cinemática entre eixos motrizes na eficiência em tração de um trator agrícola de rodas equipado com dois tipos de pneumáticos.** 126p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) Departamento de Engenharia Rural, Universidade Federal de Santa Maria, 1999.

FERREIRA, M. F.; NEUJAHN, E. B.; SCHLOSSER, J. F.; SCHNEIDER, V. **Influência da pressão interna em pneus diagonais na força de tração de um trator 4x2 em duas condições de superfície.** Revista Brasileira de Agrociência, v.6 no1, 66-70. Jan-abr, 2000a.

FERREIRA, M. F.; NEUJAHN, E. B.; SCHLOSSER, J. F.; SCHNEIDER, V. **Patinamento de pneus diagonais de um trator 4x2, em função da variação da pressão interna e carga na barra de tração.** Revista Brasileira de Agrociência, v.6 no1, 66-70. Jan-abr, 2000b.

GABRIEL FILHO, A.; SILVA, S. De L.; MODOLO, A. J.; DA SILVEIRA, J.C.M. Desempenho de um trator operando em solo com diferentes tipos de cobertura vegetal. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v.24, n.3, p.781-789, set./dez. 2004.

aGEE-CLOUGH, D. **The special problem of wetland traction and flotation.** Journal Agricultural Engineering Research, 1985. N32, p 279-288.

GEE-CLOUGH, D. et al. **Tractive performance of tractor drive tyres.** Journal Agricultural Engineering Research, 1985. Vol. 22, 373-384.

GEE-CLOUGH, D.; MCALLISTER, M.; EVERNDEN, D.W. **Tractive performance of tractor drive tyres, II. A Comparison of Radial and Cross-ply Carcass Construction.** Journal of Agricultural Engineering Research, 22: 373-384, 1977

GOODYEAR. **Guia de comprador de pneus agrícolas.** 19p. 1990.

GRISSE, R.D.; TAYLOR, R.K.; WAY, T.R.; BASHFORD, L.L. Tractive performance of 18.4R46 and 18.4R42 radial tractor tires. **Applied Eng. in Agric.** 8: p. 739-745. St. Joseph, MI, USA, 1992

HERZOG, R. L. S.; LEVIEN, R.; BEUTLER, J. F.; TREIN, C. R. Patinagem das rodas do trator em função da profundidade do sulcador e doses de resíduos sobre o solo na semeadura da soja. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 31., 2002. Salvador. **Anais...**Piracicaba: SBEA, 2002. 1 CD-Rom.

HUTCHING, M.J. Comparative Field Trials with Single and Dual Tractor Tyres. Research Project Series No: 163, Department of Agriculture. USA, 1983.

IRGA. Relatório final de colheita do arroz irrigado no rio grande do sul - áreas e produções municipais - safra 2008/09: **Instituto Riograndense do Arroz Irrigado, 2009.**

JENANE, C.; BASHFORD, L. L.; MONROE, G. Reduction of fuel consumption through improved tractive performance. **Journal of Agricultural Engineering Research**. Silsoe, v. 64, p. 131-138, 1996.

JUREK, R.L.; NEWENDORP, B.C. In-field fuel efficiency comparisons of various John Deere tractors. **ASAE Paper No: 83-1563**, ASAE, St. Joseph, MI, USA, 1983.

KNOB, M. J. **Estudo de trafegabilidade aplicado a veículos de roda em transporte e tração**. 2010. 153 f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) Departamento de Engenharia Rural - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2010.

KRAVING, K. Factors that affect the performance and efficiency of 4WD tractors. **ASAE Paper No: 86-1547**, ASAE, St. Joseph, MI, USA, 1986.

KUCERA, H.L., LARSON, K.L.; HOFMAN, V.L. Field performance tests of front wheel assist tractors. **ASAE Paper No: 85-1047**, ASAE, St. Joseph, MI, USA, 1985.

LANÇAS, K. P.; UPADHYAYA, S. K. Pneus radiais para tratores. Guia para a seleção correta da pressão de inflação. Botucatu: UNESP, 1997. 33p. Boletim Técnico nº 1.

LANÇAS, K.P.; SANTOS FILHO, A.G.; UPADHYAYA, S.K. Implications of using low/correct inflation pressure for radial ply tractor tires. St. Joseph: **ASAE, 1995. Paper n.95-056**

LILJEDAHL, J.B.; TURNQUIST, P.K.; SMITH, D.W.; HOKI, M. **Tractors and their power units**. 4th ed. USA: ASAE, 1996. 463 p.

LINARES, P. **Teoría de la tracción de tractores agrícolas**. Universidad Politécnica de Madrid. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos. 157p. Madrid, 1996

LINARES, P.; CATALÁN, H.; MÉNDEZ, V. **Teoría de la tracción de tractores agrícolas**. Universidad Politécnica de Madrid. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos. 215p. Madrid, 2006.

LINARES, P.; JEVENOIS, J. **El tractor y el terreno, una armonía difícil**. 1er Premio Eladio Aranda. Colegio Oficial de Ingenieros Agrónomos de Centro, Aragón y Canarias. Madrid: Editorial Agrícola Española S.A. 1992.

LOPES, A. et al. Desempenho de um trator em função do tipo de pneu, da lastragem e da velocidade de trabalho. **Revista Ciência Rural**, v.35, n.2, mar-abr, 2005.

LOPES, A.; LANÇAS, K. P.; FURLANI, C. E. A.; NAGAOKA, A. K.; NETO, P. C.; GRPTTA, D. C. C. Consumo de combustível de um trator em função do tipo de pneu, da lastragem e da velocidade de trabalho. **Revista Brasileira de engenharia Agrícola e Ambiental**, v.7, n.2, p.382-386, 2003.

MACMILLAN, R.H. **The mechanics of tractor-implement performance**, Chapter 4. <http://eprints.unimelb.edu.au/archive/00000204/>

MAHL, D. Desempenho de **semeadora-adubadora de milho (Zea mays L.) em sistema de plantio direto**. 2002. 160 f. Dissertação (Mestrado em Energia na Agricultura) - Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2002.

MÁRQUEZ, L.; **Solo Trator '90**. Editora Laboreo, 1990.

MÁRQUEZ, L; **Predicción del comportamiento de un tractor a la barra a partir del ensayo de su motor en banco**. Tesis Doctoral. ETSIA, UPM, Madrid, España, 1980.

MCLEOD, H.E., REED, I.F.; JOHNSON, W.H.; GILL, W.R. Draft, power efficiency, and soil-compaction characteristics of single, dual and low-pressure tires. Transactions of the ASAE 9: 41-44, 1969.

MIALHE, L. G. **Máquinas Motoras na Agricultura** v.2.2. EPU: Editora da Universidade de São Paulo, 1980. São Paulo. cap 13, p.140-222 367 p.

MIALHE, L. G. **Máquinas Agrícolas: Ensaio e certificação**. Piracicaba, SP: Fundação de Estudos Agrários Luiz de Queiroz, 1996. São Paulo. 722 p.

MORENO, J.A. **Clima do Rio Grande do Sul**. Porto Alegre: Secretaria da agricultura, Diretoria de Terras e Colonizações, Secção de Geografia, 1961, 46p.

NEUJAHN, E. B.; **Comparação em tração e flutuação de pneus agrícolas radiais e diagonais**. 120p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) Departamento de Engenharia Rural, Universidade Federal de Santa Maria, 1999.

NEUJAHN, E. B.; SCHLOSSER, J. F. **Comportamento de pneus agrícolas radiais e diagonais em relação à tração**. Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v.21, n.2, p.180-189, maio 2001.

OCDE,. **Code 2 - Standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance** Paris. 61 p., 2007.

PIRELLI. **Manual técnico. Pneus para agricultura.** 66p. 1998.

REED, I. F. **Some effects of oversizing rear tractor tires.** Agricultural Engineering. 1955. v.35, n.9 p.602-604. apud NEUJAHR, E. B.; **Comparação em tração e flutuação de pneus agrícolas radiais e diagonais.** 120p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) Departamento de Engenharia Rural, Universidade Federal de Santa Maria, 1999.

RUSSINI, A.; **Projeto, construção e teste de instrumentação eletrônica para avaliação de tratores agrícolas.** 142p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) Departamento de Engenharia Rural, Universidade Federal de Santa Maria, 2009.

SANTOS, P.; **Modelagem do desempenho em tração de conjuntos mecanizados visando ao dimensionamento do trator.** 162p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) Departamento de Engenharia Rural, Universidade Federal de Santa Maria, 2010.

SCHLOSSER, J. F.; **Comparação entre duas técnicas de aração: trator com as rodas dentro e fora do sulco.** 77p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) Universidade Federal de Santa Maria, 1987

SCHLOSSER, J. F.; **Influencia del avance cinemático de las ruedas delanteras motoras en la eficiencia en tracción de los tractores agrícolas.** Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos, 1996. 286p. Tese (Doutorado em Ingeniería Rural) – Departamento de Ingeniería Rural, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos, 1996.

SCHLOSSER, J. F.; **Motores e tratores.** Caderno didático. Departamento de Engenharia Rural - Universidade Federal de Santa Maria, RS. 76p. 1997.

SCHLOSSER, J. F.; LINARES, P.; MARQUEZ, L. Influence of the kinematics advance on the traction efficiency of the front wheel assist tractor. **Ciência Rural**, Santa Maria, v. 34, n. 6, p. 1801-1805, 2004.

SILVA, P.R.A.; BENEZ, S.H.; MAHL, D.; SILVA, A.R.B.; GERMINO, R. Avaliação da demanda energética de hastes sulcadoras de semeadoras-adubadoras de plantio direto. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA,

31., 2002, Salvador. **Anais...** Salvador: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 2002. 1 CD-ROM.

SIMONE, M.; DRAGHI, L.; HILBERT, J.; COLLAZO, J. **El Tractor Agrícola – Fundamentos para su Selección y Uso**. Rosario, Argentina: Almalevi, 2006. Rosario, Argentina. 255 p.

SOWERS, G. F. In: BLANCK, C. A. **Methods of Soil Analysis**. Part 1. ASA and ASTM, Madison, Wisconsin, p. 391-399. 1965.

SÜMER, S. K.; SABANCI, A. Effects of Different Tire Configurations on Tractor Performance. **Turkish Journal of Agriculture and Forestry**, Turkey, v.29, iss. 6, p. 461-468, 2005.

SÜSSMANN, W. et al. **Fachkunde für Landmaschinenmechanik**, 5 ed., Stuttgart: Klett, 1975. apud MIALHE, L. G. **Máquinas Motoras na Agricultura** v.2.2. EPU: Editora da Universidade de São Paulo, 1980. São Paulo. cap 13, p.140-222 367 p.

TURNER, R. J. Single, dual and triple tires and rubber belt tracks in prairie soil conditions **ASAE/CSAE meeting presentation Paper No: 93-1516**, ASAE, Lethbridge, Alberta, CANADA, 199_.

USDA – **Soil Conservation Service**. Soil Survey Investigations Report n.1. Whashington, 1972. 63p. Disponível em: <<http://w3.ufsm.br/fisicadosolo/downloads/TexturaPipeta1.pdf>>. Acesso em: 01 fev. 2011.

WISMER, R. D.; LUTH, H. J. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. **Transactions of the ASAE**, v. 17, n. 1, p. 8-14, 1974.

WITNEY, B. **Choosing and using farm machines**. Harlow: Longman, 1988. 412p.

YANAI, K. et al. Desempenho operacional de trator com e sem acionamento da tração dianteira auxiliar. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v. 34, n. 8, p. 1427-34, 1999.

YOUNG, R. E.; SHAFER, R. L. **Autotraction: How automation can improve traction**. Agricultural Engineering, v. 58, n. 2, p. 15-18, 1977.

ZOZ, F.; GRISPO, R. D. Traction and tractor performance. St. Joseph: ASAE, 2003. 46p.