

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA

CENTRO DE CIÊNCIAS RURAIS

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA

**ESTIMATIVA DO DESEMPENHO DE TRATORES
AGRÍCOLAS EM CAMPO E PISTA A PARTIR DO
ENSAIO DINAMOMÉTRICO**

TESE DE DOUTORADO

Alexandre Russini

Santa Maria, Rio Grande do Sul, Brasil

2012

**ESTIMATIVA DO DESEMPENHO DE TRATORES
AGRÍCOLAS EM CAMPO E PISTA A PARTIR DO ENSAIO
DINAMOMÉTRICO**

por

Alexandre Russini

Tese apresentada ao Curso de Doutorado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, Área de Concentração em Mecanização Agrícola, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de

Doutor em Engenharia Agrícola.

Orientador: Prof. José Fernando Schlosser

Santa Maria, RS, Brasil

2012

Universidade Federal de Santa Maria

Centro de Ciências Rurais

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola

A Comissão Examinadora, abaixo assinada,

aprova a Tese de Doutorado

**ESTIMATIVA DO DESEMPENHO DE TRATORES AGRÍCOLAS EM
CAMPO E PISTA A PARTIR DO ENSAIO DINAMOMÉTRICO**

elaborada por

Alexandre Russini

como requisito parcial para obtenção do grau de

Doutor em Engenharia Agrícola

COMISSÃO EXAMINADORA

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

Leonardo Nabaes Romano, Dr. (UFSM)

Leonardo Almeida Monteiro, Dr. (UFC)

Paula Machado dos Santos Dr. (IFF)

Airton dos Santos Alonço Dr. (UFSM)

Santa Maria, março de 2012.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho...

...ao meu pai, Antonio Russini, a minha mãe, Maria Antonieta Russini, e meu irmão Augusto Russini que sempre me apoiaram nestes três anos.

...à minha amiga, companheira e esposa, Josiane e também a minha maior alegria, os nossos filhos João Guilherme, Débora e Laura. Agradeço pelo carinho, pela atenção e pela compreensão durante esse período.

...ao meu amigo e orientador, José Fernando Schlosser, pelas oportunidades e por me apoiar durante todos esses anos de trabalho.

AGRADECIMENTOS

A **Deus**, pela vida, saúde, determinação, superação e fé.

Aos meus pais, **Antonio Russini, Maria Antonieta Russini** e meu irmão **Augusto Russini**, pelo carinho, compreensão, apoio e por estarem sempre ao meu lado, incentivando-me e torcendo por mim.

À **Universidade Federal de Santa Maria**, instituição pela qual sou engenheiro agrônomo, agradeço a oportunidade de cursar o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola e ao Programa de **Pós Graduação em Engenharia Agrícola**, pelo apoio no meu aperfeiçoamento profissional.

Ao **Professor Dr. José Fernando Schlosser**, pela oportunidade, por sua orientação, amizade, confiança e incentivo e, ao professor **Luis Márquez** pela disponibilização de material e também de seus conhecimentos, viabilizando a realização deste trabalho.

Aos colegas, **Eder Dornelles Pinheiro** e **Marçal Elizandro Dornelles**, pela amizade, pelo auxílio, pelo convívio em plena harmonia durante todo o tempo em que estivemos juntos. Aos demais colegas de departamento **Leonardo Basso Brondani, Gismael Francisco Perin, André Luiz Casali, Marcelo Farias, Gustavo Heller Nietiedt, Ulisses Giacomini Frantz, Dirceu Segabinazzi Nöller, Rodrigo Ribas, Paula Machado dos Santos, Daniel Uhry** e **Pablo Silva**, pela contribuição e espírito de grupo demonstrado durante o tempo em que convivemos, neste e outros trabalhos.

Aos funcionários técnico-administrativos, **Manoel Zeri, Sérgio** e **Alberi**, pela ajuda e companheirismo.

Aos professores **Reges Durigon, Leonardo Nabaes Romano, Arno Dallmeyer** e **Airton dos Santos Alonço**, pela atenção e contribuição durante a fase de elaboração da Tese.

O Autor

“Tudo tem seu tempo, tempo de crescer, tempo de viver...”

(Eclesiastes 3:1)

RESUMO

Tese de Doutorado
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola
Universidade Federal de Santa Maria

ESTIMATIVA DO DESEMPENHO DE TRATORES AGRÍCOLAS EM CAMPO E PISTA A PARTIR DO ENSAIO DINAMOMÉTRICO

AUTOR: ALEXANDRE RUSSINI
ORIENTADOR: PROF. DR. JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER
SANTA MARIA, 22 DE MARÇO DE 2012.

O trator agrícola permite movimentar e tracionar máquinas e implementos utilizados durante a realização das atividades a campo. Um dos maiores problemas refere-se ao desempenho do trator, razão de muitos questionamentos entre agricultores e empresas fabricantes. A determinação do desempenho é uma tarefa bastante complexa, principalmente quando realizada em nível de campo, pois inúmeras são as variáveis que devem ser analisadas, dentro de um contexto extremamente amplo. A solução encontrada por inúmeros pesquisadores foi a padronização através de ensaios realizados em pista de concreto, o que remete a resultados pouco precisos referindo-se ao comportamento do trator a campo, além de serem dispendiosos. O objetivo deste trabalho foi prever através de ensaios dinamométricos, o desempenho de um trator agrícola de rodas em pista e a campo, sem recorrer aos ensaios diretos. O experimento foi conduzido na Universidade Federal de Santa Maria, submetendo um trator instrumentado a ensaios dinâmicos de tração em superfície pavimentada e campo, além de ensaios estáticos, utilizando um dinamômetro elétrico de corrente de Foucault. Através do uso de equações, já conceituadas, pôde-se realizar a inter-relação das seguintes variáveis: torque e potência do motor, resistência ao rolamento, patinamento, relação de transmissão e dimensões dos pneus, obtendo-se uma estimativa da potência desenvolvida na barra de tração e consumo de combustível, com posterior comparação aos ensaios dinâmicos. Verificou-se através da análise de correlação, utilizando os valores obtidos e estimados, que houve um elevado coeficiente de correlação entre a potência de tração observada no campo e pista em relação à potência estimada, (0,99 e 0,98) respectivamente. As equações de estimativa do consumo de combustível apresentaram um ajuste superior a 90%, obtendo variação entre os tratamentos de campo e pista na ordem de 1,19% e 2,09% respectivamente. Portanto, a estimativa do desempenho de um trator pode ser feita com elevada exatidão, realizando-se o ensaio dinamométrico em laboratório, substituindo desta forma, os ensaios dinâmicos de campo e pista.

Palavras-chave: trator, dinamômetro, potência de tração.

ABSTRACT

Doctor Thesis

Post-graduate Program in Agricultural Engineering

Federal University of Santa Maria

ESTIMATE OF THE PERFORMANCE OF AGRICULTURAL TRACTORS IN FIELD AND TRACK FROM DYNAMOMETRIC TESTS

AUTHOR: ALEXANDRE RUSSINI

ADVISOR: PROF. DR. JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER

SANTA MARIA, MARCH 22, 2012.

The agricultural tractor allows to move and to pull machines and implements used during the execution of the activities to field. One of the largest problem refers to the acting of the tractor, the reason of a lot of questions between farmers and manufacturing companies. The performance determination is a much complex task, mainly when realized in field level, because the variables that should be analyzed are countless, inside of an extremely wide context. The solution found by a lot of researchers was the standardization through testings realized in concrete track, what shows unreliable results about the performance of the tractor in the field, besides they can be expensive. The aim of this work was to prewise, through dynamometrics tests, the performance of an agricultural tractor of wheels in track and in the field, without appeal to the direct tests. The experiment was conducted in Federal University of Santa Maria, submitting a instrumented tractor to dynamic tests of traction in a paved surface and in the field, besides static tests, using an electric dynamometer with Foucault current. Through the use of equations, already conceptualized, was possible to create a interrelation between the following variables: torque and power of the engine, resistance to the rollover, wheel slipping, relation between the transmission relation and the tires dimensions, providing a way to estimate the power developed in the traction bar and the fuel consumption, with subsequent comparison with the dynamic tests. It was found by the correlation analysis, using obtained and estimated values, that there was a high correlation coefficient between the power traction observed in the track and in the field, relative to the estimated power (0.99 and 0.98) respectively. The equations estimating the fuel consumption presented a high adjustment for 90%, obtaining variation between the field treatments and the track in order to 1,19% and 2,09% respectively. Therefore, the estimate of the tractor performance can be made with high accuracy, just doing the dynamometric tests in laboratory, substituting the dynamic tests of field and track.

Keywords: tractor, dynamometer, traction power.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores médios dos parâmetros físicos do solo, limite liquidez (LL), limite de plasticidade (LP), índice de plasticidade (IP) e análise granulométrica.	76
Tabela 2 – Valores médios de densidade aparente do solo, umidade, e índice de cone.	78
Tabela 3 - Parâmetros de desempenho do trator teste obtidos ensaio dinamométrico.....	87
Tabela 4 – Relação das marchas com sua respectiva relação de transmissão e velocidade teórica a 2200 rpm.	89
Tabela 5 – Valores médios dos parâmetros de desempenho obtidos no teste a campo.	92
Tabela 6 – Força de tração, distribuição dinâmica, potência e coeficiente dinâmico de tração do teste em campo.....	97
Tabela 7 – Valores médios dos parâmetros de desempenho obtidos no ensaio de tração em pista.....	98
Tabela 8 – Força de tração, distribuição dinâmica, potência e coeficiente dinâmico de tração no ensaio de pista.	107
Tabela 9 – Queda de rotação, rotação final, relação de transmissão e torque do motor no teste de campo e ensaio de pista.....	108
Tabela 10 - Valores obtidos e estimados de potência, força de tração e velocidade no teste em campo.....	110
Tabela 11 - Análise de correlação entre os valores obtidos e estimados em campo.	111
Tabela 12 - Valores obtidos e estimados de potência e consumo específico no teste de campo.....	113

Tabela 13 - Valores obtidos e estimados de potência, força de tração e velocidade no ensaio de pista	115
Tabela 14 - Análise de correlação entre os valores obtidos e estimados em pista.	116
Tabela 15 - Valores obtidos e estimados de potência de tração e consumo específico no ensaio de pista	118

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Valores do coeficiente de aderência em diferentes tipos de solos.....	38
Quadro 2 - Coeficientes de resistência ao rolamento e coeficiente dinâmico de tração.....	44
Quadro 3 - Coeficientes de estimativa da potência máxima de tração, a partir da potência desenvolvida no motor.....	57
Quadro 4 - Escalonamento das marchas do trator teste.....	63
Quadro 5 - Características dimensionais dos pneus do trator teste.....	64
Quadro 6 - Pesagem do trator teste e distribuição estática por eixo.....	65
Quadro 7 - Valores obtidos na determinação do raio dinâmico.....	66
Quadro 8 - Tratamentos utilizados no experimento para avaliação do desempenho do trator em campo.....	75
Quadro 9 – Peso e dimensões do trator teste para o ensaio em pista.....	82

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Rendimento máximo de potência mecânica de um trator com tração simples sobre pista de concreto.	26
Figura 2 – Princípio de funcionamento do dinamômetro.	27
Figura 3 - Curvas de desempenho de um motor a diesel.....	29
Figura 4 - Ensaio de tratores em pista de concreto.	33
Figura 5 - Pista para ensaio de barra de tração em tratores agrícolas.....	34
Figura 6- Disposição do comboio para ensaio da mensuração da força de tração e resistência ao rolamento.	35
Figura 7 - Tensões e forças atuantes sobre a roda e interação pneu/solo.....	36
Figura 8 - Demonstração do patinamento parcial entre as garras do pneu e o solo.	41
Figura 9 - Sistema de forças que atuam em um trator de tração simples.	46
Figura 10 - Sistema de forças envolvido no equilíbrio de tração.....	47
Figura 11 - Balanço de potência de um trator de tração simples.	56
Figura 12 - Balanço de potência de um trator para uma relação de transmissão.	58
Figura 13 - Transmissão de potência em tratores com e sem tração dianteira auxiliar.	59
Figura 14 - Balanço de potência em tratores com tração dianteira auxiliar.....	60
Figura 15 – Estrutura de desdobramento do trabalho.	62
Figura 16 – Determinação do: peso total (a), peso do eixo dianteiro (b) e peso do eixo traseiro (c), para ajuste da distribuição de peso.	65
Figura 17 – Determinação da relação de transmissão: suspendendo-se a roda (a), marcha engrenada (b) e tacômetro no centro do eixo (c).	66

Figura 18 – Trator teste acoplado ao dinamômetro através da tomada direta de potência.....	68
Figura 19 – Central de aquisição de dados (a) e sistema de controle (b).	70
Figura 20 – Curvas características de torque e potência.	71
Figura 21 – Apresentação dos dados em forma de planilha eletrônica.....	71
Figura 22 - Área experimental utilizada nos teste em campo.....	72
Figura 23 - Características da superfície do solo e da vegetação da área experimental.....	73
Figura 24 - Trator teste instrumentado acoplado ao trator freio.	74
Figura 25 - Retirada das amostras para análise física do solo.....	76
Figura 26 - Determinação da resistência a penetração na parcela.	78
Figura 27 - Arranjo do trator teste e tratores freio para realização do ensaio de tração em pista.....	80
Figura 28 - Planilha de cálculos utilizada na estimativa da potência de tração....	84
Figura 29 – Estimativa da potência de tração em função da velocidade.....	85
Figura 30 – Curva característica potência de tração em função da força de tração.	85
Figura 31- Curvas de desempenho do trator teste.....	88
Figura 32 – Força de tração teórica estimada a partir do torque e rotação do motor com sua respectiva relação de transmissão.....	90
Figura 33 – Força de tração teórica versus velocidade de deslocamento teórica.	91
Figura 34 – Velocidade de deslocamento e patinamento em função da força de tração desenvolvida na barra no teste em campo.....	93

Figura 35 – Potência e força de tração desenvolvida na barra nas quatro marchas analisadas no teste a campo.....	94
Figura 36 – Patinamento e força de tração desenvolvida na barra no teste em campo.	94
Figura 37 – Potência desenvolvida na barra de tração em função do patinamento no teste em campo.....	95
Figura 38 – Eficiência de tração versus patinamento para as quatro marchas analisadas em campo.	95
Figura 39 - Consumo específico em função da força de tração desenvolvida na barra para as quatro marchas avaliadas a campo.	96
Figura 40 - Velocidade de deslocamento e patinamento em função da força de tração desenvolvida na barra no ensaio de pista.	99
Figura 41 - Potência e força de tração desenvolvida na barra nas seis marchas analisadas em pista.....	99
Figura 42 - Patinamento e força de tração desenvolvida na barra no ensaio de pista.....	100
Figura 43 – Potência de tração desenvolvida na barra em função do patinamento no ensaio de pista.	100
Figura 44 – Eficiência de tração versus patinamento para as seis marchas analisadas em pista.....	101
Figura 45- Consumo específico em função da força de tração desenvolvida na barra para as seis marchas avaliadas em pista.	101
Figura 46 - Curvas comparativas de velocidade e força de tração nos dois experimentos realizados.....	102
Figura 47 - Curvas comparativas entre potência e força de tração nos dois experimentos realizados.....	103

Figura 48 - Curvas comparativas do patinamento em função da força de tração exercida.....	103
Figura 49 - Potência de tração em função do patinamento nos dois experimentos realizados.....	104
Figura 50 - Comportamento da eficiência de tração em relação ao patinamento.	105
Figura 51 - Curvas comparativas do consumo específico em função da força de tração desenvolvida nos dois experimentos realizados.	106
Figura 52 - Curvas comparativas de potência de tração em pista com e sem o ajuste pelo coeficiente dinâmico de tração com a respectiva velocidade.....	109
Figura 53 - Curvas comparativas de força de tração obtida e estimada em função da velocidade de deslocamento nas condições de campo.	112
Figura 54 - Curvas comparativas de potência de tração obtida e estimada em função da velocidade de deslocamento nas condições de campo.....	112
Figura 55 - Curvas comparativas de consumo específico obtido e estimado com a respectiva força de tração nas condições de campo.....	114
Figura 56 - Curvas comparativas de força de tração e velocidade a partir dos valores obtidos e estimados em pista.	116
Figura 57 - Curvas comparativas de potência de tração e velocidade em pista a partir dos valores obtidos e estimados.	117
Figura 58 - Curvas comparativas de consumo específico obtido e estimado em pista com a respectiva força de tração.....	119
Figura 59 - Força de tração real, obtida e estimada para a marcha 2°RB.	120
Figura 60 - Força de tração real, obtida e estimada para a marcha 2°RA.	120
Figura 61 - Força de tração real, obtida e estimada para a marcha 3°RB.	121

Figura 62 - Força de tração real, obtida e estimada para a marcha 3°RA.	121
Figura 63 – Arranjo da instalação dos sensores no <i>datalogger</i>	133
Figura 64 - Instalação do fluxômetro para determinação do consumo de combustível.	135
Figura 65 – Sensor indutivo e roda dentada fixado ao aro através de suportes.	136
Figura 66 - Célula de carga acoplada a barra de tração para determinação da força de tração.	138

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASABE - *American Society of Agricultural Biological Engineers*
Bt – Barra de Tração
Cons. – Consumo de combustível
Cons.Esp. – Consumo específico de combustível
Coef. din. tração – Coeficiente dinâmico de tração
CS – Consumo Específico
DGPS - *Differential Global Positioning System*
ED – Eixo dianteiro
Ef.Tração – Eficiência de tração
Ft - Força de tração
GPS - Global Positioning System
ISO - *International Standards Organization*
It – Relação de transmissão
 η = Rendimento da transmissão
NTTL - *University of Nebraska Tractor Testing Laboratory*
OECD - *Organization for Economic Cooperation and Development*
Pat. - Patinamento
Pot – Potência
Pot.Bt. – Potência na barra de tração
Pot.cor. – Potência corrigida
Pres. - Pressão
RS - Rio Grande do Sul
SAE - *Society for Automotive Engineers*
TDA – Tração Dianteira Auxiliar
TDP - Tomada direta de potência
UFMS - Universidade Federal de Santa Maria
UR – Umidade relativa
Vel. – Velocidade de deslocamento
 μ - Coeficiente de aderência

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	24
	2.1 Considerações iniciais	24
	2.2 Distribuição da potência de tração nos tratores agrícolas	25
	2.3 Ensaios dinamométricos.....	27
	2.3.1 Tipos de dinamômetros	27
	2.3.2 Normalização para testes dinamométricos em tratores agrícolas	29
	2.4 Ensaios do desempenho de tratores em pista.....	32
	2.5 Teoria da tração dos tratores agrícolas	35
	2.5.1 Capacidade de tração.....	35
	2.5.2 Pneus agrícolas	39
	2.5.3 Patinação das rodas motrizes	40
	2.5.4 Resistência ao rolamento	43
	2.5.5 Consumo de potência decorrente do tipo de transmissão	44
	2.5.6 Transferência de peso	45
	2.5.7 Teorias preditivas do comportamento do trator em tração.....	50
	2.6 Simulação de tração em tratores agrícolas	55
	2.6.1 Esforço de tração e potência disponível na barra de tração	55
	2.6.2 Balanço de potência e rendimento em tração.....	57
	2.7 Considerações sobre o levantamento bibliográfico	61
3	MATERIAL E MÉTODOS	62
	3.1 Trator utilizado nos testes	63

3.2 Determinações realizadas no trator teste	64
3.2.1 Pesagem do trator	64
3.2.1 Determinação do raio dinâmico	65
3.2.2 Determinação da relação de transmissão.....	66
3.3 Instrumentação eletrônica para aquisição dos dados.....	67
3.4 Ensaio dinamométrico.....	67
3.4.1 Dinamômetro usado nos ensaios.....	67
3.4.2 Procedimentos utilizados no ensaio.....	68
3.4.6 Ensaio dinamométrico no trator teste	69
3.5 Procedimentos e delineamento experimental do teste em campo....	72
3.5.1 Determinações de solo	75
3.5.2 Resistência ao rolamento	78
3.6 Procedimentos e delineamento experimental do ensaio em pista....	79
3.6 Norma para realização do ensaio de tração em pista.....	81
3.7 Estimativa do desempenho através de simulação das teorias preditivas.....	82
3.7.1 Cálculo da potência de tração	82
3.8 Análises estatísticas.....	86
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	87
4.1 Ensaio dinamométrico.....	87
4.2 Relação de transmissão do trator teste	89
4.3 Resultados do teste de tração em campo	91
4.3.1 Transferência de peso	97
4.4 Resultados do ensaio de tração em pista.....	98

4.4.1	Comparação entre os valores obtidos em campo e pista	102
4.4.2	Transferência de peso no ensaio de pista	106
4.5	Simulação do desempenho através das teorias preditivas	107
4.5.1	Queda de rotação nas respectivas marchas utilizadas.....	107
4.5.2	Ajuste das equações para realização da simulação	108
4.5.3	Resultado da simulação do teste em campo	110
4.5.4	Resultado da simulação do ensaio de pista.....	114
4.6	Relação entre os parâmetros teóricos, reais e estimados	120
5	CONCLUSÕES.....	123
6	RECOMENDAÇÕES	124
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	125
	ANEXOS.....	133

1 INTRODUÇÃO

O trator agrícola constitui hoje o alicerce da agricultura moderna, pois sem ele o sistema de produção não se sustentaria de forma a atender os atuais patamares de produção, produção esta em franca expansão, o que necessita cada vez mais de novas máquinas e equipamentos de alto desempenho a campo. A agricultura brasileira exerce posição de destaque na produção de grãos diante da produção mundial, ficando ao redor de 125 milhões de toneladas de grãos por ano. As grandes lavouras são totalmente dependentes da mecanização, provocando uma influência significativa no setor de máquinas agrícolas o que gera uma produção anual de aproximadamente 40.570 tratores e 4.027 colhedoras, gerando uma renda ao redor de 800 milhões de dólares mensais, tendo isso um impacto significativo na economia nacional (ANFAVEA,2011).

Hoje no Brasil, são comercializados 180 modelos de tratores de rodas, em diferentes faixas de potência, que abastecem o mercado nas mais variadas regiões produtoras de grãos do País. Os tratores de grande potência (superior a 147 kW) são menos comercializados por serem destinados as regiões onde existe a chamada agricultura de grande escala como, por exemplo, a cana-de-açúcar no sudeste e soja no centro-oeste. Já os tratores que se enquadram na faixa de 37 a 74 kW, são responsáveis pela maioria das vendas por se adequarem dentro da necessidade da maior parte dos agricultores brasileiros, sendo que seu potencial poderia ser bem melhor aproveitado, pois muitos dos agricultores e técnicos desconhecem os principais critérios de adequação do trator ao trabalho.

O trator tem como principal função transformar a energia química de um combustível através da queima em trabalho mecânico sob diferentes formas: tração através da barra de tração, tomada de potência e sistema hidráulico. Esses mecanismos permitem movimentar, tracionar máquinas e implementos utilizados durante a realização das atividades a campo. Uma problemática diz respeito ao desempenho do trator, motivo este, de grandes questionamentos entre agricultores e empresas fabricantes. A determinação do desempenho é uma tarefa bastante complexa, principalmente quando realizada no campo, pois inúmeras são as variáveis que devem ser analisadas, dentro de um contexto extremamente amplo. Os resultados são influenciados por variáveis como tipo de solo, pneu e pressão interna, lastro (relação peso-potência), cobertura vegetal,

distribuição estática, transferência de peso e topografia do terreno, cuja inter-relação entre estas variáveis nos remete a informações pouco precisas.

A solução encontrada pelas instituições de pesquisa para estimar o desempenho dos tratores, foi a padronização dos ensaios através da utilização de pistas de concreto, o que permite a reprodução destes ensaios em diferentes lugares nas mesmas condições podendo-se assim fazer inferências entre diferentes marcas e modelos. O inconveniente desta metodologia é que pouco se relaciona com as condições reais de campo, além de ter alto custo de implantação e execução em função do desgaste excessivo dos pneus e outros componentes do trator.

Uma alternativa de menor custo e eficiente diz respeito aos ensaios dinamométricos, onde são obtidas as curvas características do motor, sendo estas: curva de torque, potência e consumo específico. Através da utilização de modelos matemáticos e teorias preditivas, já aceitas cientificamente, pode-se estimar a potência de tração de um trator agrícola nas condições de campo e pista.

Se conhecer a potência e torque do motor através de um ensaio dinamométrico e, utilizando coeficientes dinâmicos e equações matemáticas de cada fator em particular, pode-se através de uma sequência de cálculos, torna-se possível prever a potência que poderá ser desenvolvida na barra de tração em uma dada situação de trabalho.

Devido à necessidade de obterem-se resultados precisos e rápidos, este trabalho tem por objetivo, prever através dos ensaios dinamométricos o desempenho de um trator agrícola de rodas com potência no motor de 88,5 kW em pista de concreto e no campo, sem recorrer aos ensaios dinâmicos tradicionais. Como objetivos específicos propõem-se:

- i. Obtenção das curvas de desempenho do motor do trator através do ensaio dinamométrico, o qual fornece valores referentes ao torque, potência, consumo horário e específico de combustível nas diferentes rotações de trabalho do motor;
- ii. Realização de testes em campo e pista, para determinação dos parâmetros necessários aos modelos de predição, nas marchas que

proporcionam as principais velocidades de trabalho a que são submetidos os conjuntos mecanizados (trator-implemento);

- iii. Simular o desempenho do trator em diferentes condições, tendo-se somente o ensaio dinamométrico realizado em laboratório;
- iv. Realizar a inter-relação das principais teorias e modelos de predição existentes, com os ensaios dinamométricos e, confrontar os resultados estimados através de planilhas de cálculos, com os resultados obtidos pelos ensaios dinâmicos de campo e pista.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Considerações iniciais

O trator agrícola consiste na principal fonte de potência na agricultura, sendo a base da mecanização, pois está envolvido em praticamente quase todas as operações realizadas. ASAE (1994) conceitua o trator como sendo uma máquina de tração projetada e inicialmente recomendada a fornecer potência aos equipamentos agrícolas. Assim, o mesmo proporciona uma força na direção de avanço permitindo tracionar os equipamentos de preparo do solo e/ou outros implementos agrícolas.

Nesse contexto, Mialhe (1996) conceitua o trator agrícola como sendo uma máquina autopropelida provida de meios que, além de darem apoio estável sobre a superfície capacitam-na a tracionar, transportar e fornecer potência mecânica para movimentar máquinas e implementos agrícolas. Os tratores agrícolas usam motores a combustão interna para se mover, tracionar implementos e máquinas agrícolas, sendo que parte da potência produzida pelo motor é consumida ao desenvolver tração pelas rodas, no eixo da TDP (tomada direta de potência) e no sistema hidráulico. Conforme Silva e Benez (1997), o desempenho de um trator agrícola pode ser avaliado pela força e potência desenvolvida na barra de tração, potência e torque na tomada de potência, eficiência de tração, patinamento das rodas motrizes e consumo de combustível.

Conforme Soranso (2006), a maneira mais comum de utilização da potência desenvolvida pelo motor é através da barra de tração devido a sua versatilidade, porém é a menos eficiente, quando comparada a TDP e ao sistema hidráulico.

O baixo desempenho na barra de tração ocorre devido a alguns fatores, como tipo de solo, distribuição de peso sobre os rodados, características do rodado, transferência de peso durante operação, cobertura vegetal, entre outros (GABRIEL FILHO et al. 2002). Estes mesmos autores, avaliando o desempenho de um trator, concluem que em função da cobertura de matéria seca sobre o solo há um aumento nos índices de patinamento, o que faz reduzir a eficiência de

tração, devido à diminuição da força de tração, com aumento no consumo de combustível. Assim, os autores reafirmam que a tração é o resultado da interação entre o rodado e a superfície. Uma preocupação dos pesquisadores diz respeito à eficiência no consumo de combustível, pois representa um custo elevado no processo produtivo, além de ser de origem fóssil e não renovável. O consumo de combustível é influenciado por fatores como lastro, carga demandada na barra de tração, tipo de pneu e velocidade de deslocamento (LOPES et al. 2003).

Conforme Gamero e Lanças (1996), o patinamento é a denominação que se dá ao deslizamento entre a superfície da banda de rodagem e o solo, sendo ela um fator determinante para que ocorra a tração. Durante uma operação agrícola, o patinamento pode ser facilmente visualizado pelo movimento giratório das rodas motrizes do trator, com pequeno ou nenhum avanço das mesmas, o que acontece devido à falta de aderência das rodas ao solo (CORRÊA et al. 1999).

Cordeiro (2000) realizou um estudo de desempenho de um trator agrícola em função do tipo de pneu, da lastragem e da velocidade de deslocamento e concluiu que estes fatores alteraram significativamente a conversão energética, o patinamento e a força de tração do trator.

O conjunto dessas inter-relações explica perfeitamente porque um trator não consegue utilizar na barra de tração toda a potência gerada no motor. Na maioria dos tratores, aproximadamente 60 a 65% da potência fornecida pelo motor se transforma efetivamente em potência de tração na barra (BASSO, 1985).

2.2 Distribuição da potência de tração nos tratores agrícolas

O trator para tracionar um implemento agrícola, necessita de uma força para quebrar a resistência imposta pelo implemento, além de produzir uma velocidade considerada ideal na realização do trabalho. Através do produto da força demandada pelo implemento pela velocidade de deslocamento obtém-se a potência que está sendo desenvolvida na barra de tração do trator (MIALHE, 1974). De acordo com Yanai et al. (1999), existem fatores que afetam diretamente na potência desenvolvida na barra de tração. Além das propriedades do solo, como textura, cobertura e umidade, existem ainda fatores que são

relacionados aos pneus, como tipo de construção, configuração da banda de rodagem, largura e diâmetro dos rodados e carga sobre as rodas motrizes.

De acordo com Mialhe (1991), na transmissão da potência do motor a barra de tração ocorre uma redução desta potência, que dependendo das condições de operação do trator, podem atingir níveis totalmente insatisfatórios. Em um estudo realizado por Zoz (1987), este realizou uma estimativa da redução de potência em diferentes condições de solo, chegando a valores de 20% em pista de concreto, até 53% em solo preparado (solo solto) em tratores sem tração dianteira auxiliar.

A ASAE EP496.2 (1999) considera que as reduções na potência de um trator sem tração dianteira auxiliar ficam em torno de 19 a 25 % da potência produzida no motor até chegar aos pontos de acoplamento, devido ao consumo decorrente do sistema de transmissão, embreagem, diferencial, redução final e rodados, em condições de pista pavimentada. Essa redução de potência pode ser visualizada na Figura 1.

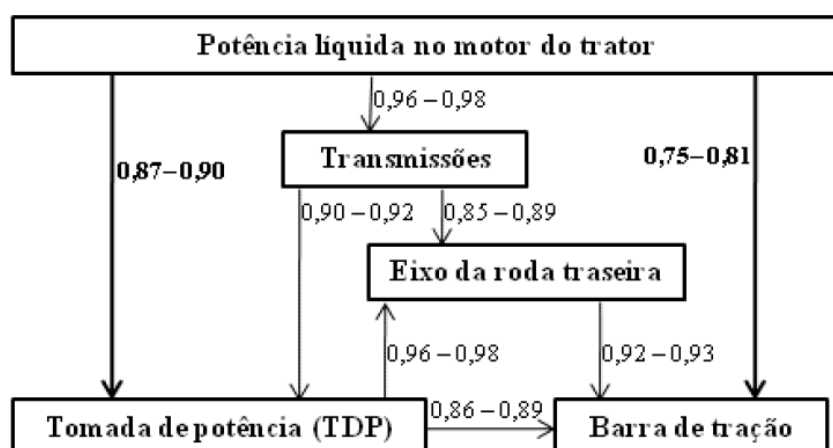


Figura 1 - Rendimento máximo de potência mecânica de um trator com tração simples sobre pista de concreto (ASAE EP496.2, 1999).

A potência de tração de um trator está limitada a capacidade deste fixar-se ao solo, sendo interessante conseguir que a maior parte ou todo o peso seja aproveitado na aderência das rodas ao solo (PAZ, 2000). Este autor ainda relata que o valor máximo de potência de tração medida em provas corresponde à máxima potência do motor, para determinada velocidade, sendo que quanto maior a velocidade de deslocamento, maior será o consumo de potência do motor. Cabe

ressaltar, que em condições de operação em campo, deve-se procurar trabalhar com no máximo 75% da potência do motor, devido a uma razão lógica: o trabalho com a barra de tração é o mais pesado para o trator por ser de forma constante, deixando-se 25% de reserva para eventuais sobrecargas momentâneas (PAZ, 2000).

Neste contexto, a potência que um trator agrícola pode desenvolver na barra de tração depende da interação física dos rodados com o solo e também da sua relação de transmissão, sendo estes fatores importantes na determinação da potência de tração.

2.3 Ensaio dinamométricos

Os ensaios de motores a combustão interna que equipam os tratores agrícolas são realizados por equipamentos denominados dinamômetros. Estes equipamentos nada mais são do que um freio tendo em uma de suas extremidades uma célula de carga. Isto pode ser visualizado na Figura 2.

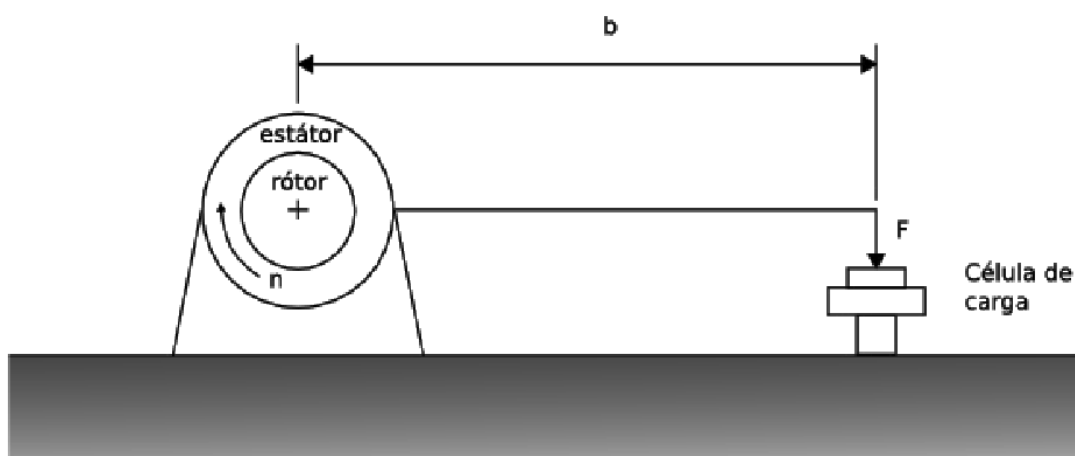


Figura 2 – Princípio de funcionamento do dinamômetro (Clara et al. 2007).

2.3.1 Tipos de dinamômetros

Segundo Clara et al. (2007), pesquisadores do Instituto Politécnico de Bragança, os dinamômetros podem ser classificados em quatro tipos baseados no seu princípio de funcionamento:

a) Dinamômetros de inércia

Para este tipo de dinamômetro são utilizados cilindros (cilindros de inércia), onde são apoiadas as rodas motrizes do veículo. Neste caso a medição não é somente em nível do cilindro, mas também do sistema de transmissão e das rodas. Este dinamômetro pode ter a frenagem por um dinamômetro provido de freio.

b) Dinamômetros hidráulicos

O princípio de funcionamento destes dinamômetros consiste de um eixo que faz com que um rotor cilíndrico mova a água para compartimentos situados no estator, tentando movê-lo através da transferência da quantidade de movimento da água. Como esse estator permanece parado, a energia é dissipada na forma de calor. A variação na carga desses dinamômetros pode ser do tipo Froude (a ligação entre o rotor e o estator é parcialmente bloqueada pela introdução de finas lâminas) e do tipo enchimento variável que controla o fluxo de água que passa pelo freio através de uma válvula.

c) Dinamômetros elétricos por corrente Foucault

São os dinamômetros mais utilizados atualmente. Seu princípio de funcionamento se dá pela indução eletromagnética produzida pelo rotor, que em movimento, produz correntes de Foucault, sendo estas dissipadas sob a forma de perdas resistivas no estator. A variação da corrente produz as variações de carga no freio.

O calor dissipado no estator tem que ser retirado com ar ou água. As principais vantagens com este tipo de freio são a rápida resposta as variações de carga e possibilidade de se medir o torque a baixas rotações.

d) Dinamômetros de atrito

É considerado um sistema bastante antigo, sendo seu efeito obtido através de um mecanismo que trava o eixo, normalmente por pares de disco (embreagem

do tipo multidisco). Possui a vantagem de medir o torque desde o início do movimento e a baixas rotações. Seu sistema de arrefecimento normalmente é água.

2.3.2 Normalização para testes dinamométricos em tratores agrícolas

O desempenho de um motor diesel pode ser obtido através de um ensaio dinamométrico, obtendo-se desta forma valores de desempenho, geralmente expressos na forma de gráfico. Normalmente estes gráficos possuem três curvas fundamentais que revelam características do desempenho do motor submetido ao ensaio. São estas: curva de torque (momento de força), potência e consumo. A Figura 3 demonstra as curvas características de um ensaio realizado em motor de ciclo diesel.

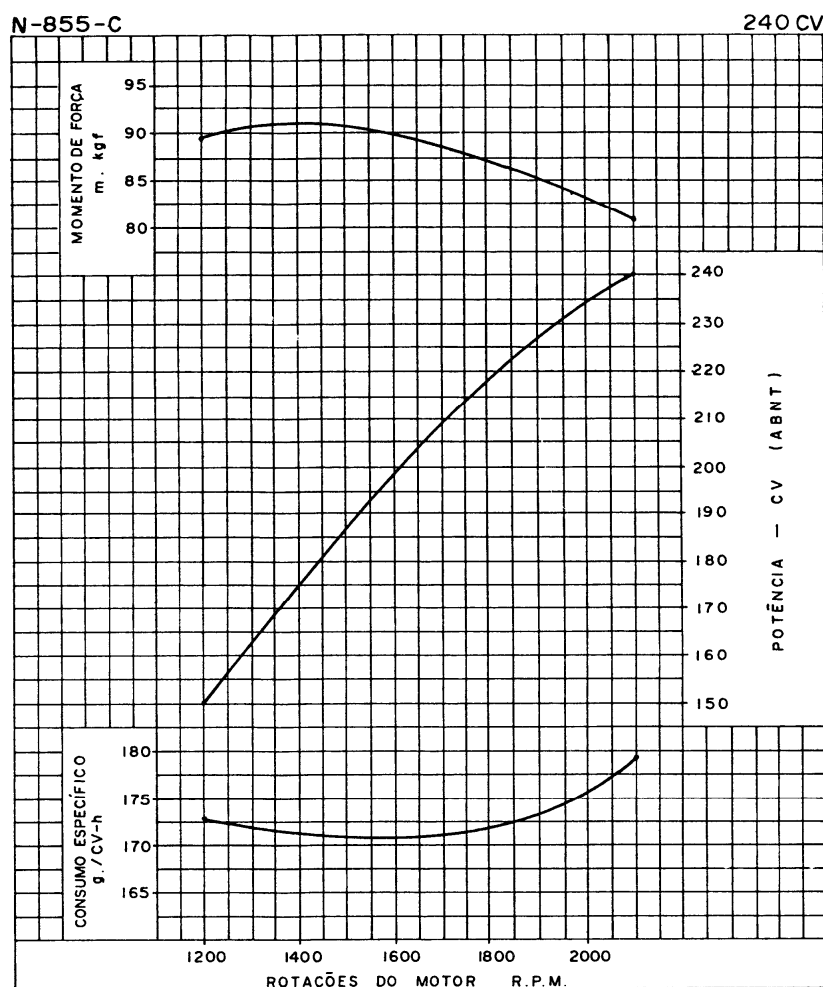


Figura 3 - Curvas de desempenho de um motor a diesel (SCHLOSSER, 1997).

Para realização dos ensaios dinamométricos existem normas como, por exemplo, a OECD (*Organization for Economic Cooperation and Development*) e a ISO (*International Standards Organization*), que devem ser seguidas para que os ensaios sejam padronizados. Conforme Barbosa (2008), a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) fornece os parâmetros relativos ao ensaio dinamométrico de motores do ciclo Otto e Diesel, com as seguintes definições: potência observada (kW), torque (Nm), consumo horário ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$).

Conforme Srisvastava et al. (1993), os ensaios realizados na tomada de potência e na barra de tração dos tratores agrícolas podem ser usados na comparação de desempenho de vários modelos de tratores. Quando os ensaios comparativos são feitos por agências independentes das fábricas, resulta em uma competição entre os fabricantes que tende a promover o melhoramento do projeto do trator. Conforme estes mesmos autores, agências independentes dos fabricantes como a *University of Nebraska Tractor Testing Laboratory* (NTTL), são autorizadas como estações modelo para realização de ensaios de tratores, amparadas pela legislação vigente e seguem normas para realização dos ensaios. Esta instituição é tida como referência mundial em ensaios com tratores agrícolas.

Os padrões dos ensaios periódicos conduzidos no NTTL seguem a SAE (*Society for Automotive Engineers*) e também trabalha em cooperação com ASABE (*American Society of Agricultural Biological Engineers*).

Os ensaios realizados nos tratores seguem os padrões da ASABE/SAE, que está de acordo com a ISO, portanto esses ensaios são referenciados pela SAE/ASABE/ISO.

A OECD criou os códigos de ensaios, visando tornar comumente aceitável os procedimentos na Europa. Em 1986 a legislação de Nebraska mudou suas leis referentes aos ensaios e aceitou a OECD assim como a NTTL. A partir de 1988 a NTTL se tornou a estação de ensaios oficial nos Estados Unidos, seguindo os códigos criados pela OECD (SRISVASTAVA et al. 1993).

Poydo (2003) *apud* Moreira (2008) ressalta a importância de se conhecer a norma padrão para realizar os ensaios de motores. Estes citam as seguintes normas:

- SAE – Sob esta norma ensaiam-se os motores com (potência líquida) ou sem (potência bruta) os seus agregados de série, que consomem potência: alternador, bomba d'água, polias diversas, filtro de ar, sistema de exaustão e abafamento, etc. O ensaio é realizado sob condições de temperatura ambiente de 15,6 °C e pressão atmosférica de 101.325 Pa (760 mmHg).
- DIN – Ensaia-se os motores da forma como serão aplicadas no veículo ou máquina agrícola, com todos os agregados de série nas mesmas condições ambientais da SAE.
- IGM – Norma italiana similar à Norma DIN.
- ABNT – Desenvolvida com base nos parâmetros da DIN alemã, porém nas condições ambientais de 25 °C e na pressão de ar seco, que representa a média das dez principais cidades brasileiras e é igual a 99.000 Pa.

As normas oficiais permitem levantar informações quantitativas, através das quais o desempenho de um trator pode ser julgado segundo uma metodologia pré-estabelecida e padronizada.

As normas de referência para ensaios de tratores são o Código II da OECD, que consiste no código oficial tido como padrão para ensaios de desempenho de tratores agrícolas, ISO 789/1-1981; ISO 2288-1979 e a NBR 5484 (1985) ou NBR ISO 1585 (1996).

A norma NBR 5484 (1985) (ou NBR ISO 1585, 2006) define que a “potência efetiva líquida” é a potência desenvolvida pelo motor com todos os equipamentos e acessórios necessários ao funcionamento autônomo na sua aplicação particular e que constituem estes, se existirem: bomba de óleo lubrificante, bomba de líquido de arrefecimento do motor, equipamento de controle de emissões, gerador (operando em vazio), coletores de admissão e escapamento, ventoinha do motor (arrefecimento a ar), filtro de ar, silenciadores de admissão e escapamento, freio motor de escapamento, filtro de combustível, pós-arrefecedor do ar de admissão e ventoinha do radiador (MOREIRA, 2008).

Conforme esse mesmo autor, a norma NBR 5484 (1985) define ainda que potência observada é a potência disponível no volante do motor nas condições atmosféricas em que o ensaio foi realizado e que a potência reduzida é a potência observada reduzida às condições atmosféricas de referência, com o uso de fatores de correção multiplicativos.

Segundo Silveira (2009), os ensaios realizados na maioria das estações mundiais são estabelecidos pelos códigos OECD, tendo assim a possibilidade de se comparar os tratores através da utilização de uma norma comum, sendo que valores relativos à potência e consumo de combustível, são obtidos na tomada de potência do trator, por meio de um dinamômetro, enquanto no ensaio da barra de tração o trator traciona uma carga em uma pista de concreto.

2.4 Ensaios do desempenho de tratores em pista

Historicamente, o estudo do desempenho do trator tem sido em termos práticos e experimentais. Deste modo, o trator é operado sob condições descritas nas normas de ensaio e seu rendimento medido e registrado. Um desempenho similar poderia ser esperado de outro trator, do mesmo modelo quando operado sob condições similares, ou de outro modelo diferente, desde que sejam proporcionadas condições apropriadas minimizando quaisquer diferenças, por exemplo, o peso do trator ou a potência da máquina (MACMILLAN, 2002).

Esse mesmo autor relata que, na verificação dos resultados de medidas de desempenho feitos para tratores operando em solo agrícola, demonstram que a condição da superfície é um valor significativo, que determina o rendimento do trator. A comparação de tratores diferentes testados sob tais condições não pode ser realizada, porque os efeitos das diferenças inevitáveis decorrentes da condição de solo podem provocar alterações quanto aos valores de rendimento, não podendo assim, separar as diferenças entre os tratores. Nesse sentido, o rendimento de um trator agrícola deve ser medido em condições ideais. Isto envolve o ensaio do trator num dinamômetro ou em uma superfície pavimentada de concreto ou asfalto, chamada “pista de teste”. Sob estas condições pode ser obtido o máximo desempenho possível.

A realização dos ensaios em pista de teste permite que seja feita a comparação entre modelos testados em uma superfície similar, tendo como base um parâmetro de rendimento a avaliar (força de tração, patinamento, consumo de combustível, entre outros) seguindo os procedimentos pré-estabelecidos por norma oficial de ensaio.

Os ensaios de pista com tratores agrícolas têm por objetivo gerar um relatório com os resultados, o que torna possível comparar o desempenho de tratores, independente do lugar onde foram feitos os testes. Isso se torna possível devido à padronização para realização dos ensaios. A padronização se dá devido à existência de normas, que contituem os procedimentos necessários a serem seguidos pela instituição responsável pelos ensaios.

Segundo Zoz (1997), houve consideráveis avanços nos ensaios de tratores agrícolas, quando foram desenvolvidos os critérios para avaliar o desempenho do trator com base nos resultados de ensaios realizados em pista de concreto. Entretanto, é necessário maior quantidade de pesquisas para avaliar o desempenho do trator em condições de campo e, com isso, fornecer informações suficientes para que esse atributo seja estimado. Monteiro (2011) realizou um estudo para determinação do desempenho de tratores agrícolas em pista e solo agrícola, obtendo resultados que indicam que em condições de superfície não pavimentada ocorre um aumento nos valores de patinamento e consumo específico de combustível, além da redução na potência desenvolvida na barra de tração. Desta forma, comprova-se que o desempenho de um trator agrícola é diferente em condições de campo, sendo o ensaio de pista pouco representativo em condições reais de operação. O ensaio de tração em pista de concreto pode ser visualizado na Figura 4.



Figura 4 - Ensaio de tratores em pista de concreto (NTTL, 2009).

Os ensaios de pista de concreto servem para levantar dados referentes à força de tração. Em um trabalho realizado por Yanai et al. (1999), esses autores usaram uma pista de concreto para analisar o desempenho de cinco tratores agrícolas com tração dianteira auxiliar comparando a sua versão com tração simples, obtendo a informação de que a tração dianteira causou um aumento médio de 33% na força de tração e 13,9% no consumo horário de combustível.

Normalmente neste tipo de ensaio são utilizados carros dinamométricos, que além de servir como freio ao trator teste carrega consigo os equipamentos eletrônicos. Quando não se dispõe de um carro dinamométrico, os ensaios podem ser realizados com um trator freio, desde que os equipamentos eletrônicos estejam instalados no trator a ser testado.

Conforme Gabriel Filho e Santos (2001), o ensaio na barra de tração serve para determinar a potência efetiva ou disponível do trator. Os ensaios para tratores de pneus são realizados em pistas de concreto e os ensaios para tratores de esteira são realizados em pista de terra batida. A Figura 5, mostra como são as pistas de concreto utilizadas nos ensaios.

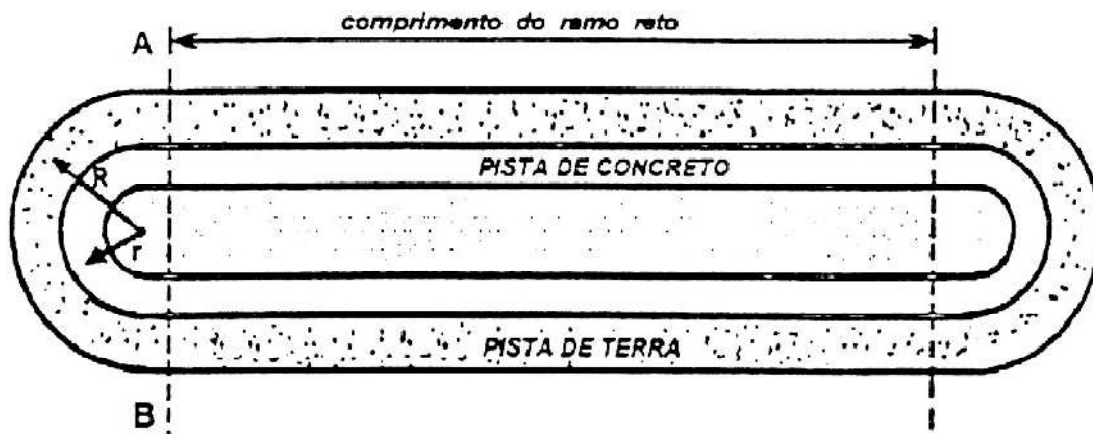


Figura 5 - Pista para ensaio de barra de tração em tratores agrícolas (MIALHE, 1996).

Conforme estes mesmos autores pode ser utilizado um comboio para levantamento das características do trator, servindo como freio e também para determinação da resistência ao rolamento. A Figura 6 mostra a disposição do comboio.

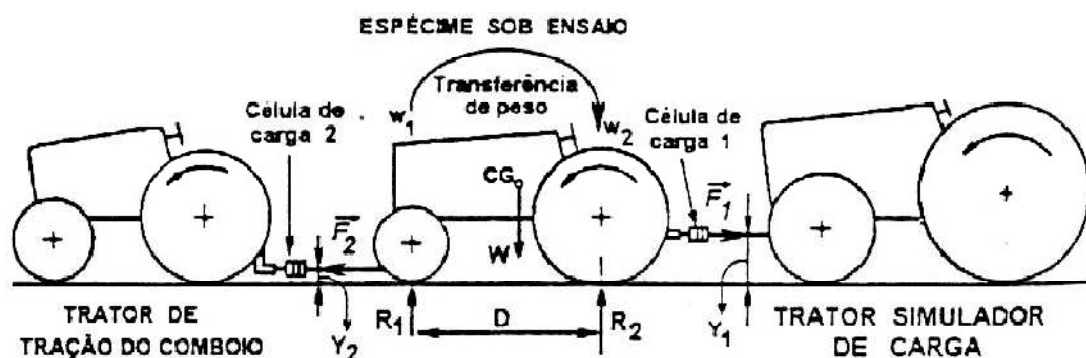


Figura 6- Disposição do comboio para ensaio da mensuração da força de tração e resistência ao rolamento (MIALHE,1996).

A partir da realização do ensaio na barra de tração, pode-se obter parâmetros quantitativos relativos à força de tração, velocidade, consumo específico, patinagem, potência disponível na barra de tração, coeficiente de tração e rendimento na barra de tração (MIALHE, 1996; SRIVASTAVA et al., 1996).

2.5 Teoria da tração dos tratores agrícolas

2.5.1 Capacidade de tração

O torque produzido pelo motor é transferido às rodas através da caixa de marchas, diferencial e redução final. Durante essa transferência ocorre uma diminuição da rotação do motor até as rodas com um acréscimo no torque, tendo como consequência uma redução da potência. Essa perda de potência varia para cada tipo de transmissão, de modo geral, são maiores nas transmissões hidrostáticas e menores nas mecânicas (MÁRQUEZ, 2010).

Conforme esse mesmo autor, durante este caminho devido à diminuição da velocidade que sucessivamente realizam os elementos que compõem a transmissão proporciona um aumento no torque nas rodas, pois o torque que é produzido no motor é multiplicado pela relação de transmissão de acordo com a relação de câmbio (marcha) selecionada, associada às perdas de potência produzidas pela transmissão.

Para que o trator consiga desenvolver todo o torque gerado na roda, o rodado deve encontrar um ponto de apoio, neste caso o solo, com resistência superior a esta força, para que o trator consiga movimentar e ainda tracionar implementos.

Liljedahl et al. (1995) relatam 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. Nesse caso, a variação de um destes fatores irá interferir diretamente na capacidade de tração. Esse efeito foi evidenciado por Lopes et al. (2005) em um trabalho realizado para avaliar o desempenho de trator em função do tipo de pneu e lastro, chegando a conclusão de que a marcha utilizada, tipo de pneu e lastragem interferem diretamente na potência desenvolvida na barra de tração.

Segundo Márquez (2010), além do solo suportar a carga vertical que é gerada quando um veículo passa, este é o apoio à força tangencial gerada pelo torque que se transmite as garras dos pneus, e este apoio suporta a carga deformando-se dentro de certos limites considerados razoáveis, porém se romper ocorrerá o patinamento fazendo que o avanço do veículo seja cada vez menor chegando ao ponto de cessar o movimento. Se os rodados continuarem girando abrirá um sulco no solo até calçar nos eixos do trator.

As forças e tensões atuantes sobre o solo e a roda podem ser visualizadas na Figura 7.

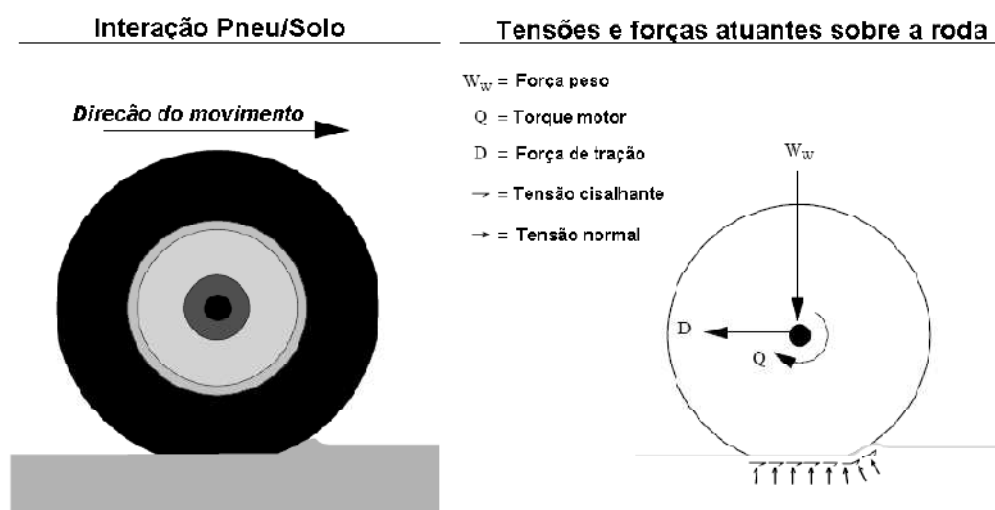


Figura 7 - Tensões e forças atuantes sobre a roda e interação pneu/solo (PRIDDY,1995).

Por isso, Linares et al. (2006), comenta que deve-se manter os valores de força tangencial dentro de certos limites que não produzam ruptura total do solo, mas sim valores de patinamento compatíveis com o rendimento em tração aceitáveis, sem que o trator afunde até o eixo, necessitando adequação aos diferentes tipos de trabalho. Um exemplo de adequação do trator ao trabalho diz respeito à lastragem, que pode ser entendida como o ato de adicionar ou retirar peso, tanto de água dos pneus como metálico ao trator. A evolução histórica do peso do trator, bem como da relação peso/potência, vêm sendo estudada por diversos autores. Em geral, os tratores vêm se tornando mais leves, bem como a relação peso/potência vem sendo reduzida, sendo essa redução maior para tratores de potência mais elevada (RENIUS, 1994).

Segundo Schlosser (1996), para que se utilize a máxima potência do motor de um trator tentando obter a sua máxima eficiência de tração (em uma operação de preparo do solo, por exemplo, dentro da faixa dos 5 a 6 km h⁻¹) é necessário que se estabeleça uma relação peso-potência adequada, que pode ser aproximadamente 80 kgkW⁻¹. A reação estabelecida entre solo e as rodas, está fundamentada no estudo da ruptura do solo por cisalhamento, cuja teoria foi proposta originalmente por Mohr, por meio da chamada Lei de Coulomb, e citada por Wismer e Luth (1972) conforme a Equação 1:

$$T = (c + \sigma) \cdot \tan\varphi \quad (1)$$

Onde:

T = tensão de cisalhamento (N.m⁻²);

c = coesão do solo (N.m⁻²);

σ = tensão normal de compressão (N.m⁻²);

φ = ângulo de atrito interno.

Os valores do ângulo de atrito interno variam entre zero e 10 graus, para solos argilosos, e a sua coesão entre 10 e 20 kN.m⁻². Para os solos mais macios, como os arenosos, os valores estão entre 25 e 40 graus de ângulo de atrito interno e zero e 10 kN.m⁻² para a coesão.

Balastreire (2007), multiplicou a equação pela área de contato do pneu com o solo e obteve uma forma de quantificar o potencial de tração através da seguinte equação (Equação 2):

$$F_t = [(A \cdot c) + P] \cdot \tan \varphi \quad (2)$$

Onde:

F_t = força de tração exercida pelo trator (N);

A = área de contato do pneu (m^2);

P = peso aderente sobre o solo (kgf).

Com a relação entre a carga vertical que incide sobre a roda e a força horizontal máxima que se pretende transmitir, pode-se determinar a aderência. O coeficiente de aderência pode ser visualizado na Equação 3.

$$\mu = \frac{\text{força}}{\text{peso aderente}} \quad (3)$$

Os valores do coeficiente de aderência para tratores com tração dianteira auxiliar em diferentes tipos de solo, estão apresentados no Quadro 1.

Estado do solo	Índice cone (kPa)	Coefficiente de aderência	Patinamento permitido (%)
Cobertura seca	1200	0,60	4 – 8
Solo lavrado seco	900	0,57	8 -10
Solo lavrado úmido	450	0,52	11 – 13
Solo solto	250	0,48	14 – 16

Quadro 1- Valores do coeficiente de aderência em diferentes tipos de solos (MÁRQUEZ,1980).

Observação: O índice de cone é uma medida realizada através de um instrumento denominado penetrômetro, que determina a resistência do solo a penetração através da introdução de uma haste metálica com a ponta em forma de cone com dimensões conhecidas exercendo uma força medida através de uma célula de carga, podendo esta medida ser realizada em várias profundidades no mesmo ponto. Solos mais “duros” apresentam um índice de cone maior quando comparado a solos mais “macios”, e isso permite ao solo ter uma resistência maior a força tangencial exercida pelo pneu, promovendo maior força de tração.

Os índices de cone do solo para a maioria dos tratores agrícolas conseguirem trafegar com determinada eficiência fica ao redor de 410 a 480 kPa (KNOB,2010)

2.5.2 Pneus agrícolas

Segundo Knob (2010), os pneus agrícolas são os componentes responsáveis pela transferência da potência gerada pelo motor dos tratores e da maioria das máquinas agrícolas auto-propelidas ao solo, na forma de tração ou simplesmente locomoção, influenciando nos resultados de desempenho operacional do trator em relação ao tipo de construção, pressão interna, carga aplicada, tipo de dispositivo de tração e do seu desgaste tendo relevante importância nos custos operacionais de campo e, principalmente, nos custos finais relacionados à eficiência. Para Schlosser (1996), o uso de pneus em tratores tem como vantagens: menor resistência ao rolamento, diminuição da rigidez, maior aderência ao solo e aumento da velocidade de avanço.

Os pneus influenciam diretamente no desempenho do trator, no qual pode ser avaliado de diferentes formas, sendo a principal através da barra de tração. A eficiência no uso dessa força é limitada pela ação dos dispositivos de tração, que, nos tratores agrícolas, mais usualmente, são rodados pneumáticos (SRIVASTAVA et al., 1996).

Segundo Correia (1999), o pneu é projetado para suportar determinadas cargas com uma pressão de ar especificada, sendo que o correto ajuste da pressão interna dos pneus lhe garante maior vida útil. Os pneus utilizados na agricultura podem ser classificados de acordo com seu uso em: motrizes e diretrizes (para tratores e máquinas); e, transportadores (para implementos e máquinas). Quanto à pressão interna, os pneus podem ser classificados como: baixa pressão (50 a 150 kPa) e pressões normais (100 a 200kPa). Em relação ao tipo de construção da carcaça, os pneus agrícolas podem ser de construção diagonal ou radial, de acordo com a disposição geométrica das fibras.

O tipo de construção do pneu vai influenciar diretamente no desempenho a campo. Neujahr et al. (1998) compararam o desempenho de pneus diagonais e radiais no preparo de solos de várzea em um trator sem tração dianteira auxiliar,

afirmando nas suas condições específicas que o pneu radial diminui o patinamento e aumenta a eficiência de tração. O patinamento dos pneus radiais apresenta uma redução de 37% em relação aos pneus diagonais, quando os pneus foram operados exercendo uma força de tração de 29,4kN, sendo que a máxima eficiência de tração ficou entre 10% e 15% de patinamento nos dois tipos de pneus avaliados. A resistência ao rolamento nos pneus radiais foi inferior ao pneu diagonal na velocidade de 5,76 km.h⁻¹ e na menor velocidade avaliada, (2,88 km.h⁻¹) a resistência ao rolamento dos dois pneus foi semelhante. Coates (1985) comparou pneus diagonais e radiais, utilizando carga estática sobre os pneus de 26,6kN em três velocidades, 7,2; 10,8 e 14,2 km.h⁻¹ em solo leve. Em seus resultados, ocorreram diferenças significativas nas velocidades de 7,2 e 10,8 km.h⁻¹, com os pneus diagonais apresentando um maior patinamento do que os pneus radiais.

Conforme Lee e Kim (1997), a pressão interna tem papel fundamental na área de contato entre o pneu e o solo, além da distribuição da pressão na sua superfície, interferindo na capacidade trativa. O melhor desempenho dos rodados de um trator pode ser obtido pelo ajuste da pressão interna dos pneus de acordo com o tipo de solo e com as condições superficiais deste solo.

Sharma e Pandey (1996), afirmaram que as características de eficiência de um rodado dependem, em grande parte, não somente da pressão de contato, mas também do tamanho e do formato da área de contato, concluindo que, para um rodado pneumático, a aproximação elíptica é o melhor estimador para a área de contato pneu-superfície.

Nesse contexto, Monteiro et al. (2011) afirmam que a utilização correta de pneus em tratores agrícolas, tanto em relação ao seu tipo quanto à calibração de sua pressão interna, e a lastragem ideal para cada condição de carga são fatores que influem significativamente no desempenho do trator.

2.5.3 Patinamento das rodas motrizes

O patinamento de uma roda motriz é a variação da velocidade de avanço da roda em relação a uma velocidade de referência estabelecida. A velocidade tida como referência recebe o nome de velocidade teórica, sendo que a

desenvolvida nas condições de trabalho é denominada velocidade real (LINARES, et al. 2006). A Figura 8 demonstra o patinamento que ocorre entre as garras do pneu e o solo.

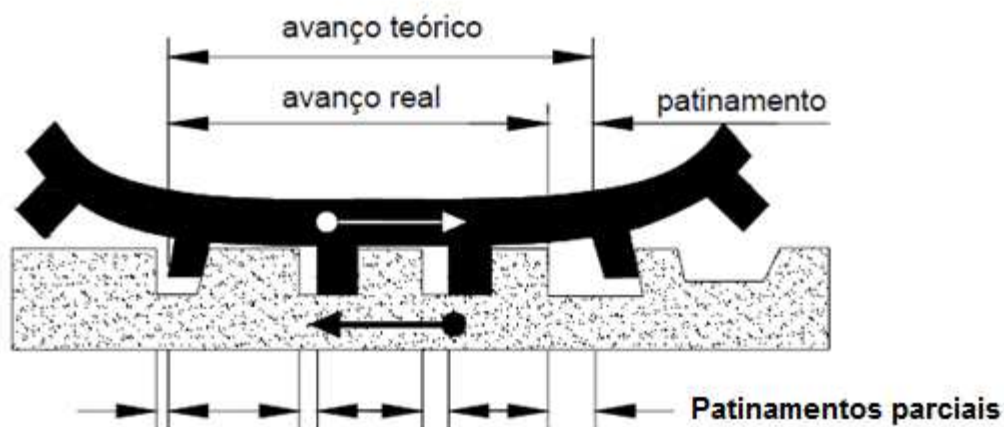


Figura 8 - Demonstração do patinamento parcial entre as garras do pneu e o solo (SCHLOSSER,2006).

Conforme Márquez (2010), o solo nem sempre é capaz de suportar a carga vertical que se necessita para poder utilizar todo o torque que chega as rodas, já em outras vezes, embora dentro de alguns limites suportáveis, a força de tração cai de forma considerável.

De acordo com Herzog et al. (2002), nos tratores agrícolas o patinamento dos rodados ocorre devido a diversos fatores, entre eles o esforço de tração necessário para deslocar determinado equipamento e o tipo de superfície em contato com a banda de rodagem dos pneus motrizes.

Com o aumento da força horizontal que se aplica as rodas motrizes para o mesmo peso aderente, ocorre um aumento no patinamento. Com o aumento do patinamento ocorre uma perda de velocidade do trator, conseqüentemente um menor rendimento global da transformação da potência do motor em potência de tração. Schlosser (1996) descreve que as perdas de potência estão diretamente relacionadas com o patinamento das rodas traseiras, não dependendo do tipo de tração empregada ou da distribuição de peso.

Em um estudo realizado para se obter a máxima eficiência de tração com um menor consumo específico de combustível, em um trator Massey Ferguson

3080, Jenane et al.(1996) recomendaram que o trator deveria trabalhar com um coeficiente de tração dinâmico (relação usada para expressar o aproveitamento da massa do trator em relação à força exercida na barra de tração) de no mínimo de 0,4. Ainda, neste trabalho avaliando o patinamento de um trator agrícola, Jenane et al. (1996) concluíram que o trator, quando trabalhava com patinamento fora do ideal, havia uma redução considerável na potência disponível na barra de tração.

Estima-se que entre 50 a 60% do peso de um trator pode ser convertido em esforço de tração, por exemplo: um trator de 4.000 kg pode tracionar até 2400 kgf na sua barra de tração, mas para isso ocorrer, há uma dependência de uma série de fatores. De acordo com Lanças e Upadhyaya (1997), para que ocorra tração é necessário que exista patinamento, entretanto, caso esta ultrapasse determinados limites, pode ocorrer perda da aderência e redução da tração dos rodados.

O patinamento das rodas motrizes pode ser determinado através de uma equação proposta por Linares (1996), que leva em consideração a variação da velocidade de deslocamento da roda em relação à velocidade dada em uma condição de referência.

O patinamento pode ser expresso pela seguinte equação (Equação 4):

$$\delta = \left(\frac{V_t - V_r}{V_r} \right) \times 100 \quad (4)$$

Onde:

δ = patinamento (%);

V_t = velocidade teórica de referência (km.h^{-1});

V_r = velocidade real de trabalho (km.h^{-1}).

Neste contexto, Jenane et al. (1996), afirmam que dependendo da superfície do solo, o menor consumo de combustível é obtido quando o patinamento está entre 10 e 30% para tratores com tração dianteira auxiliar.

2.5.4 Resistência ao rolamento

Segundo Mialhe (1991), a resistência ao rolamento é definida como a resistência passiva que se opõe ao movimento dos rodados dos tratores e tem origem na deformação provocada no solo e no próprio rodado.

Para o trator avançar primeiramente tem que vencer a resistência ao rolamento e para poder tracionar um implemento, o motor fornece um torque as rodas e estas, a transformam em uma força tangencial, na qual o solo deve suportar sem romper-se dentro de certos limites. Se não há potência suficiente para que o torque das rodas permita vencer a resistência ao rolamento, ou se o solo não tiver resistência suficiente, o trator não avançará (LINARES et al. 2006).

O peso do trator interfere diretamente na resistência ao rolamento que se dá em função do afundamento do pneu no solo e também pela deformação que ocorre dos pneus ao se deslocarem sobre ele. Por isso, quanto menor o peso do trator, menor será a perda por resistência ao rolamento, agora quanto mais solto for solo e maior for o peso do trator, maior será a resistência ao rolamento.

Schlosser (1996) relata que as perdas por resistência ao rolamento, quando se expressam em função do patinamento das rodas traseiras se relacionam com o modo de utilização da tração, com a distribuição de peso e com as condições do solo. Esse mesmo descreve que em um trator de tração simples com muito peso na parte frontal, as maiores perdas de potência são devidas a resistência ao rolamento das rodas dianteiras porque estão muito carregadas, e pode-se diminuir este efeito colocando-se mais peso nas rodas motrizes. Já em um trator com tração dianteira auxiliar conectada, a resistência ao rolamento parece não ter relação com a distribuição de peso.

Quando se aumenta o peso de lastro no trator para que este consiga utilizar todo o torque produzido, aumenta-se de forma considerável a resistência ao rolamento, fato este muito comum quando utilizam marchas mais baixas, por isso é importante que velocidades mais baixas devam ser usadas em trabalhos que realmente necessitam, pois o aumento de lastro além de elevar resistência ao rolamento também causa o aumento no patinamento e no consumo de combustível.

A resistência ao rolamento pode ser expressa pela Equação 5:

$$R_{tk} = P \cdot k \quad (5)$$

Onde:

R_{TK} = resistência ao rolamento expresso em kg ou N

P = Peso do trator em kgf ou N

k = coeficiente de resistência ao rolamento

No Quadro 2 pode-se observar os valores dos coeficientes de resistência ao rolamento e o coeficiente de tração.

Solo	Resistência ao rolamento	Coeficiente dinâmico de tração
Pista de concreto	0,02	1 – 0,85
Estrada de terra	0,05	0,8
Solo seco	0,07	0,6
Solo úmido	0,1	0,5
Solo argiloso úmido	0,2	0,2

Quadro 2 - Coeficientes de resistência ao rolamento e coeficiente dinâmico de tração (LINARES et al. 2006).

2.5.5 Consumo de potência decorrente do tipo de transmissão

O sistema de transmissão é responsável por transmitir a potência às rodas, e por sua vez, aos pontos onde a potência de tração pode ser utilizada, como a barra de tração, por exemplo. Conforme Renius (1994) a transmissão pode representar aproximadamente 25 a 30% do custo do trator, inclusive custa mais que o próprio motor em função de sua complexidade.

Paz (2000) relata em concordância com Mialhe (2001), já descrito anteriormente, que a potência disponível na barra de tração do trator, não é a mesma fornecida pelo motor, ocorrendo uma redução bastante significativa.

Conforme Márquez (2010), a transmissão tem como principal função desmultiplicar a rotação proveniente do motor, tendo como consequência o aumento do torque. O mecanismo de transmissão começa na embreagem, passando pela caixa de câmbio, diferencial e redução final chegando às rodas. Por esse caminho há um consumo considerável de potência, dependendo do tipo de transmissão.

Esse autor ainda faz uma inferência no sentido de que a redução de potência decorrente da transmissão varia em função do tipo de transmissão, remetendo a valores que circundam na ordem de 7 a 15%. Sabe-se que nas transmissões hidrostáticas ocorre um maior consumo de potência em função de uma série de acionamentos hidráulicos (pacotes de discos) além de necessitar um bombeamento constante através da bomba hidráulica para que a transmissão permaneça transmitindo o movimento às rodas. Neste contexto, Schlosser (1996), estudando o avanço cinemático em tratores agrícolas determinou que a eficiência de transmissão para tratores com transmissão hidrostática (*Power Quad*) fica ao redor de 87% ou seja, a redução fica em aproximadamente 13%, mas sempre ressaltando, que estes valores variam de modelo para modelo.

Já as transmissões mecânicas que equipam a maioria dos tratores nacionais encontrados no mercado ficam com valores próximos a 10%, o que representa um consumo de potência menor em relação às transmissões hidrostáticas, devido à existência do contato direto das engrenagens, sem a necessidade de pressão de óleo para acioná-las, sendo que este consumo se resume praticamente as resistências internas provenientes do atrito entre as engrenagens do sistema de transmissão.

2.5.6 Transferência de peso

No caso de tratores sem tração dianteira auxiliar, o torque produzido pelo motor chega multiplicado as rodas traseiras em função da relação de transmissão utilizada, gerando uma força tangencial no momento que encontra apoio no solo,

e ao vencer a resistência ao rolamento, faz avançar o trator, realizando um esforço de tração (MÁRQUEZ, 2010).

Conforme o autor, a carga dinâmica do conjunto trator mais implemento e a força de tração permite construir um polígono de forças com as reações do solo e das rodas dianteiras resultando (soma F_i) igual a zero, como pode ser visualizado na Figura 9.

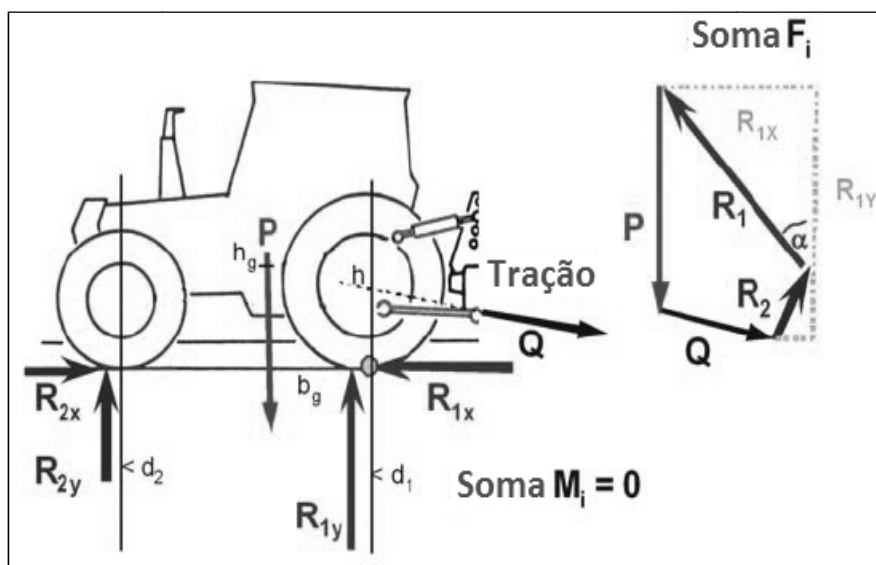


Figura 9 - Sistema de forças que atuam em um trator de tração simples (MÁRQUEZ, 2010).

O peso dinâmico do trator é a força total normal ao plano da superfície, portanto, não alterada, exercida sobre o elemento de tração ou transporte em condições de trabalho. Na condição dinâmica, outras forças interferem sobre a distribuição de pesos do trator, que são o esforço de tração desenvolvido na barra de tração ou engate tripontual, a resistência ao rolamento das rodas e o torque de rotação de roda. Também influencia na distribuição o ângulo de inclinação do terreno e ângulo de inclinação da força de tração na barra (KNOB, 2010).

Conforme Linares et al.(2006), o comportamento do peso dinâmico sobre os eixos se modifica continuamente em função das condições de trabalho. Como a capacidade de tração depende da resistência do terreno para suportar forças tangenciais, e esta é em função da carga axial (peso), interessa ter peso aderente suficiente nas rodas motrizes para a força que se deseja produzir. Nos tratores de

tração simples o peso sobre o eixo dianteiro não ajuda na tração, antes disso, oferece uma resistência ao avanço, tanto maior quanto mais pesado.

Desta forma, Linares (1996) denomina a transferência de peso como sendo a diminuição do peso de um eixo em benefício do outro. Quando o terreno é inclinado, o peso dinâmico se soma à componente vertical da força de tração (LINARES, 1996).

Os componentes das forças envolvidas na condição dinâmica de um trator quando realiza tração pode ser visualizada na Figura 10.

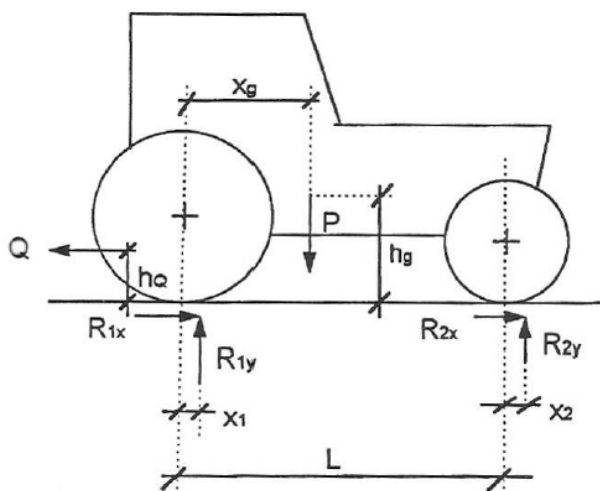


Figura 10 - Sistema de forças envolvido no equilíbrio de tração (LINARES, 1996).

A dinâmica do sistema de forças de um trator durante a realização de uma força de tração pode ser demonstrado através de equações. A seguir será apresentado as equações para o cálculo (Equação 6,7,8 e 9) de transferência de peso entre os eixos na condição dinâmica em um terreno horizontal desenvolvidas por Linares et al. (2006) e citadas por KNOB (2010).

$$\sum F = 0 \quad \begin{cases} P = R_{1y} + R_{2y} \\ Q = R_{1x} + R_{2x} \end{cases}; \quad \text{Equilíbrio de forças} \quad (6)$$

$$\sum Mo = 0$$

$$P \cdot X_g - R_{1y} \cdot X_1 - R_{2y} \cdot (L + X_2) - Q \cdot h_Q = 0; \text{Equilíbrio de momentos} \quad (7)$$

$$\begin{cases} R_{2y} = \frac{P \cdot X_g}{L} - \frac{M_k}{L} - \frac{Q \cdot h_Q}{L} \\ R_{1x} = \frac{P \cdot (L - X_g)}{L} + \frac{M_k}{L} + \frac{Q \cdot h_Q}{L} \end{cases}; \quad \text{Reação das forças verticais} \quad (8)$$

$$M_k = R_{1y} \cdot X_1 + R_{2y} \cdot X_2; \quad \text{Resistência ao rolamento} \quad (9)$$

Em que:

P = peso do trator

Q = força horizontal de tração

L = distância entre eixos

R_{1x} e R_{2x} = reações horizontais do solo

R_{1y} e R_{2y} = reações verticais do solo

X_1 e X_2 = força de reação do solo

h_g = altura do centro de gravidade

X_g = abscissa do centro de gravidade

h_Q = altura do ponto de engate

M_k = resistência ao rolamento

ΣF = resultante das forças

ΣMo = resultante dos momentos

Márquez (2010) faz questão de observar que a transferência de peso do eixo dianteiro para o traseiro, provém em parte do esforço de tração realizado, e outra por resistência ao rolamento que o solo realiza contra ao avanço das rodas.

O peso de lastro interfere de forma significativa no desempenho do trator. Cataneo et al. (1992), analisou o efeito do lastro na força de tração máxima em um grupo de tratores em pista de concreto, tendo como resultado, que o aumento de lastro provoca um aumento também na força de tração, ao mesmo tempo que diminui o coeficiente dinâmico de tração, exceto para tratores com tração dianteira auxiliar.

Nesse contexto, existem equações que podem estimar o peso máximo que o trator pode ter em função da sua potência e, portanto, determinar a velocidade de trabalho ideal, ou seja, a velocidade mínima de deslocamento (velocidade crítica) para que o trator consiga utilizar toda a sua potência. Esses valores

devem estar dentro de certos limites de tolerância a fim de garantir que não haja um esforço demasiado do motor, tendo como consequência um desgaste prematuro.

No caso dos tratores sem tração dianteira auxiliar, os valores do peso máximo e da velocidade crítica podem ser obtidos segundo Márquez (1980) através das Equações 10 e 11:

Peso máximo:

$$P_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{Nm \cdot 0,75 \cdot nt \cdot 270}{Vt \cdot ca \cdot 0,85} \right) \right] \quad (10)$$

Velocidade crítica:

$$V_c = \left[\left(\frac{Nm \cdot nt \cdot 270}{Pv \cdot ca \cdot 0,85} \right) \right] \quad (11)$$

As equações levam em consideração, que os tratores sem tração dianteira auxiliar, possuem 85% do seu peso aderente na condição dinâmica e que a potência seja no máximo 75% da potência nominal.

Para tratores com tração dianteira auxiliar, a potência máxima utilizada continua sendo 75% da potência nominal, porém com 100% do peso aderente (Equações 12 e 13).

Peso máximo:

$$P_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{Nm \cdot 0,75 \cdot nt \cdot 270}{Vt \cdot ca \cdot 1,0} \right) \right] \quad (12)$$

Velocidade crítica:

$$V_c = \left[\left(\frac{Nm \cdot nt \cdot 270}{Pv \cdot ca \cdot 1,0} \right) \right] \quad (13)$$

Onde:

P_{max} = peso máximo do trator (kgf)

N_m = potência do motor (CV)

n_t = rendimento da transmissão

c_a = coeficiente de aderência

P_v = peso do trator vazio (kgf).

V_t = velocidade de deslocamento

2.5.7 Teorias preditivas do comportamento do trator em tração

Conforme Linares et al. (2006), os primeiros ensaios para a barra de tração eram realizados em solos agrícolas, porém a dificuldade em transferir os resultados para os diferentes tipos de solo e condições de trabalho tornou necessário que os ensaios passassem a serem realizados em pistas de concreto, mesmo sabendo-se que as condições de trabalho em um solo agrícola diferem substancialmente dos ensaios em pista.

Segundo Souza Filho (2001), em diversas situações estudou-se uma forma prática de determinar uma eficiente maneira de diferenciar a qualidade de tração dos tratores. Dessa forma surgiram algumas teorias de predição, que em comum têm o objetivo de prever o comportamento de vários parâmetros de rendimento. Essas teorias são fundamentadas através de equações, que se baseiam em diversos parâmetros, que podem ser medidos direta e indiretamente e que caracterizam de maneira conjunta o solo e a máquina.

A seguir serão descritas as principais teorias conforme Souza Filho (2001):

a) Teoria C_n (ASAE) – Wismer e Luth

Essa teoria considera que a relação entre o solo e o veículo é determinada por um parâmetro denominado Número Característico da Roda (C_n), o qual contempla valores de três elementos principais: solo, com seu respectivo índice de cone, peso dinâmico e o pneu com suas respectivas medidas.

O C_n pode ser determinado da seguinte maneira:

$$C_n = \left(\frac{Cl \cdot b \cdot d}{R_y} \right) \quad (14)$$

Onde:

R_y = peso sobre a roda (kN);

b = largura da roda (m);

d = diâmetro total da roda (m);

Cl = índice de cone do solo (kPa).

Coefficiente de resistência ao rolamento (K):

$$K = \left(\frac{1,2}{C_n} \right) + 0,04 \quad (15)$$

Através da determinação do coeficiente k pode-se chegar à resistência ao rolamento:

$$R_k = R_y \cdot K \quad (16)$$

Coefficiente de força tangencial:

$$\mu_t = 0,75 \cdot (1 - e^{-0,3 \cdot C_n \cdot \delta}) \quad (17)$$

onde:

C_n = número característico da roda;

δ = patinamento, em decimal.

Patinamento (δ):

$$\delta = \left[\left(\frac{1}{0,3 \cdot C_n} \right) \cdot \ln \left(\frac{0,75}{0,75 - \mu_t} \right) \right] \cdot 100 \quad (18)$$

Onde:

δ = patinamento (%)

b) Teoria Bn – Brixius e Wismer

Esta teoria esta baseada na anterior, porém com a introdução de um novo parâmetro que se denomina Número característico de Mobilidade (Bn), baseado no Cn da teoria ASAE, que se pode calcular da seguinte maneira:

$$Bn = Cn \cdot \frac{1 + 5 \cdot \frac{\Delta}{h}}{1 + 3 \cdot \frac{b}{d}} \quad \left\{ \begin{array}{l} \Delta = \left(\frac{d}{2} - r_c \right) \cdot \frac{P_r}{P_{\max}} \\ h = \frac{d - d_{LL}}{2} \end{array} \right. \quad (19)$$

Coefficiente de resistência ao rolamento (K):

$$k = \frac{1}{Bn} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot \delta}{\sqrt{Bn}} \quad (20)$$

Através da determinação do coeficiente k pode-se chegar à resistência ao rolamento:

$$Rk = Ry \cdot K \quad (21)$$

Coefficiente de força tangencial:

$$\mu_t = 0,88 \cdot (1 - e^{-0,1 \cdot Bn}) \cdot (1 - e^{-7,5 \delta}) + 0,04 \quad (22)$$

Patinamento (δ):

$$\delta = \frac{1}{7,5} \cdot \ln \left\{ \frac{0,88 \cdot (1 - e^{-0,11 \cdot Bn})}{\left[0,88 \cdot (1 - e^{-0,11 \cdot Bn}) \right] + 0,04 - \mu_t} \right\} \cdot 100 \quad (23)$$

Onde:

Bn = número característico da mobilidade;

Δ = deflexão do pneu;

h = altura da seção teórica (m);

dLL= diâmetro do aro (m);

r_c = raio estático sob carga máxima do pneu em superfície firme (m);

$P_{\text{máx}}$ = peso máximo por roda (kgf);

P_r = peso por roda durante os ensaios (kgf);

b = largura da roda (m);

d é o diâmetro da roda (m) e

δ = patinagem (%).

C) Teoria MN – Gee-Clough

É formada por uma série de equações que passam a ser reconhecidas como uma única teoria. Foi criado um parâmetro entre o solo e o veículo chamado de Número de Mobilidade (MN).

Este parâmetro possui a seguinte forma de cálculo:

$$Mn = Cn \cdot \sqrt{\frac{\Delta}{h}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{b}{2 \cdot d}} \quad (24)$$

Coefficiente de resistência ao rolamento (K):

$$k = 0,049 + \frac{0,289}{Mn} \quad (25)$$

Através da determinação do coeficiente k pode-se chegar à resistência ao rolamento:

$$R_k = R_y \cdot K \quad (26)$$

Coefficiente de tração líquida (μ_n):

$$\mu_n = \mu_{n\text{max}} \cdot (1 - e^{-k' \cdot \delta}) \quad (46) \quad \left\{ \begin{array}{l} \mu_{n\text{max}} = 0,796 - \frac{0,92}{Mn} \\ k' \cdot \mu_{n\text{max}} = 4,838 + 0,061 \cdot Mn \end{array} \right. \quad (27)$$

Coeficiente de força tangencial:

$$\mu_t = \mu_n + k \quad (28)$$

Patinamento (δ):

$$\delta = \frac{1}{k} \cdot \ln \left(\frac{\mu'_{nm\acute{a}x}}{\mu_{nm\acute{a}x} + k - \mu_t} \right) \cdot 100 \quad (29)$$

Onde:

Mn = número de mobilidade;

Δ = deflexão do pneu;

h = altura da seção teórica (m);

b = largura da roda (m);

d = diâmetro da roda (m) e

δ = patinamento (%).

As diferenças entre as três teorias segundo Catalán (1993), se dão em função da complexidade das equações e da confiabilidade dos valores obtidos. O autor relata que a teoria Mn apresenta maior complexidade com melhores resultados, já as teorias Cn e Bn apresenta dados com menor confiabilidade.

Em um trabalho realizado por Márquez (1980), este utilizou as teorias de predição para prever em condições padronizadas (pista de concreto), o comportamento de um trator aproveitando dados de ensaios de tratores em dinamômetros. Este concluiu que as teorias podem ser aplicadas para a média das situações ou para uma determinada situação local, gerando a necessidade de aplicação destas teorias em outros meios.

Resposta semelhante encontrou Souza Filho (2001), em um trabalho de avaliação destas teorias de predição, chegando à conclusão que existe muita variabilidade entre os resultados comparativos. O índice de cone interferiu diretamente nos resultados, sendo as teorias Bn e MN as menos sensíveis a esse parâmetro em relação a teoria Cn.

2.6 Simulação de tração em tratores agrícolas

2.6.1 Esforço de tração e potência disponível na barra de tração

Para entender melhor o esforço de tração e a forma como ocorre a redução da potência produzida pelo motor em relação à potência que realmente chega a barra de tração, pode-se utilizar a metodologia de cálculo desenvolvida por Márquez (2010).

Para uma mesma rotação do motor pode-se calcular a força tangencial que se produzirá nas rodas de um trator com um torque no motor de 30 daN.m e uma relação de transmissão entre o motor e o eixo de 80 através da seguinte forma:

- Torque na roda = 30 daN.m x 80 = 2400 daN.m
- Com uma redução média de 10% (rendimento 90%) na transmissão: 2400 x 0,9 = 2160 daN.m.
- Considerando o raio da roda de 0,8 metros: força tangencial = 2160/0,8 = 2700daN;
- Se o peso do trator for 4800 kg terá aproximadamente 432 daN (432kgm) de resistência ao rolamento ($k=9$), então: 2700 – 432 = 2.268 daN, o que equivale a 2.268 kgf de força de tração.
- Supondo que o patinamento seja 15% e a velocidade teórica de 2,09m.s⁻¹ se produzirá: $(2,09 \times 15)/100 = 0,31 \text{ m.s}^{-1}$ dando uma velocidade real de avanço de 1,78 m.s⁻¹ (6,40 km.h⁻¹)
- Potência na barra = (força de tração x velocidade real) / fator de correção = 2.268 daN x 1,78 m.s⁻¹ / 73.6 = 54,8 cv (40,4 kW).

Se fosse kgf o fator de correção teria que ser 75.

- Perda de potência: 85,5 – 54,8 = 30,7 cv (22,5 kW), ou seja, 35,8% da potência do motor.
- Pode-se dizer que a eficiência de tração, calculada pelo quociente entre a potência de tração e a potência do motor é de: $54,8/85,5 = 0,64$.

Os resultados obtidos no desenvolvimento acima podem ser visualizados na Figura 11.

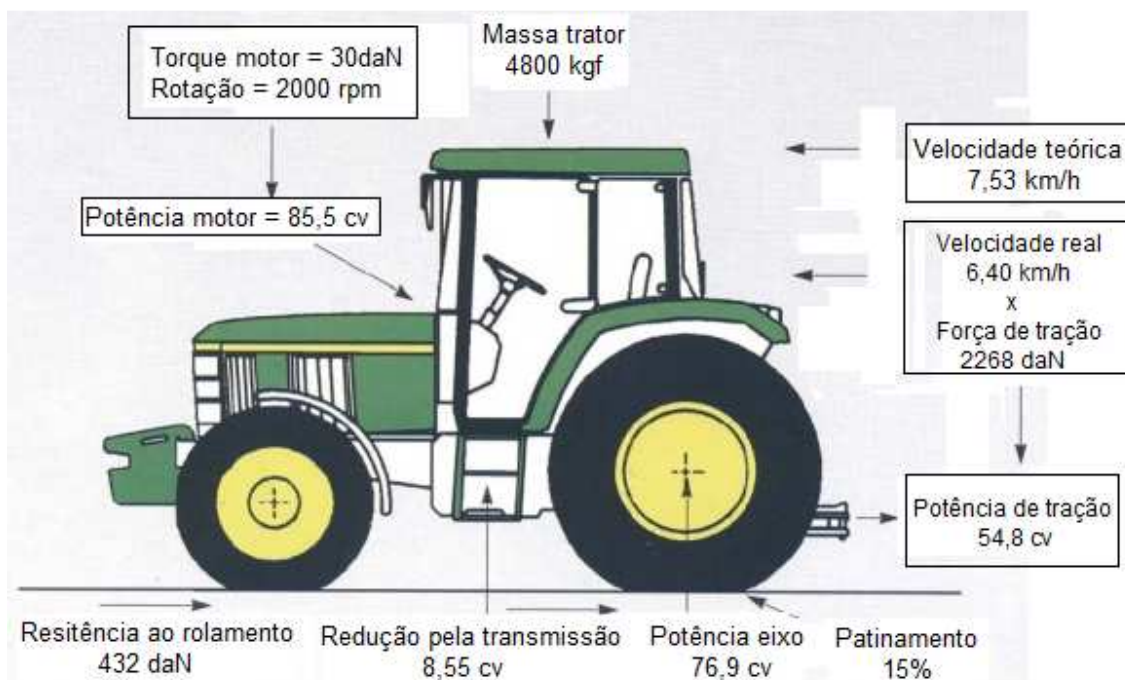


Figura 11 - Balanço de potência de um trator de tração simples (MÁRQUEZ, 2010).

Portanto, dentro desse contexto pode-se afirmar que menos de 50% da potência do motor é utilizada como potência na barra de tração, pois em condições de trabalho contínuo não se utiliza a rotação onde ocorre a potência máxima.

Segundo Márquez (2010), no caso de tratores com tração dianteira auxiliar os cálculos são mais complexos, porque há uma interferência entre as rodas de cada eixo que trocam permanentemente seus raios dinâmicos em função das condições de trabalho e deve ser incluído nos cálculos o avanço cinemático do eixo dianteiro em relação ao eixo traseiro. Esse mesmo autor determinou fatores que permitem calcular a potência máxima de tração que se conseguir em um trator agrícola, a partir da potência do motor medida na tomada de potência (TDP). Estes coeficientes podem ser visualizados no Quadro 3:

Tipo de trator	Concreto	Solo firme	Solo lavrado	Solo gradeado
Sem tração dianteira auxiliar	0,87	0,72	0,67	0,55
Com tração dianteira auxiliar	0,87	0,77	0,73	0,65
Tração integral	0,87	0,78	0,75	0,70
Esteiras	0,88	0,82	0,80	0,78

Quadro 3 - Coeficientes de estimativa da potência máxima de tração, a partir da potência desenvolvida no motor (Adaptado de ASAE D497.4, 1998).

Através destes coeficientes, pode-se dizer que em um trator com tração dianteira auxiliar com 100 kW de potência no motor poderá desenvolver em solo gradeado, por exemplo, apenas 65 kW, em função das reduções de potência já citadas anteriormente, e ainda considerando que este, esteja corretamente lastrado e com os pneus recomendados.

2.6.2 Balanço de potência e rendimento em tração

A potência que chega a barra de tração não é a mesma produzida pelo motor, e sim bem menor, sendo esta redução, o resultado da soma de uma série de fatores dentre eles o patinamento, resistência ao rolamento e a redução decorrente da transmissão.

O balanço de potência segundo Márquez (2010), pode ser expresso pela Equação (30):

$$N_m = N_t + N_k + N_d + N_B + N_{TDF} + N_H \quad (30)$$

Onde:

N_m = potência fornecida pelo motor (kW);

N_t = potência consumida pela transmissão incluindo TDP e sistema hidráulico (kW);

N_k = potência consumida por resistência ao rolamento (kW);

N_d = potência consumida por patinamento (kW);

N_B = potência de tração (kW);

N_{TDF} = potência consumida na tomada de potência (kW);

N_H = potência no sistema hidráulico (kW).

Como consequência, a potência na barra de tração será:

$$N_B = N_m - N_t - N_k - N_d \quad (31)$$

Onde:

N_B = potência na barra de tração (kW);

N_m = potência fornecida pelo motor (kW);

N_t = potência consumida pela transmissão (kW);

N_k = potência consumida pela resistência ao rolamento (kW);

N_d = potência consumida pelo patinamento (kW).

O balanço de potência pode ser representado graficamente, para uma determinada relação de transmissão, como pode ser visualizado na Figura 12.

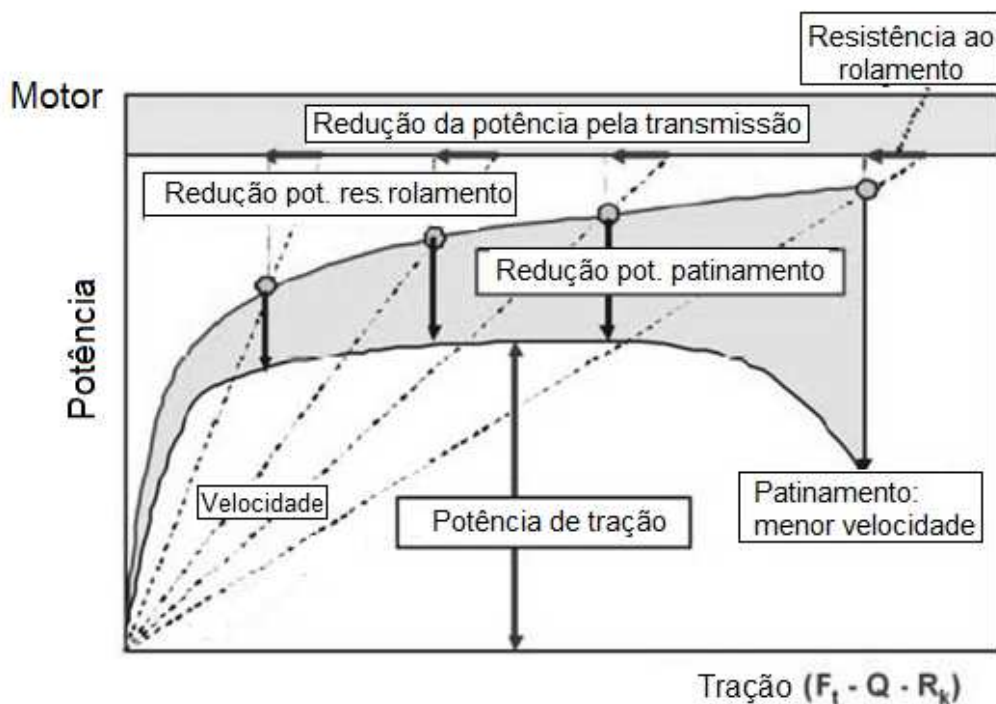


Figura 12 - Balanço de potência de um trator para uma relação de transmissão (MÁRQUEZ, 2010).

Na Figura acima, pode-se observar que as perdas por patinamento aumentam com o aumento da força de tração, do mesmo modo, a resistência ao

rolamento, que obtém seu valor máximo quando a velocidade diminui, considerando que as perdas decorrentes do sistema de transmissão sejam constantes. Quando as perdas de potência por resistência ao rolamento são semelhantes às perdas de potência por patinamento, conclui-se que esta, consome aproximadamente 50% da potência proveniente do motor.

Basso (1985) representa graficamente a distribuição de potência de duas versões de tratores (4x2 com tração dianteira auxiliar e 4x2 sem tração dianteira auxiliar) trabalhando em um mesmo tipo de solo e implementos. Essa distribuição de potência entre as duas versões de tratores pode ser visualizada na Figura 13.

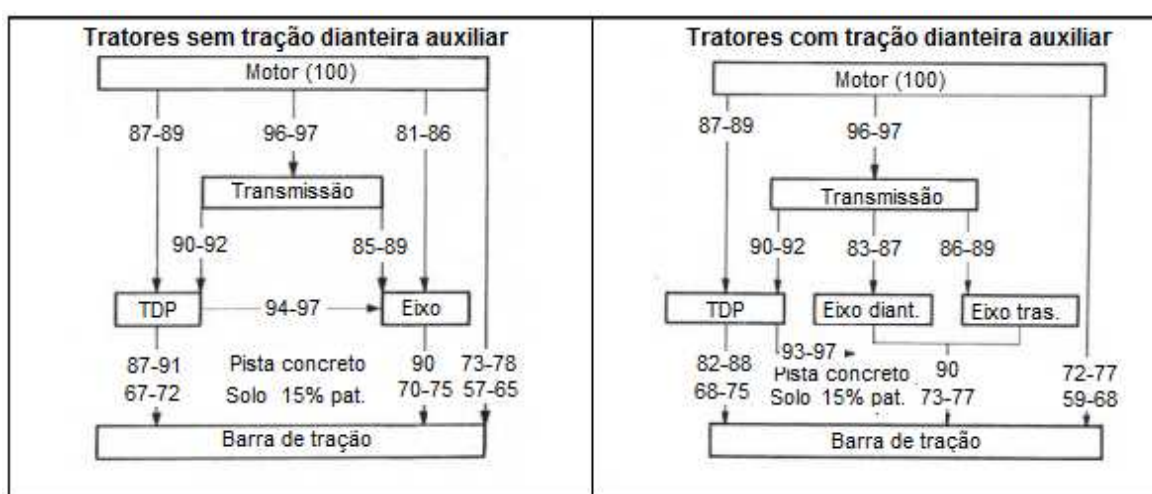


Figura 13 - Transmissão de potência em tratores com e sem tração dianteira auxiliar (BASSO, 1985).

Normalmente a distribuição de peso estática dentre as versões de tratores é diferente, conseqüentemente a distribuição dinâmica também será diferente, pois leva em consideração que nos tratores com tração dianteira auxiliar há a necessidade de maior peso no eixo dianteiro, pois o mesmo exerce tração. A presença de tração auxiliar representa um desempenho melhor do trator comparado a outro que não possui este mecanismo (tração simples). Pode-se observar que em condições de solo firme (patinamento de 15%), um trator de tração simples possui uma eficiência de tração de 57 a 65%, enquanto que em um trator com tração auxiliar a eficiência é maior, ficando ao redor de 59 a 66% para as configurações de TDA na época em que o experimento foi realizado,

porém quando em trabalho em solos agrícolas soltos, essa diferença aumenta de forma significativa. Esses valores vão ao encontro do que preconiza a ASAE EP496.2 (1999), demonstrado na Figura 14.

Quando os tratores com tração dianteira auxiliar trabalham em solo solto ocorrem diferenças na distribuição de potência entre os eixos. A Figura a seguir demonstra a distribuição de potência entre os eixos.

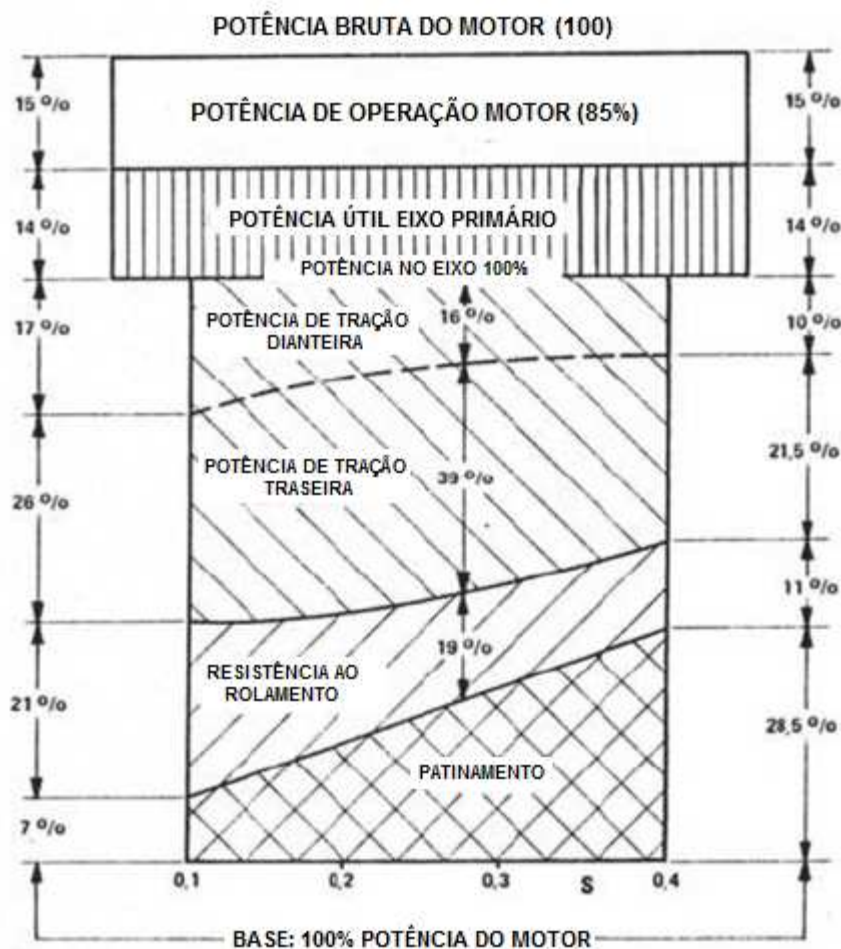


Figura 14 - Balanço de potência em tratores com tração dianteira auxiliar (BASSO, 1985).

Márquez (2010), explica de forma clara como ocorre a distribuição da potência entre o eixo dianteiro e o traseiro, em função do patinamento. Isto ocorre devido à diferença cinemática que se dá entre as rodas do eixo dianteiro em

relação ao traseiro, sendo que a potência do eixo dianteiro é mais elevada quando o patinamento é baixo, e se reduz à medida que aumenta o patinamento.

A eficiência de tração põe em questão o nível de aproveitamento do trator, no qual a magnitude depende de vários fatores, já citados anteriormente, como o solo (tipo), pneus (construção, pressão e índice de carga) e das características do trator (massa e distribuição).

2.7 Considerações sobre o levantamento bibliográfico

Com base na busca de literatura por trabalhos realizados na área envolvendo o estudo do desempenho dos tratores agrícolas foi possível observar que este depende de uma série de fatores, que se somam ao longo da realização de uma determinada atividade. A potência produzida no motor não é a mesma que chega a barra de tração do trator em função das reduções, sendo as principais: resistência ao rolamento, patinamento, sistema hidráulico, rodados, e sistema de transmissão, que é variável em função do modelo do trator e do tipo de transmissão utilizada (mecânica ou hidrostática), sendo que o somatório desse consumo de potência resulta diretamente em um baixo desempenho do trator.

Como cada fator pode ser determinado separadamente, estes podem ser estimados através de equações já conceituadas cientificamente.

Neste contexto, tendo-se o conhecimento dos valores de potência e torque do motor obtidos através dos ensaios dinamométricos e, utilizando as equações de cada fator envolvido, através de uma sequência de cálculos, torna-se possível prever qual o comportamento, ou seja, qual a potência que poderá ser desenvolvida na barra de tração a partir dos valores conhecidos de potência e torque do motor, em uma dada situação real de trabalho.

3 MATERIAL E MÉTODOS

A Figura 15 demonstra de forma resumida a Estrutura de Desdobramento do Trabalho (EDT), contemplando a metodologia em função dos objetivos propostos.

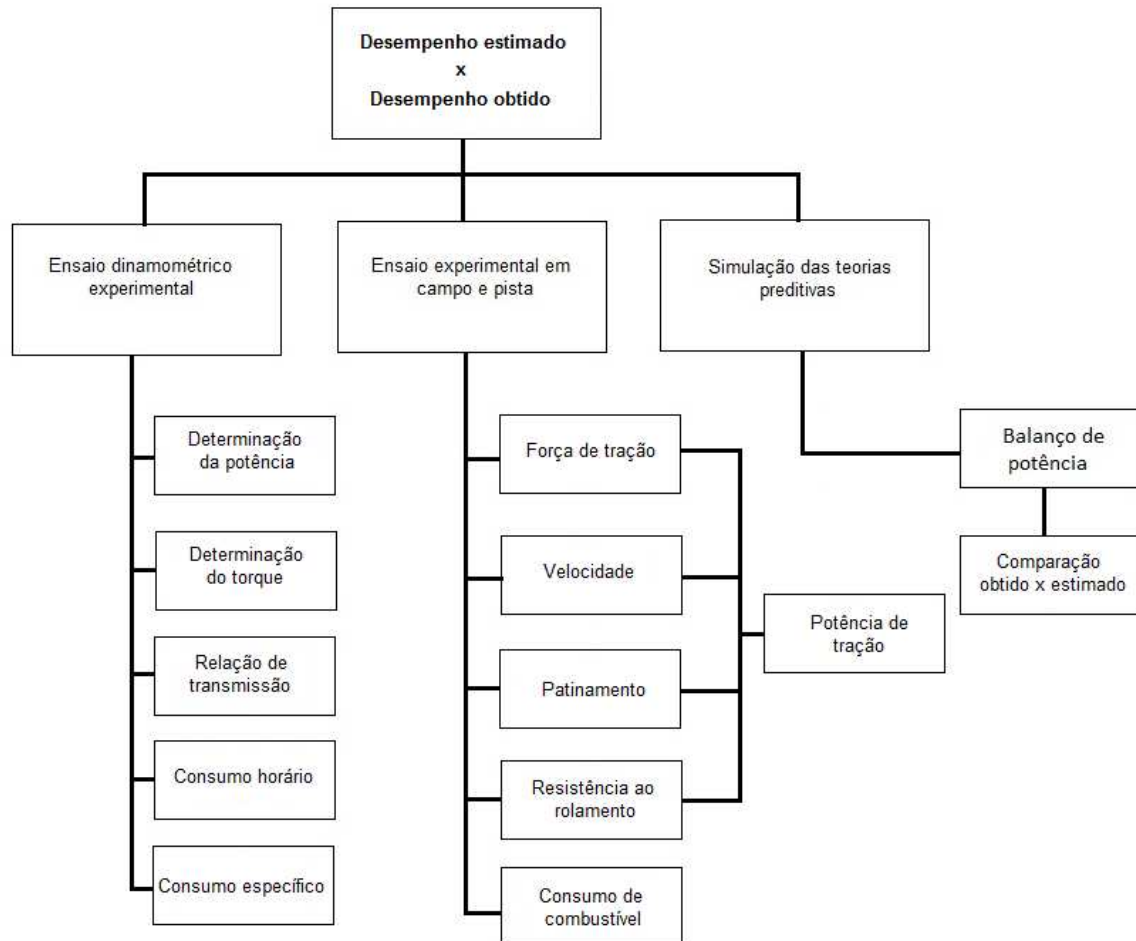


Figura 15 – Estrutura de desdobramento do trabalho.

A metodologia baseou-se primeiramente na realização dos ensaios dinamométricos para determinação da potência e torque do motor do trator. A etapa seguinte caracterizou-se pelos ensaios em campo e de pista objetivando a determinação da potência de tração, finalizando com o comparativo dos resultados obtidos no campo, com os resultados obtidos através das estimativas matemáticas, já descritas no referencial bibliográfico, e feita através de planilhas eletrônicas.

3.1 Trator utilizado nos testes

O trator utilizado nos testes foi da marca Massey Ferguson, modelo 4297, com aproximadamente 70 horas de uso. Este modelo vem equipado motor Sisu Power A 420, com 4 cilindros turbo alimentado, conferindo uma potência de 88,5 kW (120 cv) a 2200 rpm e, torque de 460 Nm a 1400 rpm.

O sistema de transmissão é composto por 12 marchas à frente e 4 marchas à ré, não sincronizadas, acionadas por duas alavancas seletoras (alto e baixo, reduzida e simples). As marchas com suas respectivas velocidades teóricas podem ser visualizadas no Quadro 4.

Sentido	Marcha	Velocidade (km.h ⁻¹)
F1	1º RB	2,5
F2	1º RA	3,2
F3	2º RB	4,1
F4	2º RA	5,4
F5	3º RB	6,9
F6	3º RA	9,0
F7	1º SB	10,1
F8	1º SA	13,2
F9	2º SB	16,9
F10	2º SA	22,1
F11	3º SB	28,1
F12	3º SA	36,7
R1	Ré RB	3,5
R2	Ré RA	4,6
R3	Ré SB	14,4
R4	Ré SA	18,9

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

Quadro 4 - Escalonamento de marchas do trator teste.

O trator estava equipado com pneus de constituição do tipo R1 e construção diagonal com as seguintes dimensões:

- Dianteiros: 14.9 - 28 Goodyear - Dyna Torque II;
- Traseiros: 23.1 - 30 Goodyear - Dyna Torque III;

O Quadro 5 apresenta as características dimensionais dos pneus utilizados no trator teste para realização dos experimentos.

Rodado	Bitola	Carga máxima (kN)	Pressão máxima (kPa)	Largura da banda (mm)	Raio estático (mm)	Circunf. Externa (mm)
Dianteiro	14.9 – 28	18,4	179,2	378	655	4.119
Traseiro	23.1 - 30	37,7	165,4	587	758	5.106

Quadro 5 - Características dimensionais dos pneus do trator teste (Goodyear, 2010).

As pressões internas utilizadas na realização dos experimentos para determinação da potência de tração em pista de concreto e no campo, foram de 137, 8 kPa (20 PSI) tanto para os pneus dianteiros como os traseiros, informações essas fornecidas pelo fabricante dos pneus. A pressão foi mantida constante, para não se tornar um fator de variação nos resultados, característica esta, sem interesse de avaliação no experimento.

3.2 Determinações realizadas no trator teste

3.2.1 Pesagem do trator

A pesagem do trator teste foi realizada em uma balança para caminhões do tipo de plataforma da marca Toledo com capacidade de 500 kN. O trator antes de ser pesado, foi lastrado com água nos pneus dianteiros e traseiros na proporção aproximada de $\frac{3}{4}$ do volume interno do pneu, além da permanência dos lastros metálicos (10 pesos de 0,42 kN na dianteira e 8 de 0,72 kN nas rodas traseiras) originais de fábrica distribuídos nas duas rodas.

Primeiramente, foi determinado o peso total do trator, após o peso do eixo dianteiro e eixo traseiro respectivamente, levando-se em consideração o centro

de gravidade do trator, para não haver interferência nos resultados das variáveis observadas, como pode ser observado na Figura 16.



Figura 16 – Determinação do: peso total (a), peso do eixo dianteiro (b) e peso do eixo traseiro (c), para ajuste da distribuição de peso.

Os valores do peso total e por eixo, com sua respectiva distribuição pode ser observado no Quadro 6.

Pesagem	Peso com lastro kN (kgf)	Distribuição de peso (%)
Peso total	56,09 (5720)	100
Rodado dianteiro	22,99 (2345)	41
Rodado traseiro	33,09 (3374,8)	59

Quadro 6 - Pesagem do trator teste e distribuição estática por eixo.

O total de lastro utilizado no trator foi em função, do ajuste da relação peso potência, buscando ajustar o mesmo às condições de solo onde o experimento foi realizado. Neste caso, o trator teste ficou com uma relação peso/potência de $64,63 \text{ kgf.kW}^{-1}$, relação esta, adequada quando se deseja realizar elevados esforços de tração, pois se fossem utilizados os valores padrão citados na literatura na condição do experimento, certamente haveria um comprometimento do sistema de transmissão do trator.

3.2.1 Determinação do raio dinâmico

Para a determinação do raio dinâmico, foi utilizada a distância percorrida por 5 voltas das rodas motrizes traseiras, com e sem tração dianteira auxiliar acionada, em uma superfície pavimentada, ressaltando que, a pressão interna e o

peso do trator não foram alteradas, permanecendo dentro dos valores anteriormente mencionados. Foram realizadas três repetições para cada condição, a fim de se obter maior representatividade, sendo que valores das médias são demonstrados no Quadro 7.

Rodado traseiro	Distância (mm)	Perímetro da roda (mm)	Raio dinâmico (mm)
Sem tração	26.150	5.230	832
Com tração	26.340	5.268	838

Quadro 7 - Valores obtidos na determinação do raio dinâmico.

3.2.2 Determinação da relação de transmissão

A determinação da relação de transmissão foi realizada suspendendo-se as rodas traseiras do trator (Figura 17), logo após, foi estabelecida uma rotação padrão de 2200 rpm, onde todas as marchas foram trocadas, variando assim a relação de transmissão, conseqüentemente a rotação que chegava na roda. Com o auxílio de um tacômetro digital da marca Quartzo, modelo Microtest L20, foi possível determinar com exatidão a rotação de saída no eixo da redução final do sistema de transmissão do trator. A relação das marchas com sua respectiva relação de transmissão e velocidade teórica é apresentada na Tabela 4.



Figura 17 – Determinação da relação de transmissão: suspendendo-se a roda (a), marcha engrenada (b) e tacômetro no centro do eixo (c).

3.3 Instrumentação eletrônica para aquisição dos dados

O sistema eletrônico utilizado é baseado em um conjunto de sensores que vão instalados ao trator teste, sendo que os dados coletados por cada sensor são enviados a um *datalogger*. Este equipamento armazena os dados referentes a força de tração, velocidade, patinamento e consumo de combustível, na forma de texto, para posterior análise e interpretação. O equipamento utilizado consiste em um *datalogger* da marca *Campbell Scientific*, modelo CR 1000, onde estavam instalados os seguintes equipamentos: célula de carga, fluxômetro, GPS e sensores de rotação. As características da instrumentação eletrônica são apresentadas no Anexo I.

3.4 Ensaio dinamométrico

3.4.1 Dinamômetro usado nos ensaios

O dinamômetro utilizado nos ensaios foi da marca MWD modelo NL 480, de fabricação Argentina com a capacidade de suportar motores de até 750 CV de potência. São dinamômetros de corrente parasita (elétricos), projetados para realização de testes em motores estacionários ou em tratores agrícolas através da tomada de potência (Figura 18).



Figura 18 – Trator teste acoplado ao dinamômetro através da tomada direta de potência.

Este dinamômetro é constituído de um rotor que gira dentro de um campo magnético gerado através de uma bobina, cuja tensão é regulada por um módulo eletrônico. A potência de saída do motor é absorvida e convertida em calor pela interação eletromagnética entre o rotor e a carcaça do dinamômetro. O arraste resultante produz à resistência a rotação e tende a ser como um esforço igual tendendo a girar a carcaça do dinamômetro. Esta carcaça é impedida de girar devido à existência de um sensor de torque que está firmemente fixado, desta forma freando o motor.

A potência absorvida por um dinamômetro elétrico depende da velocidade de rotação e da tensão aplicada pelo operador no sistema de bobinas controlada por um potenciômetro eletrônico.

3.4.2 Procedimentos utilizados no ensaio

Para realização do ensaio dinamométrico do trator teste, o principal procedimento adotado, foi a padronização através da norma ISO 789/1-1981. Essa norma define os procedimentos padrão para realização do ensaio,

permitindo que esse ensaio possa ser repetido especificamente dentro das mesmas condições.

As tolerâncias estabelecidas no ensaio, definidas conforme a Norma, foram as seguintes:

- Torque: o dinamômetro utilizado para determinação do torque do motor não teve uma variação maior que 0,5% na faixa dos valores de torque requerido no teste.
- Rotação do motor: o tacômetro que realiza a medição da rotação do motor, não apresentou uma variação também nos valores obtidos superior a 0,5%.
- Consumo de combustível: o medidor de fluxo utilizado nos testes, obteve uma variação de 0,1%, bem abaixo do permitido uma variação nos valores de mais ou menos 1%.
- Pressão atmosférica: aproximadamente 100 kPa.

Os testes foram realizados de forma contínua, sem interrupções a uma temperatura de 25°C a uma pressão atmosférica de 99,1 kPa, dentro da faixa ideal estabelecida, onde os valores devem ficar próximos a 23°C ($\pm 7^\circ\text{C}$) e 100kPa, respectivamente.

Demais informações referentes à norma ISO 789/1-1981 encontram-se no Anexo II.

3.4.6 Ensaio dinamométrico no trator teste

A bancada dinamométrica utilizada nos ensaios, possui um sistema de aquisição automático de dados, que são repassados instantaneamente ao computador, onde podem ser visualizados e interpretados pelo *software* Accudyno[®], necessitando apenas entrar com as informações referentes a identificação do trator em teste e a relação de transmissão entre a tomada de potência e o motor.

Este equipamento possui uma central meteorológica, onde os valores de temperatura e pressão atmosférica são obtidos, sendo utilizados no cálculo do fator de correção realizado de forma automática pelo *software* Accudyno[®], utilizando as equações citadas no item anterior. A Figura 19 demonstra o sistema automático de aquisição de dados e o sistema de controle do dinamômetro.



(a)

(b)

Figura 19 – Central de aquisição de dados (a) e sistema de controle (b).

Foram realizadas três baterias de testes, com objetivo de se obter dados mais representativos.

A rotação determinada, foi aquela onde se obtém a potência máxima segundo a informação do fabricante, dando-se início ao teste. Através do potenciômetro, o trator era submetido a uma carga contínua de aumento progressivo, até o momento que o motor tendia a “apagar”, encerrando o teste.

Após o encerramento do teste, os dados eram salvos, dando-se início a nova bateria de testes. A apresentação dos dados pelo *software* pode ser visualizada nas Figuras 20 e 21.

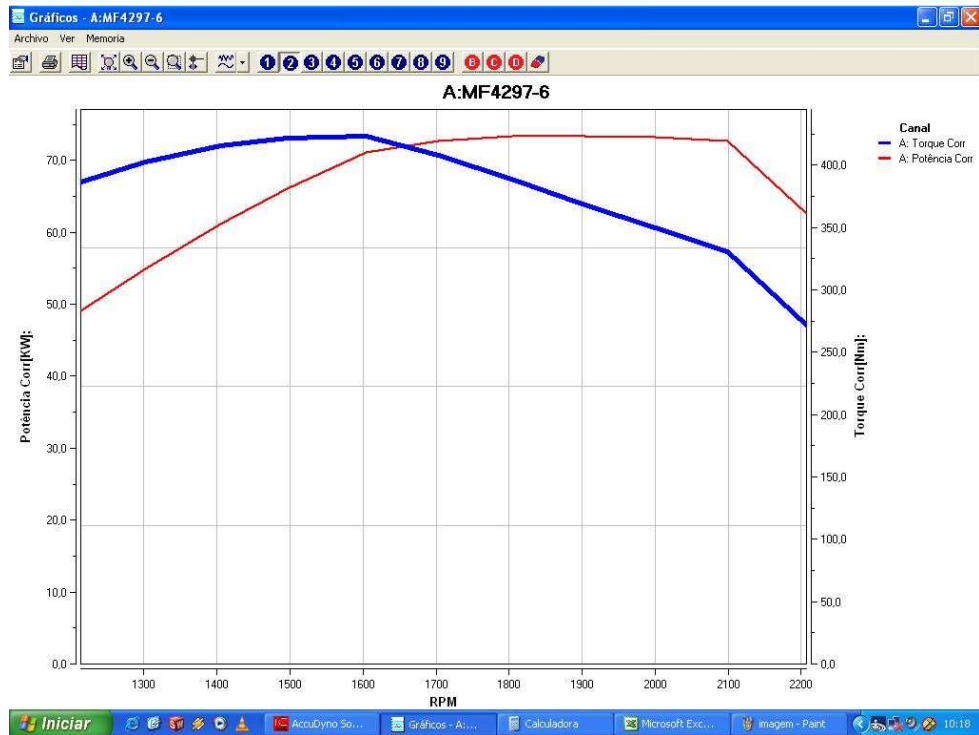


Figura 20 – Curvas características de torque e potência.

RPM	RPM Dyno [RPM]	Torque [Nm]	Torque Corr [Nm]	Potência [KW]	Potência Corr [KW]	RPM Motor [RPM]	Temp Amb [°C]	Pressão Amb [hPa]	Umidade Amb [%]	Blow-By [kPa]	Temp l [°C]	Pressão Oleo [kPa]	Sonda Lambda [AFR]	Torque Inercial [kgm]	Torque Celda [kgm]
1200	324	376	384,6	47,2	48,3	1200	25,2	991	59,1	0,0	24	4	16,86	-0,126	142,20
1300	351	393	401,8	53,5	54,7	1300	25,2	991	59,0	0,0	24	4	16,86	-0,117	148,53
1400	378	406	414,8	59,5	60,8	1400	25,2	991	59,0	0,0	24	4	16,86	-0,090	153,31
1500	405	412	421,5	64,8	66,2	1500	25,2	991	59,1	0,0	24	4	16,86	-0,119	155,83
1600	432	414	423,3	69,4	70,9	1600	25,2	991	59,2	0,0	24	4	16,86	-0,085	156,46
1700	459	399	408,0	71,0	72,6	1700	25,1	991	59,4	0,0	24	4	16,86	-0,048	150,78
1800	486	381	389,3	71,8	73,4	1800	25,1	991	59,5	0,0	24	4	16,86	-0,058	143,88
1900	513	361	368,7	71,7	73,3	1900	25,1	991	59,6	0,0	24	4	16,86	-0,062	136,25
2000	540	342	349,4	71,6	73,2	2000	25,0	991	59,7	0,0	24	4	16,86	-0,072	129,14
2100	567	323	329,9	71,0	72,5	2100	25,0	991	59,7	0,0	24	4	16,86	-0,096	121,98
2200	594	269	275,2	61,9	63,2	2200	25,0	991	59,7	0,0	24	4	16,86	-0,045	101,71
Entre 1200 RPM y 2200 RPM															
	RPM Dyno [RPM]	Torque [Nm]	Torque Corr [Nm]	Potência [KW]	Potência Corr [KW]	RPM Motor [RPM]	Temp Amb [°C]	Pressão Amb [hPa]	Umidade Amb [%]	Blow-By [kPa]	Temp l [°C]	Pressão Oleo [kPa]	Sonda Lambda [AFR]	Torque Inercial [kgm]	Torque Celda [kgm]
Promedios	459	371	378,8	64,9	66,3	1700	25,1	991	59,4	0,0	24	4	16,86	-0,083	140,01
Maximos:	594	414	423,3	71,8	73,4	2200	25,2	991	59,7	0,0	24	4	16,86	-0,045	156,46
Minimos:	324	269	275,2	47,2	48,3	1200	25,0	991	59,0	0,0	24	4	16,86	-0,126	101,71
Entre 1200 RPM y 2200 RPM															
	RPM Dyno [RPM]	Torque [Nm]	Torque Corr [Nm]	Potência [KW]	Potência Corr [KW]	RPM Motor [RPM]	Temp Amb [°C]	Pressão Amb [hPa]	Umidade Amb [%]	Blow-By [kPa]	Temp l [°C]	Pressão Oleo [kPa]	Sonda Lambda [AFR]	Torque Inercial [kgm]	Torque Celda [kgm]
Promedios	459	371	378,8	64,9	66,3	1700	25,1	991	59,4	0,0	24	4	16,86	-0,083	140,01
Maximos:	594	414	423,3	71,8	73,4	2200	25,2	991	59,7	0,0	24	4	16,86	-0,045	156,46
Minimos:	324	269	275,2	47,2	48,3	1200	25,0	991	59,0	0,0	24	4	16,86	-0,126	101,71

Figura 21 – Apresentação dos dados em forma de planilha eletrônica.

Para determinação do consumo de combustível, foi instalado ao trator um fluxômetro, que funcionava concomitantemente ao dinamômetro, obtendo os

valores do consumo de combustível durante o decorrer do ensaio, sendo estes valores, armazenados em um computador portátil em arquivo no formato de texto.

O consumo de combustível se fez necessário mensurar, pela necessidade de se confeccionar as curvas características de desempenho do motor ensaiado.

3.5 Procedimentos e delineamento experimental do teste em campo

O experimento de campo para determinação dos parâmetros de desempenho do trator teste, em condições reais de operação foi realizado em uma área de lavoura com culturas anuais, pertencente ao Colégio Politécnico da UFSM, em Santa Maria, RS, com coordenadas globais medianas 29°43'17" Sul e 53°44'44" Oeste. O relevo caracterizava-se como sendo suavemente ondulado e o solo classificado como Argissolo Vermelho distrófico (EMBRAPA, 1999). A área foi dividida em blocos em função das características do terreno e da cobertura vegetal, a fim de se obter uma maior confiabilidade dos dados coletados.

A Figura 22 mostra a área utilizada nos testes de desempenho do trator a campo.



Figura 22 - Área experimental utilizada nos teste em campo.

A cobertura vegetal era composta por gramíneas anuais *Avena sativa* e *Lolium multiflorum* (aveia e azevém) com altura aproximada de 15 cm, semeados

a lança com uma pré-incorporação através de um passe de grade niveladora, como pode ser visualizado na Figura 23.



Figura 23 - Características da superfície do solo e da vegetação da área experimental.

Para determinação da força de tração do trator avaliado, foram utilizadas quatro marchas (2º reduzida baixa, 2º reduzida alta, 3º reduzida alta e 3º reduzida baixa), onde o trator teste deslocava-se a uma determinada distancia pré-estabelecida de 60 metros tracionando um trator freio da marca CBT, modelo 1105 (88kW), cuja união dava-se por uma corrente de aproximadamente 5 metros de comprimento e, no momento no qual se notava a estabilização, iniciava-se a coleta de dados através do uso do sistema eletrônico de aquisição. Antes do inicio da coleta de dados, o trator iniciava seu movimento e após ocorrer à estabilização, ao entrar na parcela, marcava-se o tempo de inicio e saída, a fim de localização dos dados e separação destes dentro da planilha eletrônica (Figura 24).



Figura 24 - Trator teste instrumentado acoplado ao trator freio.

A escolha de 4 marchas deu-se em função daquelas que mais se aproximavam da velocidade crítica do trator, ou seja, a velocidade no qual o trator consegue utilizar toda a potência do motor em relação ao seu peso, baseada em um coeficiente de aderência de 0,6. Outro fator levado em consideração foi de que o trator freio não possuía no seu escalonamento, um número de marchas suficiente que fossem compatíveis com o trator teste, permitindo assim proporcionar uma resistência ao deslocamento sem o arraste das rodas, fazendo com que o trator em teste pudesse desenvolver a máxima potência do motor na barra de tração. A pressão interna dos pneus foi mantida constante durante a realização do experimento, sendo 137,8 kPa para os pneus dianteiros e traseiros, conforme recomendação do fabricante.

Foi utilizado o delineamento experimental blocos ao acaso, formado por 5 blocos com 4 tratamentos, totalizando 20 unidades experimentais.

O Quadro 8 relaciona os tratamentos realizados no experimento para análise do desempenho do trator a campo.

Tratamento	Velocidade (km.h⁻¹)	Blocos	Marchas
T1	4,1	1,2,3,4,5	2°RB
T2	5,4	1,2,3,4,5	2°RA
T3	6,9	1,2,3,4,5	3°RB
T4	9,0	1,2,3,4,5	3°RA

Quadro 8 - Tratamentos utilizados no experimento para avaliação do desempenho do trator em campo.

3.5.1 Determinações de solo

a) Análise física do solo

Para caracterização da área onde o experimento foi instalado, realizou-se a coleta de duas amostras de forma aleatória (uma destrutiva e outra não destrutiva) para realização análise física do solo, no Laboratório de Física do Solo do Centro de Ciências Rurais da UFSM. As amostras foram coletadas nas profundidades de 0 a 200 mm e de 200 a 400mm com auxílio de um amostrador do tipo “Uhland” que utiliza cilindros de aço inoxidável, como pode ser visualizado na Figura 25.



Figura 25 - Retirada das amostras para análise física do solo.

A análise da densidade do solo foi realizada pelo método do anel e a análise granulométrica pelo método da pipeta (USDA,1972). Para o limite de liquidez, limite de plasticidade e índice de plasticidade foi utilizado o método Casagrande (SOWERS, 1965), metodologia esta, padrão do Laboratório de Física do Solo, onde as análises foram realizadas.

A Tabela 1 apresenta os valores médios das características físicas do Argissolo Vermelho distrófico (EMBRAPA, 1999).

Tabela 1 - Valores médios dos parâmetros físicos do solo, limite liquidez (LL), limite de plasticidade (LP), índice de plasticidade (IP) e análise granulométrica.

Profundidade (mm)	LL	LP	IP	Areia fina	Areia grossa	Silte	Argila
0 - 200	44	29	14	2,63	20,15	52,65	24,57
200 - 400	37	26	11	2,50	20,04	51,55	25,91

b) Determinação da umidade

Para determinação da umidade gravimétrica, foram retiradas 2 amostras compostas, formadas por três sub-amostras de solo nas profundidades de 0 a 100mm, 100 a 200mm, 200 a 300mm e de 300 a 400mm com auxílio de uma pá de corte. As amostras foram armazenadas em recipientes metálicos e pesadas, sendo levadas a estufa a uma temperatura de 105°C até a obtenção do peso constante. Os valores obtidos encontram-se na Tabela 2 e estão relacionados a densidade aparente e ao índice de cone.

A Umidade gravimétrica foi obtida através da relação matemática (Equação 32) desenvolvida pela EMBRAPA (1999):

$$U_g = \left[\left(\frac{P_u - P_s}{P_s} \right) \right] \times 100 \quad (32)$$

Onde:

U_g = umidade gravimétrica ou o teor de água no solo (%);

P_u = peso da amostra úmida (g);

P_s = peso da amostra seca (g).

Para obtenção da umidade diretamente no campo, foi utilizada uma sonda TDR (*Time-Domain Reflectometer*), marca IMKO, modelo TRIME-FM, acoplada a um *Pocket*, para armazenamento e leitura da umidade volumétrica até 200mm de profundidade.

c) Determinação do índice de cone

O índice de cone foi obtido em cada parcela, totalizando 20 observações até 500mm de profundidade. Para realização desta medida foi utilizado um penetrômetro da marca Falker, modelo PLG 1020, com cone tipo 2 (diâmetro de 12,83mm), como mostra a Figura 26.



Figura 26 - Determinação da resistência à penetração na parcela.

Os valores médios referentes à densidade do solo, umidade e índice de cone na área do experimento podem ser visualizados na Tabela 2.

Tabela 2 – Valores médios de densidade aparente do solo, umidade, e índice de cone.

Profundidade (mm)	Densidade do solo (g.cm^{-3})	Umidade do solo (%)	Índice de cone (kPa)
0 - 100	1,20	21,8	1247,70
100 -200	1,14	23,2	1460,63
200 - 300	1,03	23,7	1058,56
300 - 400	1,13	24,3	764,46

3.5.2 Resistência ao rolamento

Para a obtenção dos valores de resistência ao rolamento, os tratores foram posicionados de forma oposta um ao outro, unidos por uma corrente, sendo que o trator freio passou a tracionar o trator teste com as marchas em posição neutro

durante um trajeto de aproximadamente 60 metros, em terreno plano, tomando-se cuidado de intercalar os rastros dos pneus para não interferir no esforço de tração.

Os valores de força de tração captados pela célula de carga representam exatamente a força de resistência ao rolamento do trator teste, nas condições onde o experimento foi realizado.

Para dar maior confiabilidade dos dados coletados, foram realizadas três repetições para o procedimento, observando as características mais representativas do terreno.

3.6 Procedimentos e delineamento experimental do ensaio em pista

O experimento de pista para determinação dos parâmetros de desempenho do trator teste foi realizado, em uma pista de asfalto, pertencente ao Centro de eventos da UFSM, em Santa Maria, RS, com coordenadas globais medianas 29°43'28" Sul e 53°42'41" Oeste.

O pavimento caracterizava-se como sendo totalmente plano e sem imperfeições ou buracos, que pudessem prejudicar a qualidade dos dados coletados.

A realização do experimento de tração em pista se deu com os mesmos equipamentos utilizados no teste a campo, ou seja, o trator teste equipado com instrumentação eletrônica, mais dois tratores freio unidos através de uma corrente. O arranjo dos tratores pode ser visualizado na Figura 27.



Figura 27 - Arranjo do trator teste e tratores freio para realização do ensaio de tração em pista.

A pressão interna dos pneus foi mantida constante durante a realização do experimento, sendo 137,8 kPa para os pneus dianteiros e traseiros, conforme recomendação do fabricante, mesma pressão utilizada no experimento de campo, para não haver variações.

Foi utilizado o delineamento experimental inteiramente casualizado (DIC), formado por 4 repetições com 6 tratamentos (marchas), totalizando 24 unidades experimentais. Este delineamento foi escolhido em função da superfície pavimentada ser uniforme, assim como as demais condições, pois não sofrerem qualquer influência de tal condição onde o teste foi realizado.

A força de tração, do trator avaliado foi determinada utilizando-se 6 marchas (1º reduzida baixa, 1º reduzida alta, 2º reduzida baixa, 2º reduzida alta, 3º reduzida alta e 3º reduzida baixa), onde o trator teste deslocava-se a uma determinada distancia pré-estabelecida de 60 metros tracionando o trator freio.

3.6 Norma para realização do ensaio de tração em pista

O ensaio de pista, realizado com o trator teste baseou-se na metodologia da Norma ISO 789/1-1981, que estabelece certos procedimentos a serem seguidos, para que não haja interferência nos dados coletados e também que o ensaio possa ser repetido sob as mesmas condições.

As principais condições observadas para realização são descritas a seguir:

- a) Para tratores de rodas o teste deve ser feito em uma pista de concreto ou pavimentada totalmente horizontal;
- b) A superfície deve possuir boas características de adesão para os pneus;
- c) Os testes não devem ser feitos em marchas que não são utilizadas para o trabalho, pois comprometem a segurança;
- d) Altura da barra de tração:

$$H_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{0,8 \cdot W \cdot Z}{F} \right) \right] \quad (33)$$

Onde:

W = Carga estática exercida no solo pelos pneus dianteiros (Newtons);

Z = Distância entre eixos (mm);

F = Força de tração em Newtons ($\mu = 0,87$);

H = altura da linha de tração em relação ao solo (mm).

- e) A altura das garras dos pneus não deve ser inferior a 65% da altura dos pneus quando novo (desgaste);
- f) A temperatura deve ser 20 ± 15 °C.

Outro fator observado foi o patinamento das rodas motrizes. A Norma descreve que este, não deve ser superior a 15% nas marchas mais baixas e não inferior a 7%, quando a máxima potência é desenvolvida.

Deve ser usada no mínimo 6 velocidades diferentes, neste caso foi obtida com o uso de seis marchas do trator, além de mensurar a força na barra de tração, rotação do motor e consumo de combustível.

As características do trator teste para o ensaio de tração em pista pavimentada são apresentadas no Quadro 9.

Peso total (kN)	Peso do eixo dianteiro (kN)	Peso do eixo traseiro (kN)	Distância entre eixos (mm)	Altura barra de tração* (mm)
56,09	22,99	33,09	2.740	470

Quadro 9 - Peso e dimensões do trator teste para o ensaio em pista.

* A altura máxima permitida, calculada para a barra de tração utilizando um coeficiente de aderência de 0,87, foi de 1.033 milímetros, neste caso, a barra de tração do trator (470 mm), está dentro dos padrões estabelecidos pela norma, não necessitando alterações.

3.7 Estimativa do desempenho através de simulação das teorias preditivas.

Para realização da estimativa do trator teste, foram necessários dados como: massa do trator, torque e rotação do motor, rendimento da transmissão, relação de transmissão, raio dinâmico dos pneus, coeficiente de resistência ao rolamento e patinamento. Os valores de patinamento e resistência ao rolamento são tabelados em função da superfície de deslocamento, já os demais foram obtidos no laboratório do NEMA-UFSM.

3.7.1 Cálculo da potência de tração

A estimativa matemática da potência de tração foi realizada através de planilhas eletrônicas do Microsoft Excel[®], desenvolvidas por (MÁRQUEZ, 2010). Essas planilhas utilizam os parâmetros de referência, permitindo assim, calcular o comportamento do trator teste em diferentes condições a partir das curvas características do motor, obtidas através do ensaio realizado no laboratório, dispensado dessa forma, os ensaios de campo e pista.

Através da Equação 34, foi determinada a potência na barra de tração, no qual considera o produto entre a força de tração (Q), pela velocidade real de avanço (v).

$$\begin{aligned}
 NB &= Q \cdot v \\
 &= [(F_t - RTK)] \cdot [V_t \cdot (1 - \delta)] \\
 &= \left\{ \left[\left(\frac{M_n \cdot \eta_t \cdot i_t}{r_{din}} \right) - RTK \right] \right\} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot r_{din} \cdot n}{i_t} \right) \right] \cdot (1 - \delta) \right\}
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

Onde:

NB = potência desenvolvida na barra de tração;

Q = força de tração;

v = velocidade real de avanço;

F_t = força tangencial do conjunto de rodas motrizes;

RTk = força que se opõe ao deslocamento do trator (massa total pelo coeficiente de resistência ao rolamento -k);

v_t = velocidade teórica de avanço;

δ = patinamento das rodas motrizes;

M_n = torque do motor na saída do eixo virabrequim;

η_t = eficiência da transmissão;

i_t = relação de transmissão entre o motor e as rodas motrizes;

r_{din} = raio dinâmico das rodas motrizes;

n = regime de rotação do motor

A Figura 28 apresenta a planilha de cálculos desenvolvida Márquez (2010), onde são inseridos apenas os valores obtidos no ensaio, calculando automaticamente a potência de tração do trator teste na condição de trabalho pré-estabelecida.

$N_B = Q \times v = [(F_t - R_{Tk}) \times [v_t \times (1 - \delta)]] = [(M_m \times \eta_t \times i_t / r_{din}) - R_{Tk}] \times [(2 \times \pi \times r_{din} \times n / i_t) \times (1 - \delta)]$								
Masa (P)	Mm	η_t	i_t	r_{din}	Coef. k	RTk	n	δ
▲ ▬ ▼	▲ ▬ ▼	▲ ▬ ▼	▲ ▬ ▼	▲ ▬ ▼	▲ ▬ ▼		▲ ▬ ▼	▲ ▬ ▼
kg	kg.m			m		kg	rev/min	
5720	47	0,90	100	0,830	0,07	400,4	2000	0,15
							rev/s	
Potência do motor (Mm x n / 716,2) =				131,3	CV			
				96,6	kW			
				Potência de tração				
[(Mm x η_t x i_t / r_{din}) - RTk] = Q =				4696,0	kg	Nb =	6938,8	kg.m/s
							92,5	CV
[(2 x π x r_{din} x n / i_t) x (1 - δ)] = v =				1,478	m/s		68,1	kW
				5,32	km/h			

Figura 28 - Planilha de cálculos utilizada na estimativa da potência de tração (Márquez, 2010).

A relação de transmissão foi alterada para cada marcha, obtendo-se assim a potência de tração para cada marcha respectivamente, permanecendo constante o torque e a rotação obtidos no ensaio dinamométrico.

A inter-relação entre os valores obtidos no ensaio (torque, potência e rotação do motor), com a relação de transmissão obtida pela marcha escolhida, determinou o valor da potência de tração e suas respectivas curvas, para cada uma das velocidades de deslocamento estudadas, como demonstrado nas Figuras 29 e 30.

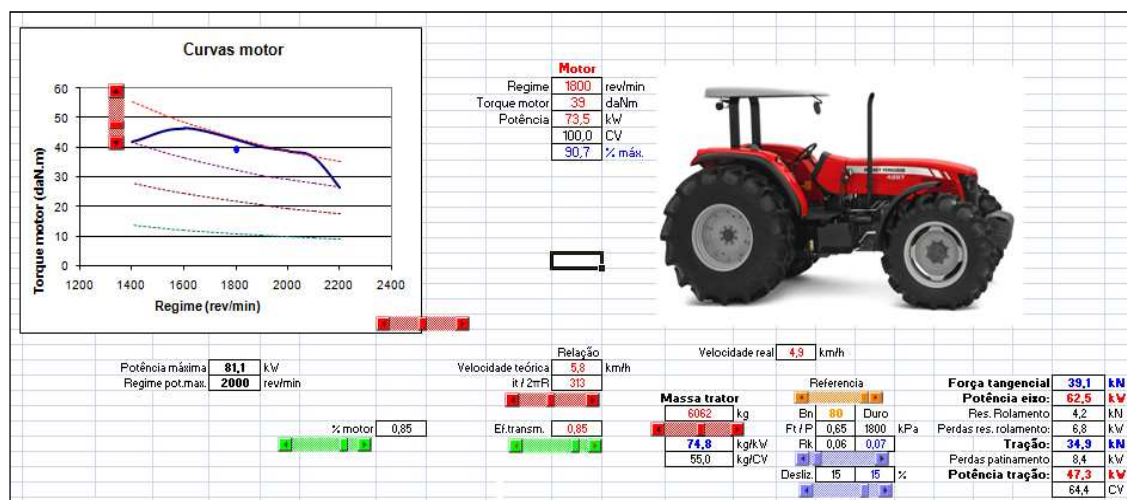


Figura 29 – Estimativa da potência de tração em função da velocidade (Adaptado de Márquez, 2010).

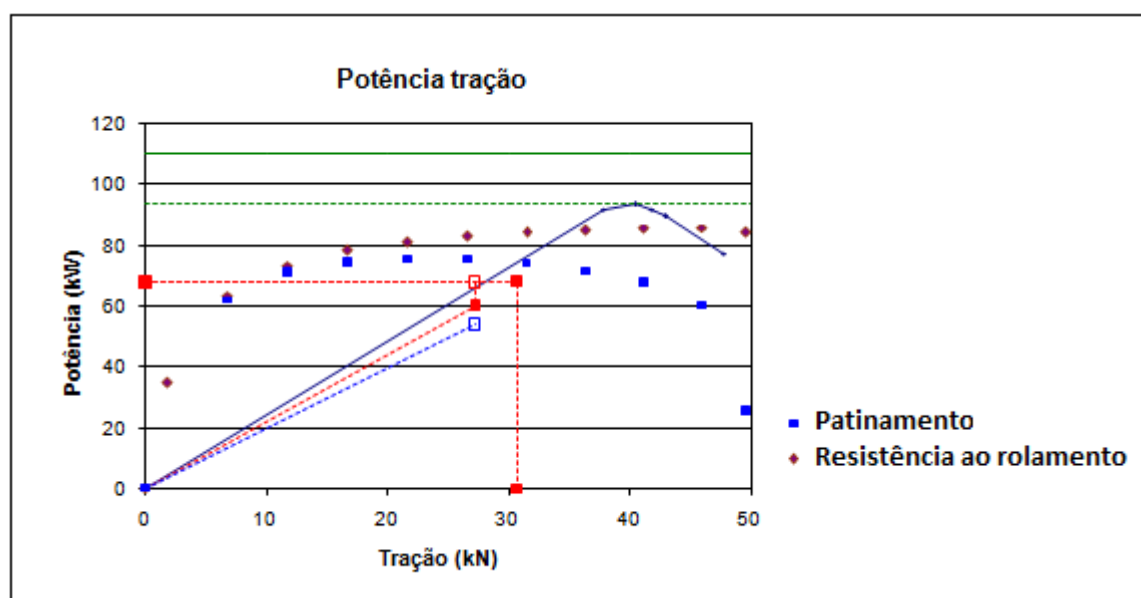


Figura 30 – Curva característica potência de tração em função da força de tração (Márquez, 2010).

Após a realização da tabulação dos dados de potência de tração, obtidos do experimento de campo e pista, estes foram confrontados com os valores estimados através das equações organizadas na forma de planilha eletrônica, utilizando para isto, os parâmetros determinados no ensaio dinamométrico.

Os parâmetros referentes a resistência ao rolamento, velocidade de deslocamento e patinamento, foram lançados nas planilhas em igual magnitude

aos obtidos nos testes de campo e pista, para ser possível a comparação entre as duas metodologias utilizadas.

3.8 Análises estatísticas

Com a finalização da coleta de dados referentes ao desempenho do trator, passou-se para a fase de análise de dados. Para a realização das análises estatísticas, foi utilizado o *software* Assistat[®], desenvolvido pelo Departamento de Engenharia Agrícola do Centro de Tecnologia e Recursos Naturais da Universidade Federal de Campina Grande (UFCG).

Para os valores obtidos no teste em campo e no ensaio de pista, para os seus respectivos delineamentos, foi realizado o teste de comparação de médias para diferenciação entre os tratamentos.

Para comparar os resultados de campo e pista, com os estimados através das planilhas eletrônicas, realizou-se primeiramente o teste de Lilliefors para determinar normalidade do conjunto de dados, sendo indicada a transformação de dados, quando estes não apresentarem distribuição normal (STORCK et al, 2006). Segundo os autores, quando não satisfeita esta pressuposição, os testes de médias e/outros ficam prejudicados, podendo levar a falsas conclusões.

Após o teste de normalidade, foi realizada a análise de correlação de Pearson, que serve para provar se existe relação ou não entre duas variáveis a ser analisada, neste caso, a relação entre os valores obtidos e estimados, ou seja, determinar a significância das diferenças dos valores medidos e simulados com um nível de significância de 5%.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Ensaio dinamométrico

Os valores médios dos resultados dos parâmetros relativos ao desempenho do trator teste, submetido ao ensaio dinamométrico, são demonstrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Parâmetros de desempenho do trator teste obtidos ensaio dinamométrico

RPM	Torque (Nm)	Pot. Cor. (kW)	Pot + η^* . (kW)	Temp. (°C)	Pres. (kPa)	UR (%)	Cons. (L.h ⁻¹)	Cons. (g/kW.h ⁻¹)
1200	384,6	48,3	53,13	25,2	99,1	59,1	14,4	237,2
1300	404,1	55,0	60,05	25,2	99,1	59,0	14,8	214,0
1400	417,0	61,2	67,32	25,2	99,1	59,0	16,2	210,6
1500	420,8	66,1	72,71	25,2	99,1	59,1	16,9	203,4
1600	422,2	70,7	77,77	25,2	99,1	59,2	18,0	202,5
1700	410,3	73,0	80,30	25,1	99,1	59,4	18,0	196,1
1800	388,0	73,1	80,41	25,1	99,1	59,5	18,0	195,9
1900	369,0	73,4	80,74	25,1	99,1	59,6	18,2	197,2
2000	352,9	73,9	81,29	25,0	99,1	59,7	18,4	198,1
2100	335,7	73,8	81,18	25,0	99,1	59,7	19,2	206,9
2200	217,7	62,4	68,64	25,0	99,1	59,7	19,8	252,4

η^* = valor referente a perda pela transmissão, arbitrado em 10% para transmissões mecânicas; Pot.cor. = potência corrigida; Temp. = temperatura; Pres. = pressão atmosférica; UR = umidade relativa; Cons. = consumo

Analisando os dados apresentados na Tabela 3, percebe-se que o torque máximo (422,2 Nm) é obtido, a 1600 rpm e a potência máxima (81,29kW) a 2000 rpm durante o ensaio realizado, conferindo uma reserva de torque (obtida pelo quociente entre a diferença do torque máximo e torque nominal pelo torque nominal) de aproximadamente 19%, para um consumo específico de combustível médio, de 210,39 g/kW.h⁻¹. As curvas de torque, potência e consumo específico podem ser visualizadas na Figura 31.

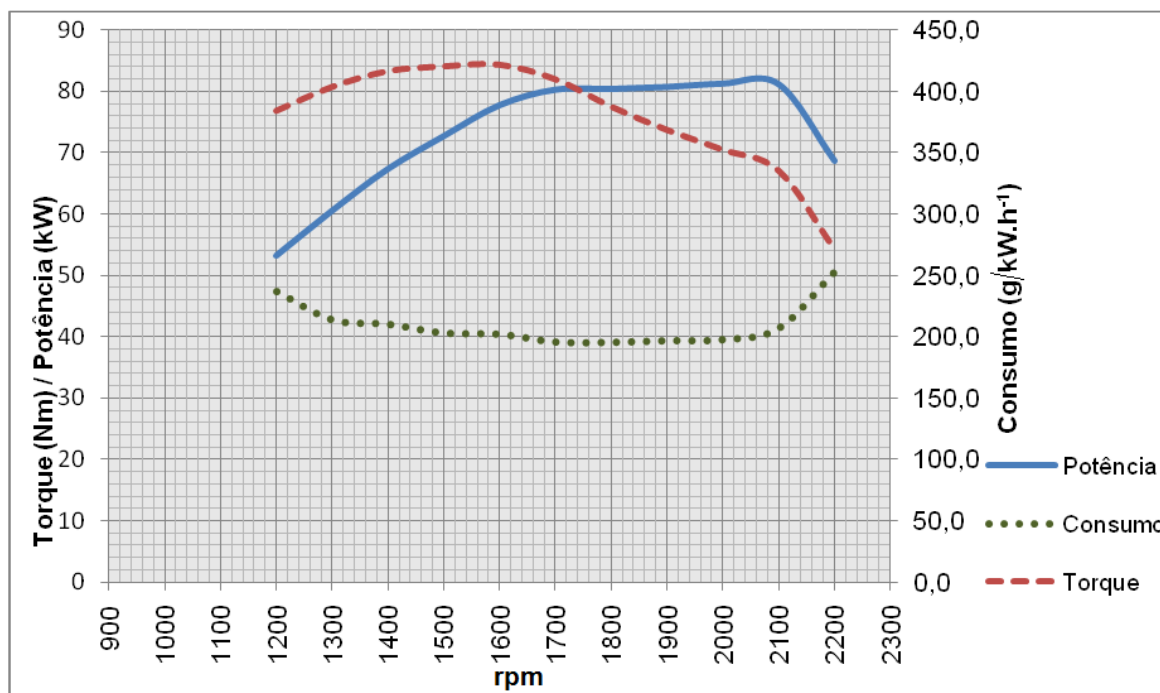


Figura 31- Curvas de desempenho do trator teste.

Através da representação das curvas de desempenho, observa-se que o consumo específico apresenta uma elevação próxima a rotação de torque máximo, característica esta, muito comum em motores diesel com bomba injetora mecânica, sendo que, nos picos de sobrecarga, onde a reserva de torque é usada, o governador da bomba injetora compensa injetando mais combustível. Já o consumo específico mais elevado na rotação de proximidade da potência máxima, deve-se ao fato de que a rotação do motor é comandada pela maior ou menor injeção de combustível.

Outro comportamento a ser analisado, refere-se às curvas de torque e potência. Estas apresentam uma relação inversamente proporcional, sendo a rotação do motor, o fator de alteração dos valores de ambas as curvas e, esse comportamento explica-se da seguinte forma: quando a rotação aumenta, a potência aumenta proporcionalmente, porém ocorre uma diminuição nos valores torque, devido ao fato de que a potência é obtida pelo produto da força (torque) pela rotação. Da mesma forma, quando ocorrem altas demandas do motor, a rotação cai, conseqüentemente o torque aumenta até determinado limite, onde ocorre o torque máximo (neste trator a 1600 rpm), sendo que, mantida essa demanda, a partir desse ponto, o motor tende a apagar. O motor do trator ensaiado apresenta uma característica importante, que é potência constante que

ocorre na faixa de 1700 a 2000 rpm, o que não é comum em motores mais antigos, pois a potência tende a diminuir no instante que a rotação diminui, o que não ocorre neste caso. O mesmo comportamento apresenta o consumo de combustível, onde a tendência seria aumentar em função da queda de rotação do motor, porém esta também permanece constante, ficando claro que existe uma potência e consumo constante entre 1700 a 2000 rpm.

4.2 Relação de transmissão do trator teste

Os valores referentes à relação de transmissão (it) podem ser visualizados na Tabela 4, onde consta também a velocidade atingida em cada marcha, em função da rotação e do perímetro da roda (5260 mm) para o rodado 23.1 -30.

Tabela 4 – Relação das marchas com sua respectiva relação de transmissão e velocidade teórica a 2200 rpm.

Marchas	Rotação da roda (rpm)	it	Velocidade (km.h ⁻¹)
(1º) - 1º RB	8	277,73	2,5
(2º) - 1º RA	10	216,98	3,2
(3º) - 2º RB	13	169,35	4,1
(4º) - 2º RA	17	128,58	5,4
(5º) - 3º RB	22	100,63	6,9
(6º) - 3º RA	28	77,15	9,0
(7º) - 1º SB	32	68,74	10,1
(8º) - 1º SA	42	52,60	13,2
(9º) - 2º SB	53	41,08	16,9
(10º) - 2º SA	70	31,42	22,1
(11º) - 3º SB	89	24,71	28,1
(12º) - 3º SA	116	18,92	36,7

it = relação de transmissão; RB = marcha reduzida baixa; RA = marcha reduzida alta; SB = marcha simples baixa e SA = marcha simples alta.

Como se pode observar na Tabela 4, a relação de transmissão é alterada, para cada marcha. No momento que se troca de marcha, ocorre à mudança nos pares de engrenagem dentro da caixa de transmissão, alterando esta relação. Relações de transmissão menores, por exemplo, a marcha 3º SA, proporciona velocidade maior, porém o torque diminui. Chega-se ao ponto, de se ter relações de transmissão que permitem apenas o deslocamento do trator vazio, sendo que o torque produzido pelas marchas mais altas, não chega ser suficiente para

romper a inércia e colocar o trator em movimento, como ocorre com as três últimas marchas do escalonamento do trator teste.

Cabe mencionar, que a velocidade é considerada teórica para uma rotação constante, estimada em função da rotação da roda, determinada pela relação de transmissão entre o motor e o sistema de transmissão do trator e, pelo seu perímetro. A força de tração teórica para cada relação de transmissão correspondente ao torque com sua respectiva rotação, obtidos através do ensaio dinamométrico e estimada pelas equações é apresentada na Figura 32.

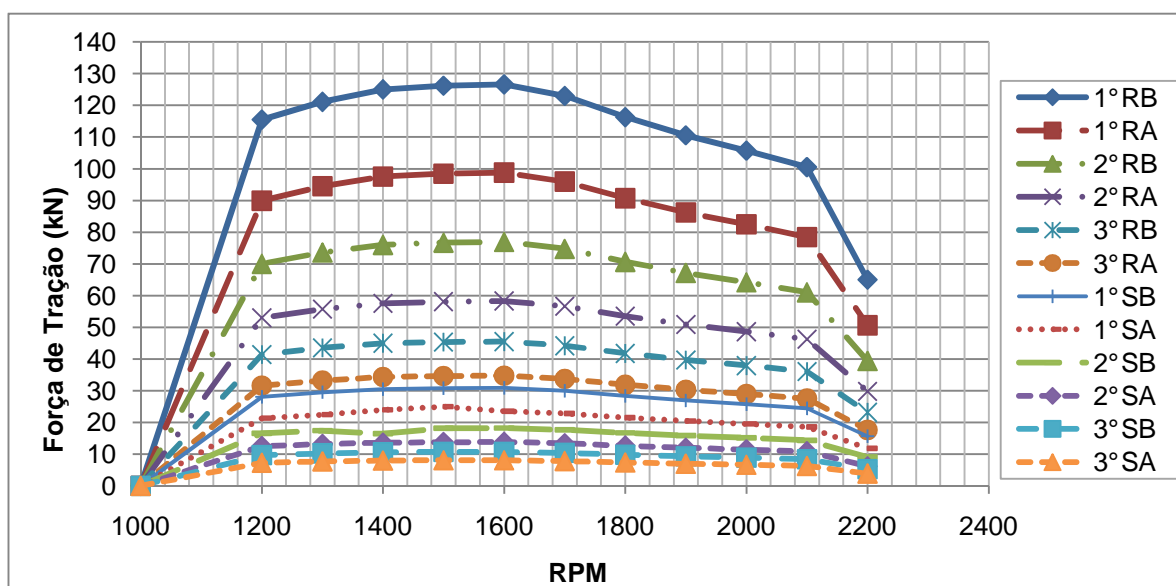


Figura 32 – Força de tração teórica estimada a partir do torque e rotação do motor com sua respectiva relação de transmissão.

Os valores de força de tração teórica apresentados na Figura acima e também na Figura 33, não levam em consideração o consumo de potência oriundos da transmissão, resistência ao rolamento e patinamento. Nas condições reais de operação, ou seja, quando o trator exerce tração, ocorre uma diminuição na rotação de trabalho, além do patinamento exercido pelas rodas motrizes, dependendo das condições de solo, alterando desta forma a velocidade teórica e a força de tração conseqüentemente a potência desenvolvida na barra. Neste sentido, os valores dos parâmetros de desempenho obtidos nas condições de campo são denominados valores reais. Os valores de força de tração teórica em função da velocidade teórica são apresentados na Figura 33.

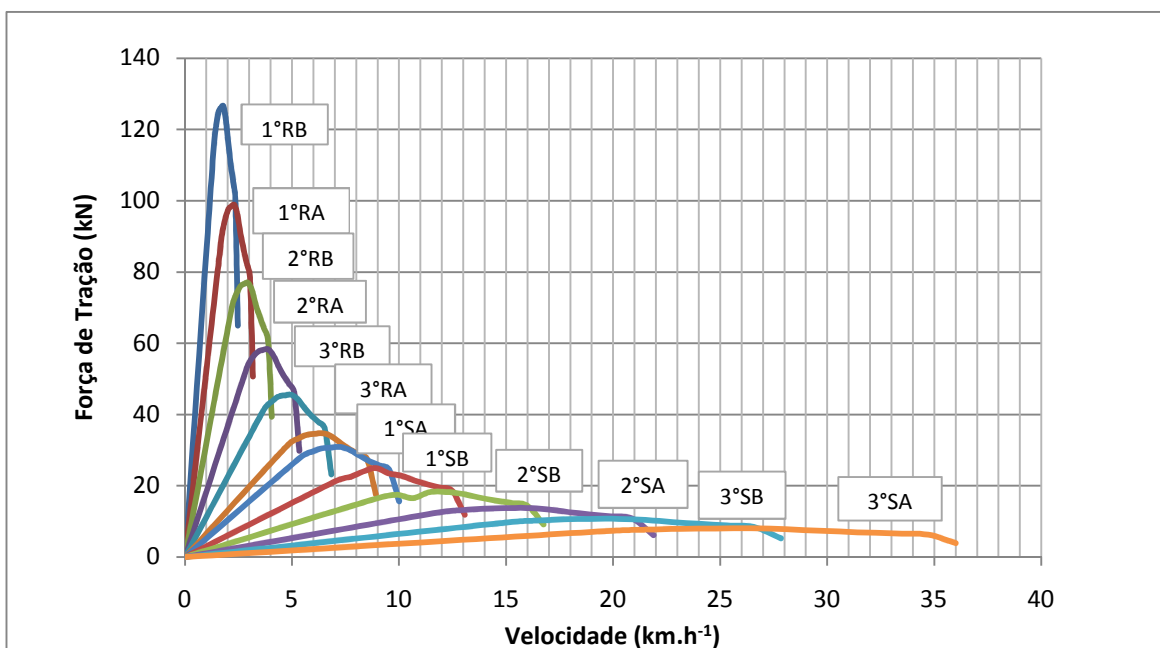


Figura 33 – Força de tração teórica versus velocidade de deslocamento teórica.

4.3 Resultados do teste de tração em campo

Os resultados referentes ao ensaio de tração em campo, para estimativa da potência de tração desenvolvida pelo trator teste são apresentados na Tabela 5. Cabe ressaltar que os valores, são as médias dos tratamentos da condição avaliada.

Tabela 5 – Valores médios dos parâmetros de desempenho obtidos no teste a campo.

Trat	Força (kN)	Coef. Tração	Vel. (km.h ⁻¹)	Pat (%)	Pot. Bt (kW)	Ef. Tração (%)	Cons.Esp. (g/kW.h ⁻¹)
(T1) 2º RB	27,38 a	0,49 a	3,76 a	17,58 a	28,67 a	32,33 a	415,35 a
(T2) 2º RA	38,73 b	0,69 b	4,34 b	14,94 b	46,75 b	52,93 b	315,92 b
(T3) 3º SB	40,87 c	0,73 b	4,47 b	14,79 bc	50,81 c	57,53 c	304,07 b
(T4) 3º SA	40,47 c	0,72 b	5,52 c	13,22 c	62,08 d	57,21 c	246,57 c
CV(%)	5,79	5,92	2,09	16,73	6,04	6,01	3,45

*Médias seguidas de mesma letra não diferem entre si pelo teste de Tukey a 5%.

Força = força de tração; Coef.Tração = coeficiente dinâmico de tração; Vel = velocidade; Pat = patinamento; Pot.Bt = potência na barra de tração; Ef. Tração = eficiência de tração e Cons.Esp. = consumo específico.

A partir dos dados do experimento, apresentados na Tabela 5, pode-se realizar várias inferências diretas e indiretas sobre os resultados apresentados anteriormente.

Os valores referentes à força de tração nas marchas utilizadas, dentre estes, dois não apresentam diferença estatística, sendo a variação bastante significativa para a marcha utilizada no tratamento número 1. Esta variação deve-se ao fato, de que é produzido um torque elevado na roda, não tendo o trator, peso suficiente para tal esforço, diminuindo significativamente o coeficiente de aderência, representado na Tabela 5, como sendo coeficiente dinâmico de tração. Devido à baixa eficiência de tração, ocorre um aumento de forma considerável do patinamento das rodas motrizes (23%). O valor do patinamento definido pela a ASAE EP496.2 (2003) para se obter a máxima eficiência de tração deve ficar entre 8 a 10% para solos sem mobilização, 11 a 13% em solos revolvidos e de 14 a 16% em solos soltos. Neujahr e Schlosser (2001), em um experimento de tração, verificaram que valores de patinamentos compreendidos entre 5 e 20%, proporcionam as maiores eficiências de tração, comportamento este, semelhante aos dados encontrados no experimento realizado.

Com o aumento do patinamento, ocorreu uma diminuição na velocidade de deslocamento (além da redução na força de tração) conseqüentemente, a potência de tração cai consideravelmente atingindo o valor de 28,67 kW, tendo

como eficiência na transformação da potência do motor em potência de tração na ordem de 32%. Já para as outras três marchas, a eficiência média ficou ao redor de 55,6%, resultado semelhante ao descrito por Márquez (1980), para uma condição de superfície semelhante com um patinamento entre 8 a 13%. O comportamento das variáveis que determinam o desempenho do trator no teste em campo pode ser visualizado nas Figuras 34 a 38.

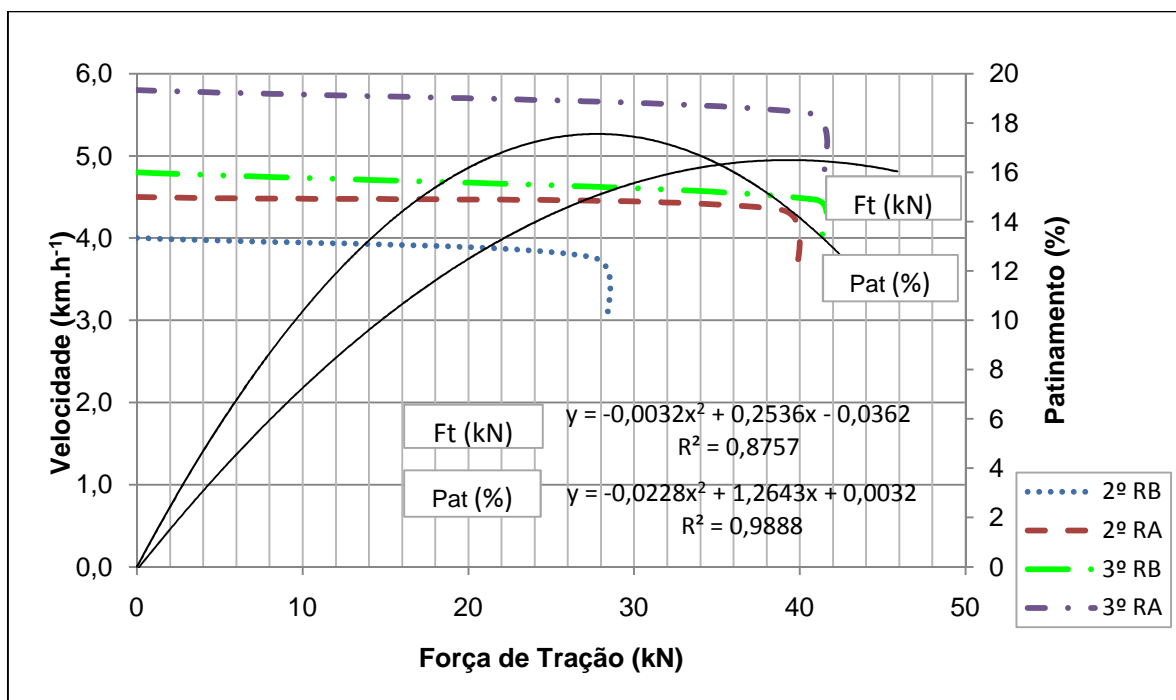


Figura 34 – Velocidade de deslocamento e patinamento em função da força de tração desenvolvida na barra no teste em campo.

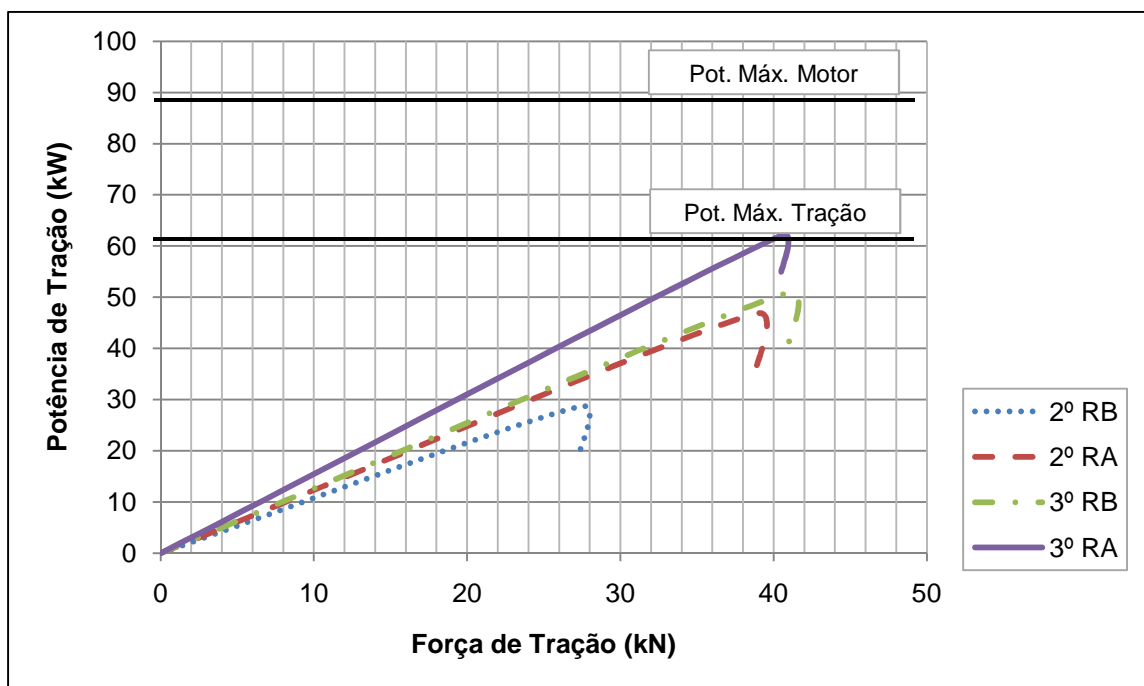


Figura 35 – Potência e força de tração desenvolvida na barra nas quatro marchas analisadas no teste a campo.

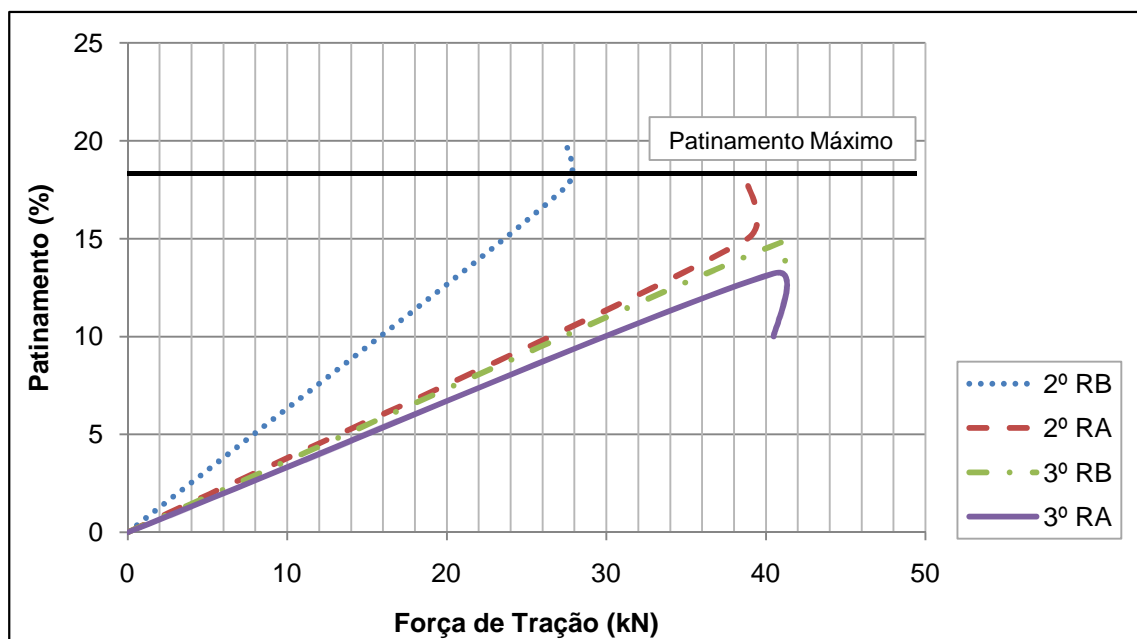


Figura 36 – Patinamento e força de tração desenvolvida na barra no teste em campo.

Na Figura 36, pode-se observar que quando se atinge determinados valores de força de tração nas marchas mais baixas, ocorre um patinamento elevado. Isto se deve ao fato de que o torque produzido nas rodas é alto, e o solo

não oferece resistência suficiente à força tangencial produzida pela roda. Na medida em que a velocidade aumenta, o torque produzido nas rodas diminui consequentemente o patinamento também diminui aumentando a força de tração, até determinados limites em função da potência disponível pelo motor e do peso do trator.

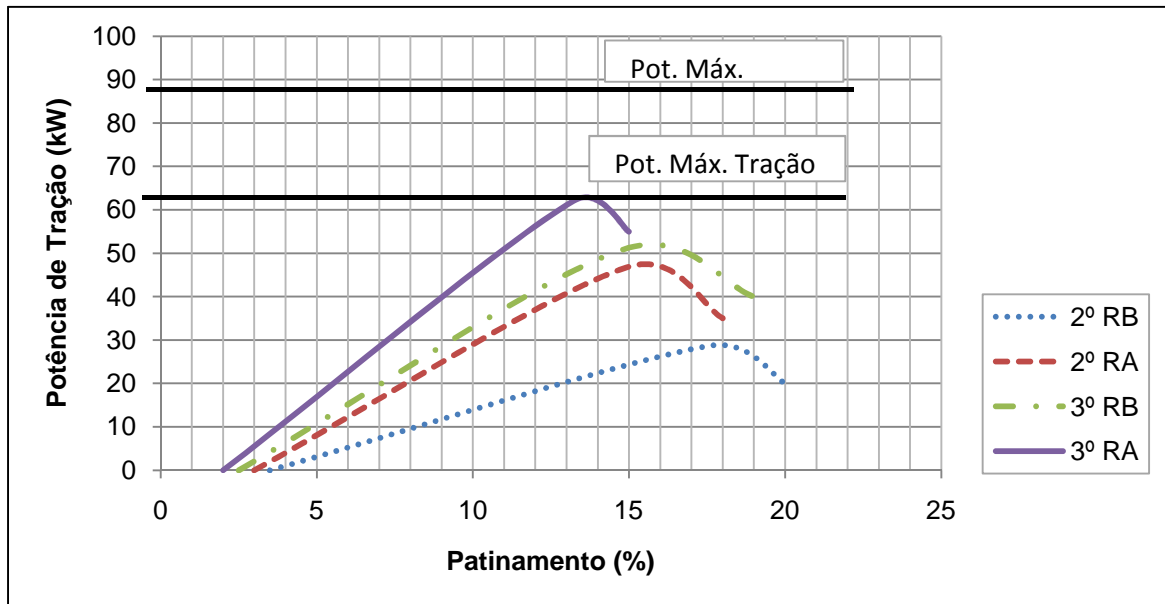


Figura 37 – Potência desenvolvida na barra de tração em função do patinamento no teste em campo.

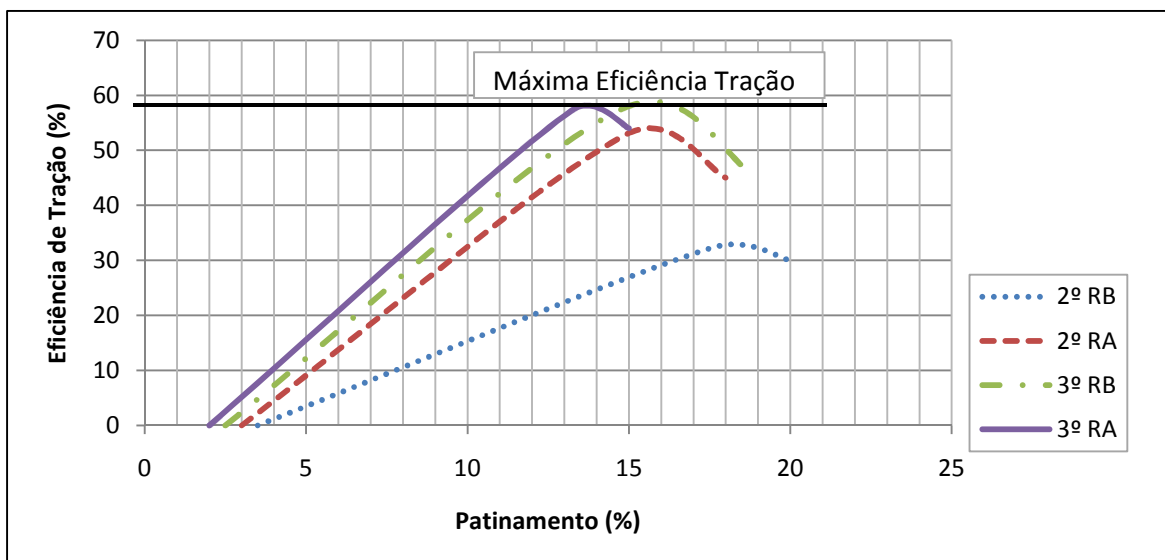


Figura 38 – Eficiência de tração versus patinamento para as quatro marchas analisadas em campo.

A velocidade de deslocamento pelo catálogo do fabricante, em função do perímetro da roda e sua respectiva relação de transmissão, fica dentro da faixa de 4,1 a 9,0 km.h⁻¹ a 2200 rpm para as quatro marchas avaliadas, porém no teste a campo, a velocidade ficou bem abaixo dos valores estimados (3,76 a 5,52 km.h⁻¹) devido a queda da rotação do motor determinada pela demanda de tração exercida, resistência ao rolamento e também pelo patinamento, já descrito anteriormente. O valor médio da resistência ao rolamento medida no campo ficou na faixa de 4,7 kN (483 kgf), o que representa aproximadamente 8,4% (k=0,084) do peso total do trator, estando dentro da faixa estimada por Márquez (2010) e Linares (2006), que varia de 6 a 10% (k entre 0,06 a 0,10). Nessa condição o consumo específico, obtido pela relação entre o consumo e a potência desenvolvida na barra de tração, ficou na faixa de 246,47 a 414,82 g/kW.h⁻¹, dependendo da demanda de tração (Figura 39).

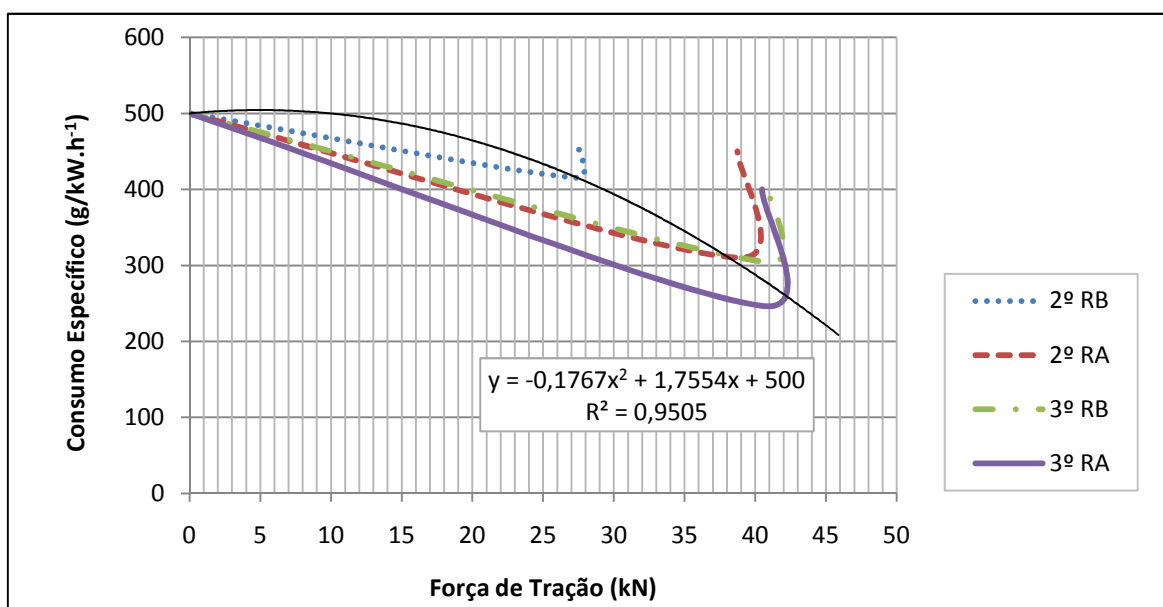


Figura 39 - Consumo específico em função da força de tração desenvolvida na barra para as quatro marchas avaliadas a campo.

Cabe considerar, que o maior consumo coincide com a menor força de tração. Isto se explica, pois a potência desenvolvida na barra de tração é baixa em determinados momentos, quando a eficiência de tração diminui. Esta característica também explica o porquê do consumo específico obtido no ensaio dinamométrico ser menor, quando comparado ao consumo específico do teste a campo. No ensaio dinamométrico, a potência do motor é desenvolvida na sua

plenitude, enquanto a campo, a potência considerada é a desenvolvida na barra de tração, justificando assim, essa disparidade.

4.3.1 Transferência de peso

Com relação à transferência de peso do eixo dianteiro para o eixo traseiro, pode-se afirmar que, aproximadamente 12,07 % do peso do eixo dianteiro foi transferido ao eixo traseiro, na condição dinâmica, alterando de 41/59 estático para 29/71 dinâmico, para um esforço de tração médio de 37kN. A Tabela 6 apresenta a distribuição dinâmica, juntamente com a força, potência e eficiência de tração.

Tabela 6 – Força de tração, distribuição dinâmica, potência e coeficiente dinâmico de tração do teste em campo.

Trat	F.tração (kN)	Dist. dinâmica		Pot. Tração (kW)	Coef. din. tração (%)
		ED(%)	ET (%)		
(T1) 2ºRB	27,38	29,44	70,56	28,67	49
(T2) 2º RA	38,73	29,15	70,85	46,75	69
(T3) 3º SB	40,87	28,49	71,51	50,81	73
(T4) 3º SA	40,47	28,61	71,39	50,53	72

F. Tração = força de tração; Dist.dinâmica = distribuição dinâmica; Pot. Tração = potência de tração; Coef.din. = coeficiente dinâmico de tração; ED = eixo dianteiro e ET = eixo traseiro.

Pode-se ressaltar que a distribuição dinâmica praticamente não se alterou entre as quatro marchas avaliadas, caracterizando que a resistência ao deslocamento imposta pelo trator freio foi constante, sendo que a variação na força de tração se deu em função do escalonamento de marchas. Devido ao peso do trator e a velocidade imposta pela relação de transmissão, a força de tração variou, tendo seu valor máximo na proximidade da velocidade crítica, conferindo a disparidade nos valores de patinamento (já descrito anteriormente), tendo esse efeito, reflexos diretos na eficiência de tração.

4.4 Resultados do ensaio de tração em pista

Foram utilizadas 6 marchas (6 tratamentos) com 4 repetições, porém a gama correspondente a 1ª marcha reduzida (alta e baixa), teve um patinamento muito próximo a 15%, no qual valores superiores a esses, não são permitidos para ensaios de tração em superfície pavimentada. Neste caso, a possibilidade de aumento de lastro, foi desconsiderada, pois ultrapassaria o limite de peso permitido pelo fabricante, podendo acarretar danos a transmissão, além de alterar as marchas subsequentes, reduzindo o patinamento para valores inferiores a 7%, o que não é permitido pela Norma ISO 789/1-1981. Os valores referentes ao ensaio de tração são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Valores médios dos parâmetros de desempenho obtidos no ensaio de tração em pista

Trat	Força (kN)	Coef. Tração	Vel. (km.h ⁻¹)	Pat (%)	Pot. Bt (kW)	Ef. Tração (%)	Cons.Esp. (g/kW.h ⁻¹)
(T1) 1ªRB	40,62 a	0,72 a	1,74 a	14,98 a	19,64 a	22,20 a	439,48 a
(T2) 1ªRA	41,83 a	0,75 a	2,62 a	14,63 a	30,48 a	34,44 a	292,60 b
(T3) 2ªRB	42,67 a	0,76 a	3,32 a	13,99 ab	39,33 a	44,44 a	211,82 c
(T4) 2ªRA	47,12 b	0,84 b	3,82 a	13,17 ab	50,11 a	57,26 a	214,67 c
(T5) 3ªRB	47,10 b	0,84 b	4,55 a	12,02 bc	59,64 a	67,39 a	220,88 c
(T6) 3ªRA	41,63 a	0,74 a	5,54 a	10,87 c	67,14 a	75,83 a	247,45 d
CV(%)	3,22	3,34	1,80	7,43	6,46	6,45	3,11

*Médias seguidas de mesma letra não diferem entre si pelo teste de Tukey a 5%.

Força = força de tração; Coef.Tração = coeficiente dinâmico de tração; Vel = velocidade; Pat = patinamento; Pot.Bt = potência na barra de tração; Ef. Tração = eficiência de tração e Cons.Esp. = consumo específico.

O comportamento das variáveis que determinam o desempenho do trator no ensaio de pista pode ser visualizado graficamente nas Figuras 40 a 45.

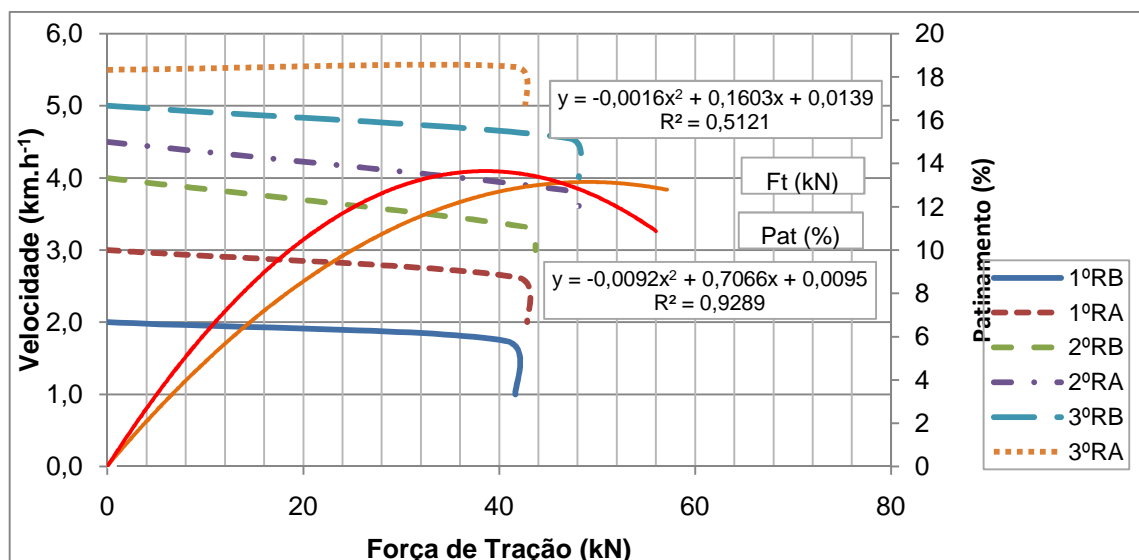


Figura 40 - Velocidade de deslocamento e patinamento em função da força de tração desenvolvida na barra no ensaio de pista.

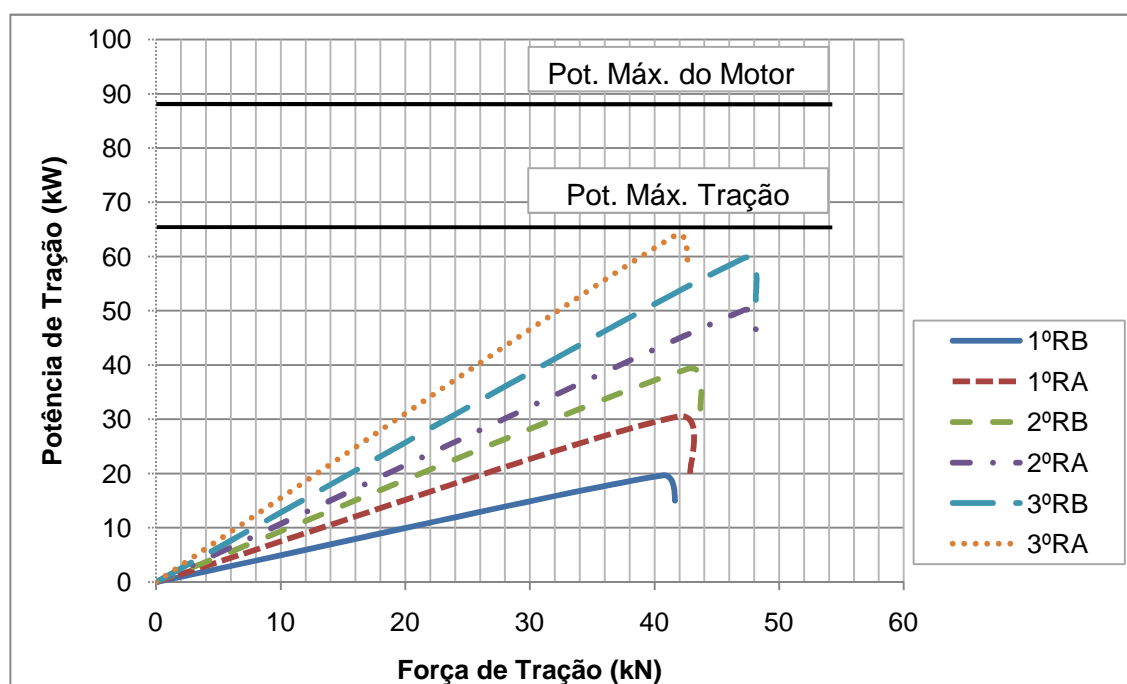


Figura 41 - Potência e força de tração desenvolvida na barra nas seis marchas analisadas em pista.

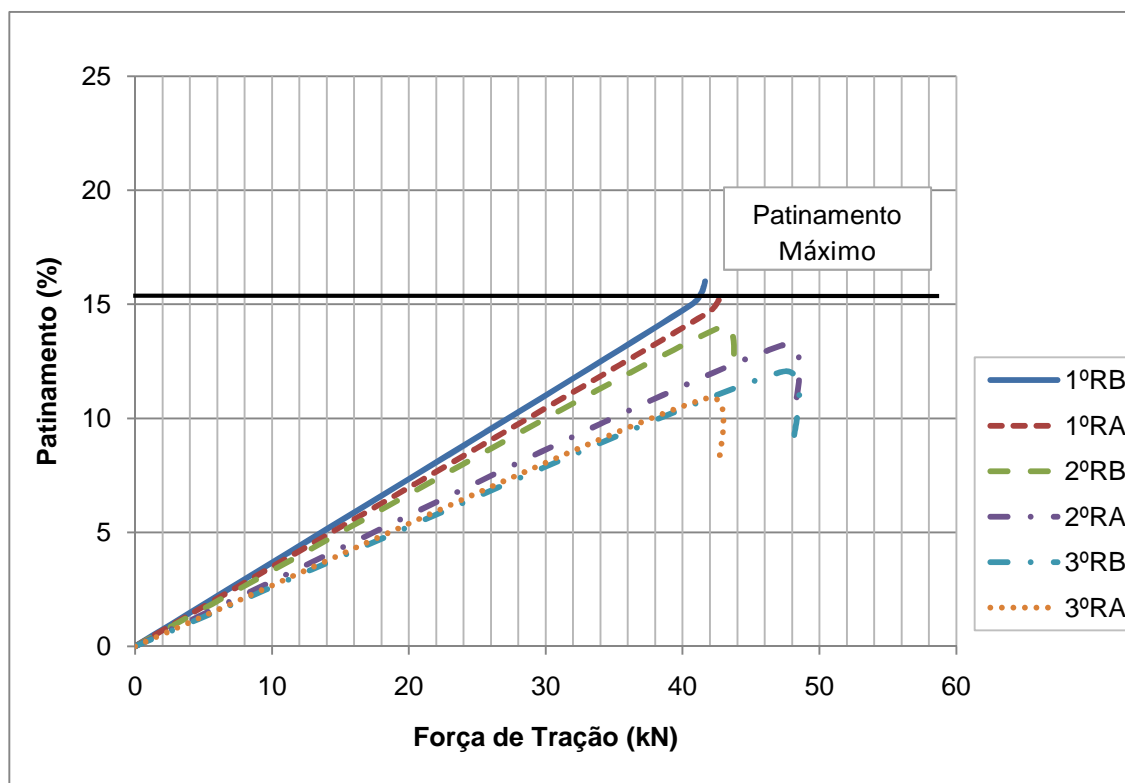


Figura 42 - Patinamento e força de tração desenvolvida na barra no ensaio de pista.

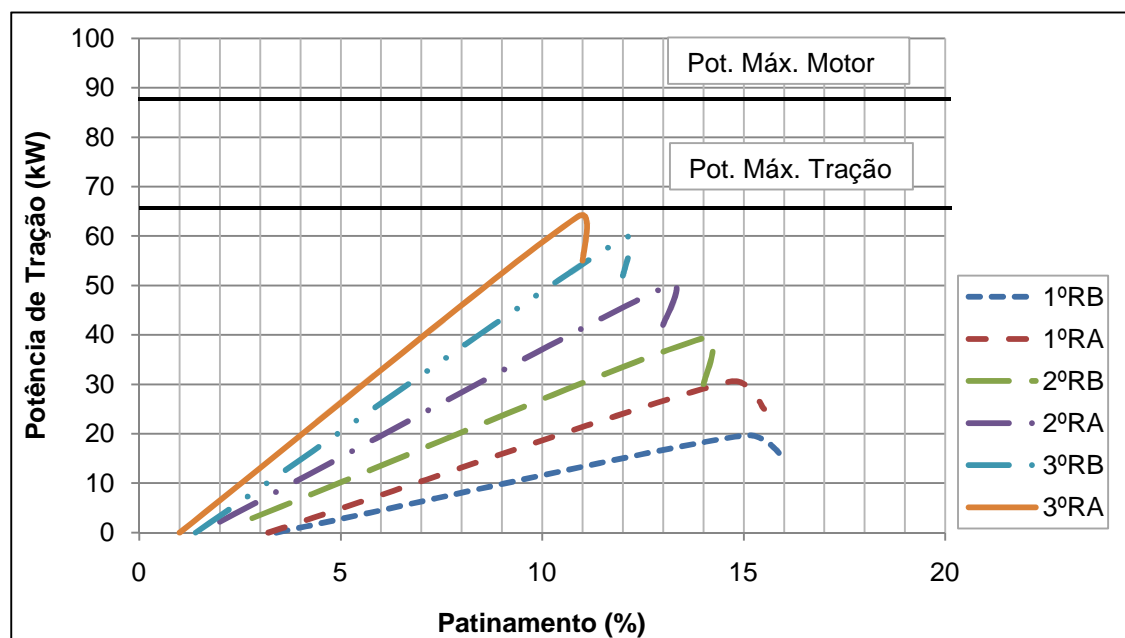


Figura 43 - Potência de tração desenvolvida na barra em função do patinamento no ensaio de pista.

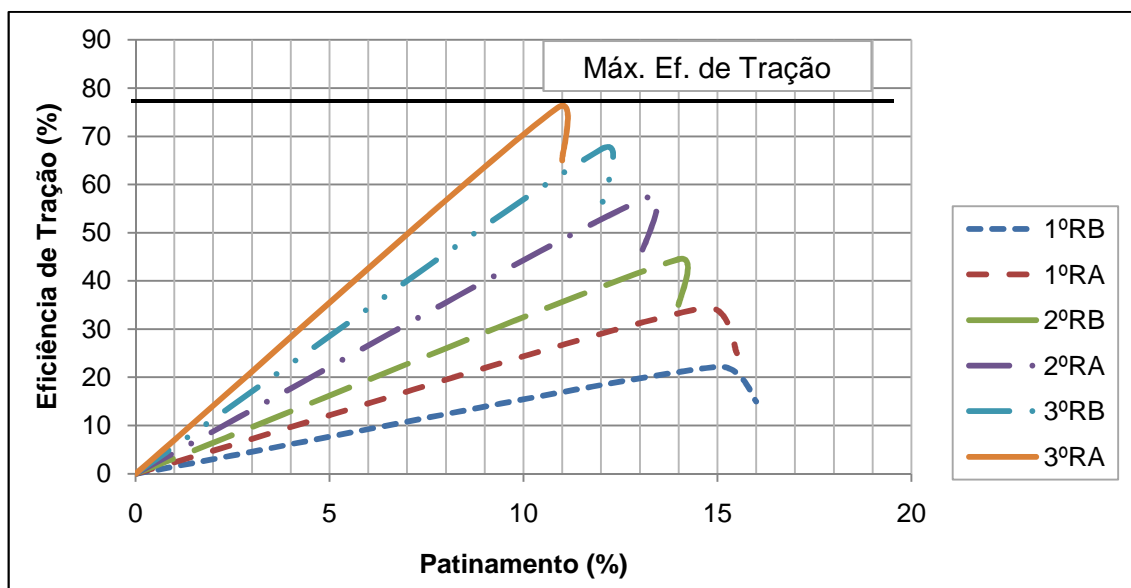


Figura 44 – Eficiência de tração versus patinação para as seis marchas analisadas em pista.

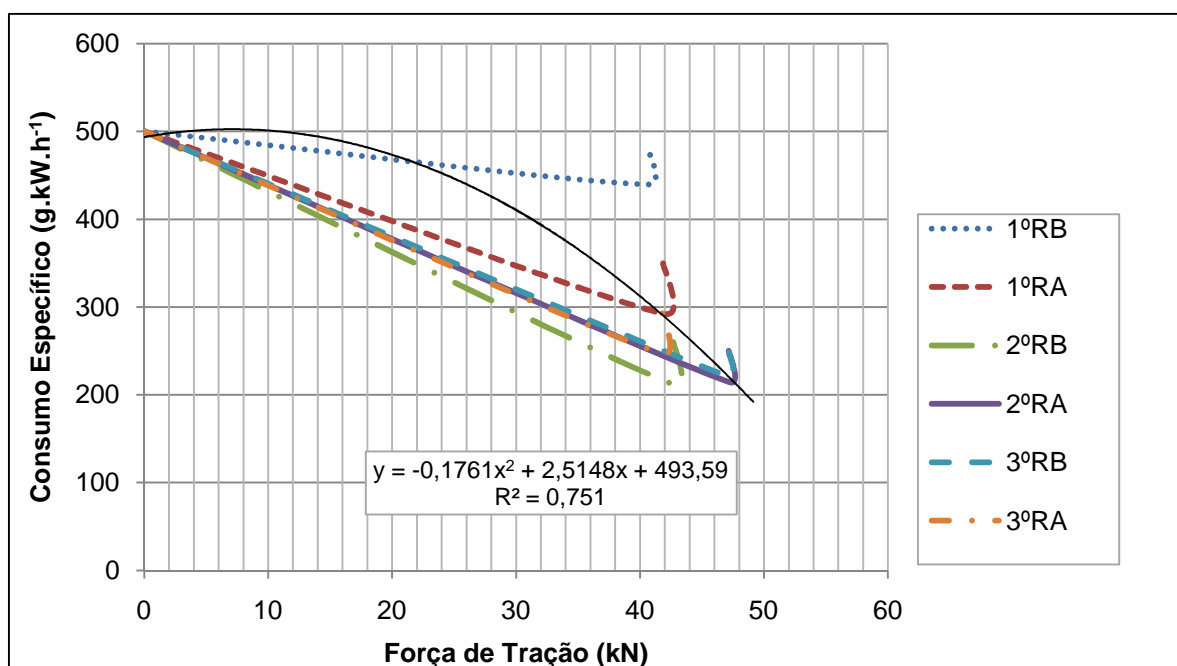


Figura 45- Consumo específico em função da força de tração desenvolvida na barra para as seis marchas avaliadas em pista.

No ensaio realizado na superfície pavimentada, os valores referentes à força de tração atingiram seu máximo valor nos tratamentos T4 e T5, correspondente as marchas 2º RA e 3º RB, obedecendo aos valores máximos de patinação, permitidos pela Norma. Este comportamento foi semelhante ao teste

realizado a campo, com a marcha 3ºRA, embora que no teste a campo, ocorreu diferença estatística entre a 2º RA e a 3ºRA, sendo esta diferença de 2,14 kN, o que na prática, representa a força de tração exigida por uma linha de semeadura, utilizando sulcador, por exemplo.

Na avaliação da potência desenvolvida na barra de tração, esta atingiu seu maior valor no tratamento T6 (3ºRA), devido a maior velocidade desenvolvida, proporcionando uma eficiência de tração 17,81% superior em relação as marchas (2ºRA e 3º RB) dos tratamentos T4 e T5, onde a força de tração foi máxima.

4.4.1 Comparação entre os valores obtidos em campo e pista

Os valores comparativos das médias das variáveis observadas (força de tração, potência de tração e velocidade), com as marchas utilizadas nos dois experimentos, são apresentados nas Figuras 46 a 49.

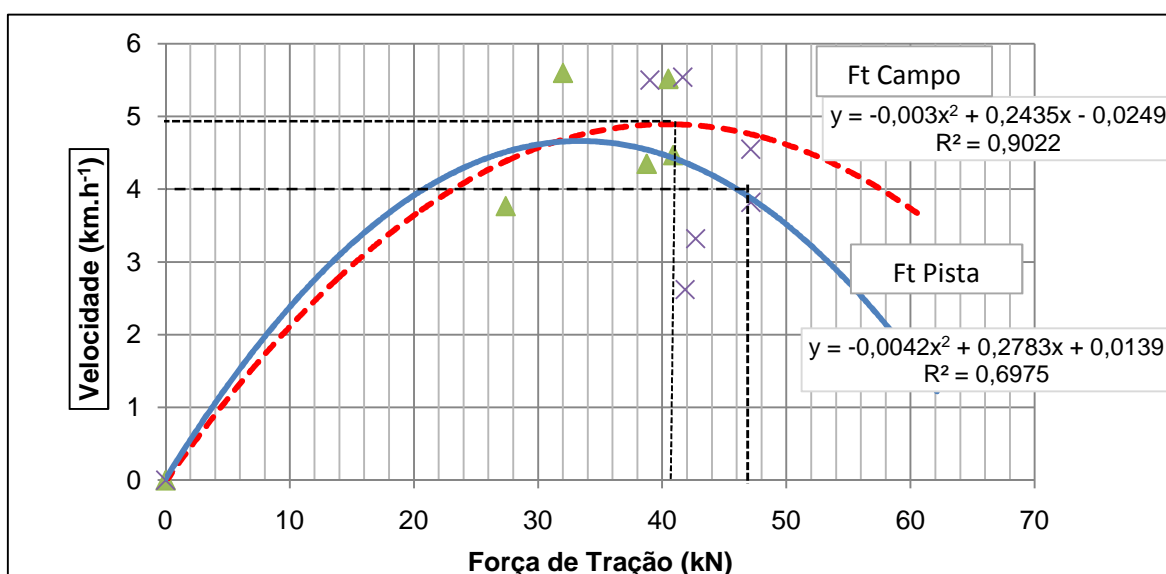


Figura 46 - Curvas comparativas de velocidade e força de tração nos dois experimentos realizados.

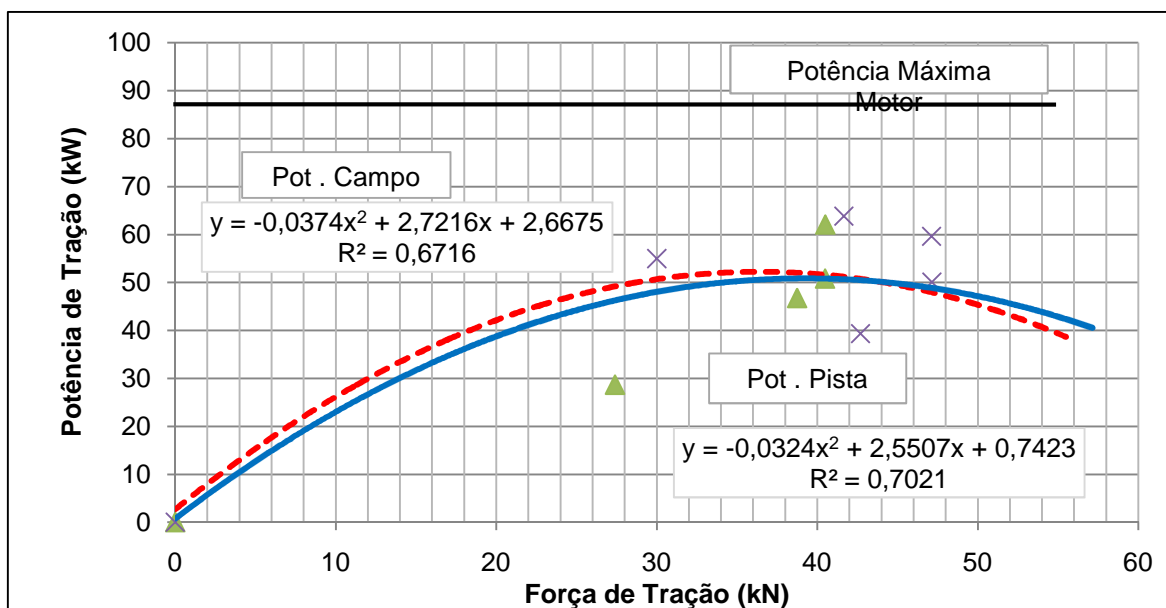


Figura 47 - Curvas comparativas entre potência e força de tração nos dois experimentos realizados.

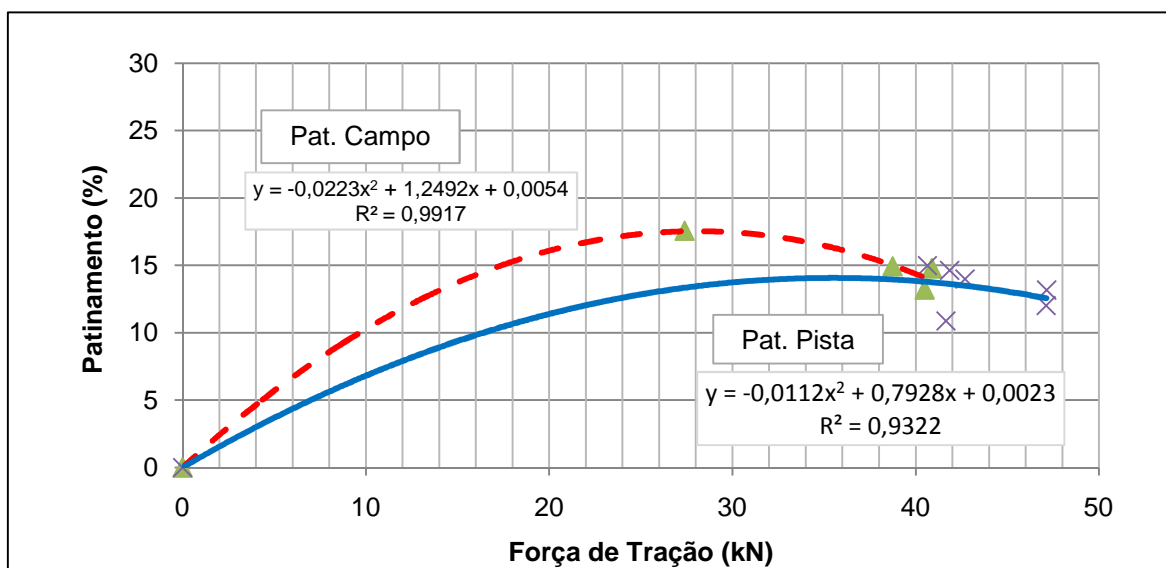


Figura 48 - Curvas comparativas do patinamento em função da força de tração exercida.

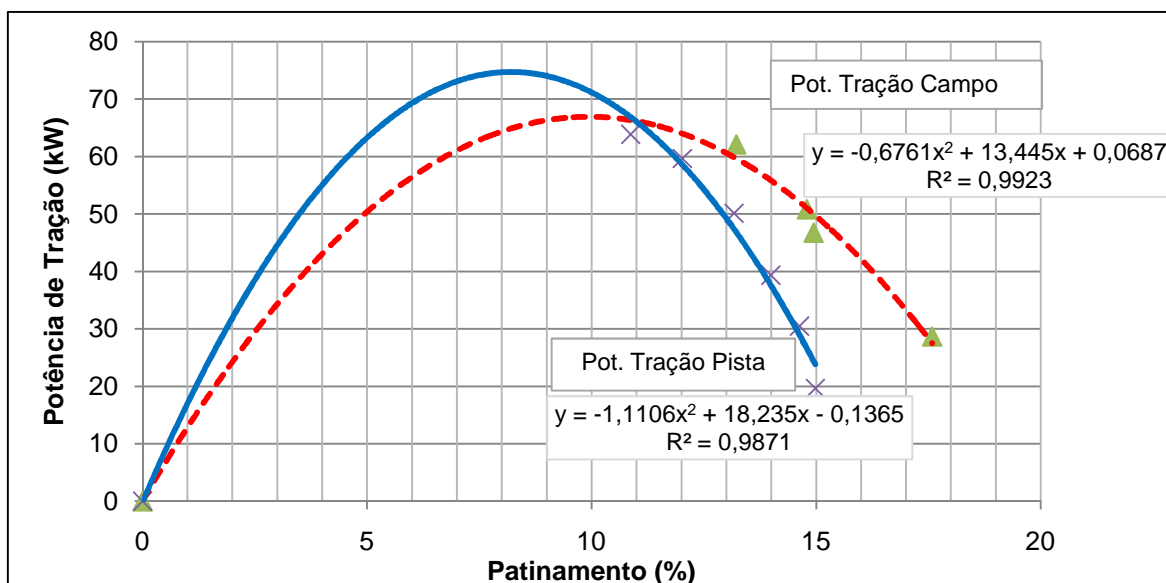


Figura 49 - Potência de tração em função do patinamento nos dois experimentos realizados.

Comparando os valores de força de tração, obtidos nos dois experimentos, o ensaio de tração em pista atingiu um valor 11,21% superior, devido às melhores condições de tração, em decorrência da maior aderência do pneu a superfície. Isto permitiu obter valores do coeficiente dinâmico de tração próximos a 0,80, ou seja, nos tratamentos T4 e T5, o trator conseguiu tracionar 84% do seu peso, valores estes, semelhantes aos descritos por Linares (2006), que ficam na ordem de 85 a 87%. Estes valores correspondem a uma eficiência de tração na ordem de 57,26 e 67,39% respectivamente, sendo que a máxima eficiência de tração foi observada no tratamento T6 (75,83%) do ensaio de pista conforme a Figura 50.

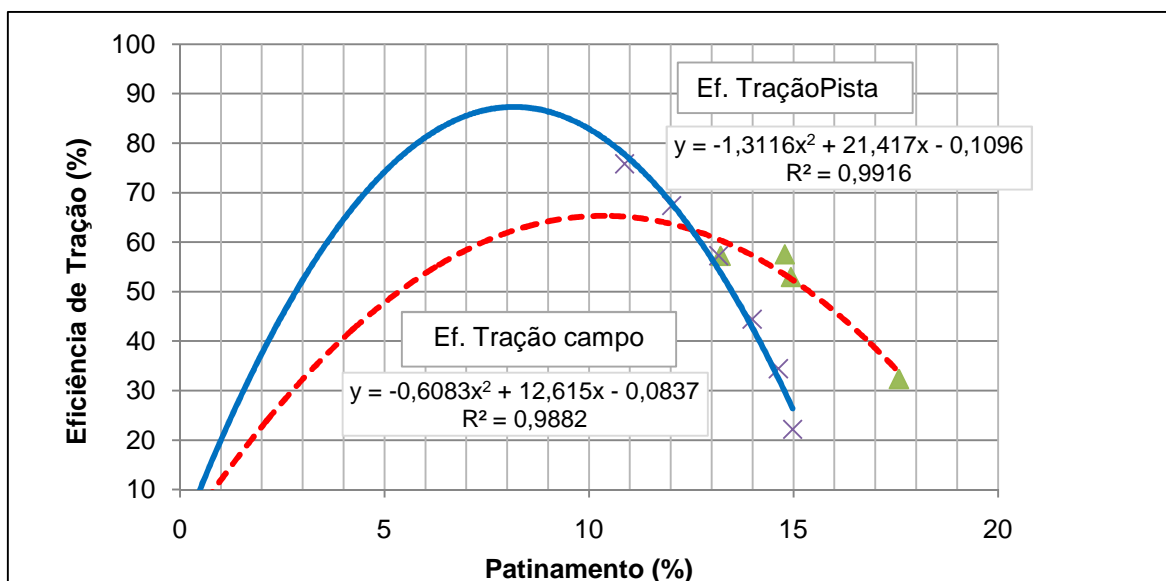


Figura 50 - Comportamento da eficiência de tração em relação ao patinamento.

Em relação à potência de tração, avaliando somente as marchas em comum nos dois experimentos, esta foi 18,24% superior em relação a potência de tração nos testes realizados em campo, interferindo diretamente no consumo específico, sendo este menor no ensaio de pista, em função da maior potência desenvolvida na barra decorrente da maior força de tração obtida. Isto se explica, devido ao fato de que o consumo específico é obtido através do quociente entre o consumo ($g \cdot h^{-1}$), pela potência obtida.

As curvas comparativas de consumo específico e força de tração nas marchas equivalentes aos dois experimentos são apresentadas na Figura 51.

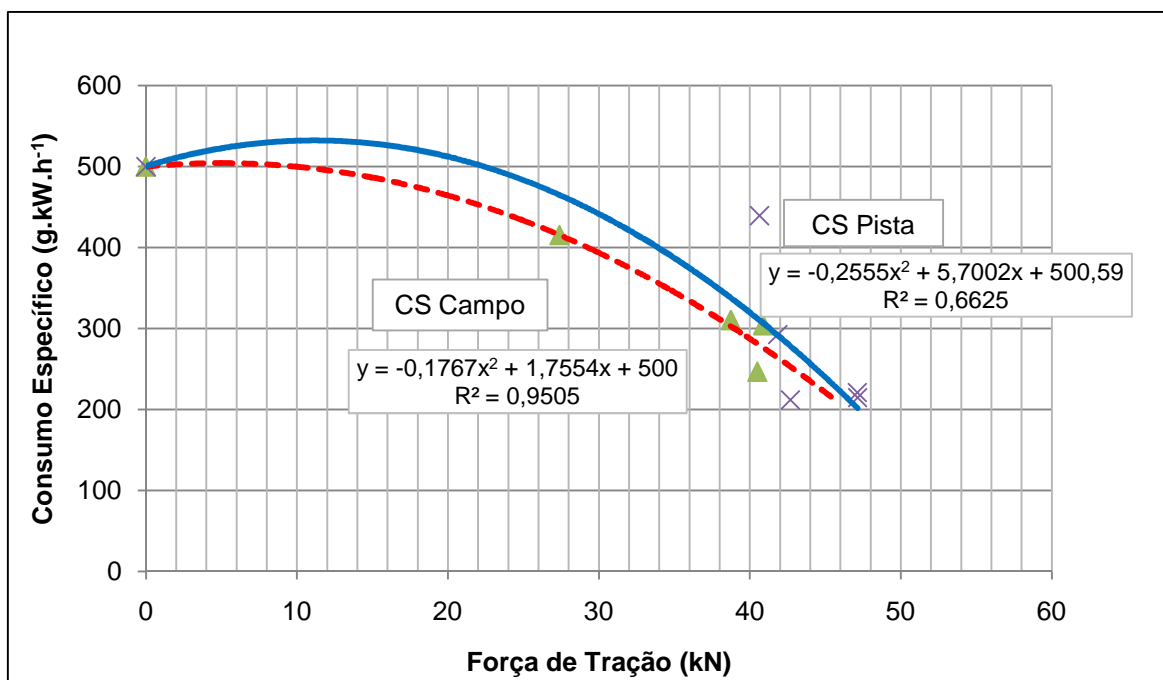


Figura 51 - Curvas comparativas do consumo específico em função da força de tração desenvolvida nos dois experimentos realizados.

Outro fator a considerar no desempenho diferenciado entre os dois experimentos foi a resistência ao rolamento, que interferiu diretamente no aumento da potência na barra de tração, com significativa diminuição no consumo específico de combustível. O valor médio da resistência ao rolamento medido no ensaio de pista, ficou na faixa de 3,45 kN (352,5 kgf), o que representa aproximadamente 6,16% ($k=0,061$) do peso total do trator, estando dentro da faixa estimada por Márquez (2010) e Linares (2006), onde os valores de resistência ao rolamento em pista pavimentada ficam próximos a 6 % ($k = 0,06$).

4.4.2 Transferência de peso no ensaio de pista

Referente a transferência de peso do eixo dianteiro para o eixo traseiro, pode-se afirmar que, aproximadamente 13,31% do peso do eixo dianteiro foi transferido ao eixo traseiro, na condição dinâmica, alterando de 41/59 estático para 28/72 dinâmico, para um esforço de tração médio de 43,49kN. Esses valores são diferentes ao obtidos no teste em campo, onde foi obtida uma transferência de peso média de 12,07%, porém para uma força de tração média de 37kN, devido as melhores condições de tração conseguidas em pista. A Tabela 8

apresenta a distribuição dinâmica, juntamente com a força, potência e eficiência de tração.

Tabela 8 – Força de tração, distribuição dinâmica, potência e coeficiente dinâmico de tração no ensaio de pista.

Trat	F.tração (kN)	Dist. dinâmica		Pot, Tração (kW)	Coef. din. tração (%)
		ED(%)	ET (%)		
(T1)1°RB	40,62	28,57	71,42	19,64	72
(T2) 1°RA	41,83	28,20	71,79	30,48	75
(T3) 2°RB	42,67	27,94	72,05	30,33	76
(T4) 2°RA	47,12	26,58	73,41	50,11	84
(T5) 3°RB	47,10	26,59	73,40	59,64	84
(T6) 3°RA	41,63	28,26	71,73	67,14	74

F. Tração = força de tração; Dist.dinâmica = distribuição dinâmica; Pot. Tração = potência de tração; Coef.din. = coeficiente dinâmico de tração; ED = eixo dianteiro e ET = eixo traseiro.

Deve-se considerar que a distribuição dinâmica pouco se alterou entre as seis marchas avaliadas, caracterizando que a carga imposta pelo trator freio ao deslocamento foi constante, sendo que a variação na força de tração se deu em função da relação de transmissão do escalonamento de marchas. Devido ao peso do trator e a velocidade imposta pela relação de transmissão, a força de tração variou, atingindo valores do coeficiente dinâmico de tração na ordem de 84 % do peso do trator, valores estes aliados ao baixo patinamento, permitiu desenvolver maior potência na barra de tração, comparado ao teste de campo.

4.5 Simulação do desempenho através das teorias preditivas

4.5.1 Queda de rotação nas respectivas marchas utilizadas

Inicialmente durante a realização dos ensaios de tração, no momento que o trator freio começa exercer carga, ocorre uma queda na rotação em relação a rotação máxima (2200 rpm) até determinado momento onde ocorre a estabilização. Os valores médios referentes às quedas de rotação nas diferentes

marchas testadas, com sua respectiva relação de transmissão (it) e torque do motor na rotação final, podem ser observados na Tabela 9.

Tabela 9 – Queda de rotação, rotação final, relação de transmissão e torque do motor no teste de campo e ensaio de pista.

Marcha	Queda rot. campo (rpm)	Queda rot. pista (rpm)	Rot. final campo (rpm)	Rot. final pista (rpm)	it*	Torque** (Nm) campo	Torque** (Nm) pista
1º RB	-----	100	-----	2100	277,73	-----	335,7
1º RA	-----	200	-----	2000	216,98	-----	352,9
2º RB	100	250	2100	1950	169,35	335,7	378,5
2º RA	200	300	2000	1900	128,58	352,9	369,0
3º RB	550	400	1700	1800	100,63	410,3	388,0
3º RA	600	550	1600	1650	77,15	422,2	422,2

*A relação de transmissão (it), é invariável entre as marchas utilizadas;

** Torque do motor obtido no ensaio dinamométrico nas respectivas rotações.

Para realização da simulação levou-se em consideração a queda de rotação durante a realização dos testes, pois como pode ser observado na tabela acima, para cada marcha houve uma queda de rotação até sua estabilização, e para cada rotação, existe um torque obtido através do ensaio dinamométrico. Caso esses valores não fossem contabilizados, o torque a ser utilizado seria o da rotação máxima (2200 rpm), o que originaria resultados diferentes dos que foram obtidos nos testes.

4.5.2 Ajuste das equações para realização da simulação

Para realização da simulação da potência desenvolvida na barra de tração através de planilhas eletrônicas, levou-se em consideração os valores de patinamento e coeficiente dinâmico de tração para cada repetição, valores estes, os únicos variáveis dentro da equação que permitem a diferenciação entre as

repetições durante a simulação, pois a relação de transmissão, peso do trator, torque e rotação são constantes para marcha avaliada.

A seqüência de cálculos para estimativa da potência na barra de tração desenvolvida por Márquez (2010) foi reajustada através da introdução de uma nova variável, sendo esta, o coeficiente dinâmico de tração, estabelecendo os valores máximos de força de tração a partir da massa do trator. Para realização das estimativas, foi utilizado como embasamento técnico as teorias preditivas Wismer e Luth (Cn), Brixius e Wismer (Bn) e Gee- Clough (Mn) através do *software* Predição®, mas assim como Santos (2010), foi observado uma superestimativa dos valores de força de tração e força tangencial, quando comparado aos resultados obtidos nos teste, sendo que a força de tração interfere diretamente nos valores do coeficiente dinâmico de tração.

No caso, da não utilização do coeficiente dinâmico de tração, os valores de torque na saída da redução final, produzem uma força de tração de valores superiores ao peso do próprio trator, mesmo considerando as variáveis de interferência como o patinamento e a resistência ao rolamento, com alteração da potência na barra de tração, como pode ser visualizado na Figura 52 para a marcha 1º reduzida baixa do ensaio de pista.

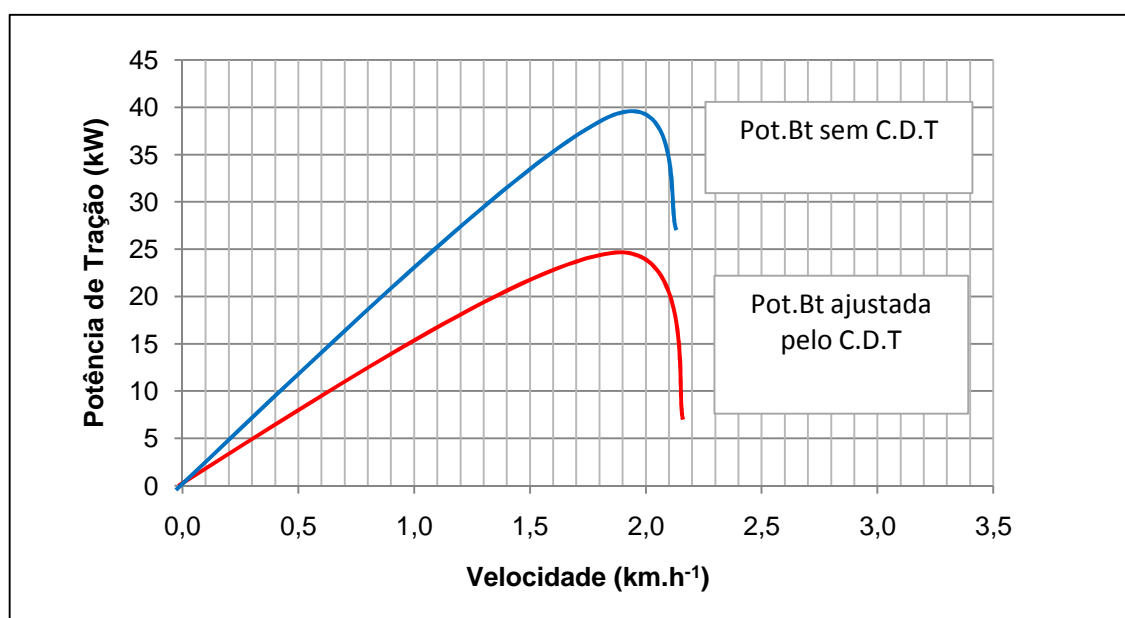


Figura 52 - Curvas comparativas de potência de tração em pista com e sem o ajuste pelo coeficiente dinâmico de tração com a respectiva velocidade.

A introdução dessa nova variável permitiu obter valores de potência na barra de tração muito próximos aos obtidos aos testes, através do estabelecimento da força de tração máxima em função do peso máximo do trator, portanto, sem desconsiderar a força tangencial produzida pela interação entre o sistema de transmissão e pneu.

Para cada condição, tanto nos testes a campo quanto no ensaio de pista, cada tratamento teve seu coeficiente dinâmico de tração característico, permitindo comparar os resultados dos testes dinâmicos de tração com os resultados simulados.

4.5.3 Resultado da simulação do teste em campo

Os valores médios de força de tração, potência de tração e velocidade estão demonstrados na Tabela 10.

Tabela 10 - Valores obtidos e estimados de potência, força de tração e velocidade no teste em campo.

Tratamento	Potência (kW)		Força de tração (kN)		Velocidade (km.h ⁻¹)	
	Obtido	Estimado	Obtido	Estimado	Obtido	Estimado
(T1) 2^oRB	28,67	24,80	27,38	27,37	3,76	3,19
(T2) 2^oRA	46,75	45,44	38,73	38,22	4,34	4,12
(T3) 3^oRB	50,81	52,19	40,87	40,83	4,47	4,51
(T4) 3^oRA	62,08	64,31	40,47	40,38	5,52	5,63
CV(%)	6,04	5,66	5,79	5,81	2,09	1,83

Para comparar os resultados de campo, com os estimados através das planilhas eletrônicas, realizou-se análise de correlação entre os valores obtidos e estimados (Tabela 11), podendo-se prever a exatidão dos dados estimados. Para realização da análise de correlação, foi realizado o teste de normalidade do conjunto de dados, sendo que os mesmos apresentaram distribuição normal pelo teste de Lilliefors.

Tabela 11 - Análise de correlação entre os valores obtidos e estimados em campo.

Parâmetro de Desempenho	Correlação (r)	Nível de significância (%)
Potência (kW)	0,997	1,0
Força de Tração (kN)	0,994	1,0
Velocidade (km.h⁻¹)	0,985	1,0

Na análise de correlação, utilizando os dois fatores (obtido e estimado), não foi observado variação entre a potência observada no campo e a potência estimada através das planilhas de cálculo, em função dos altos valores do coeficiente de correlação obtidos. O mesmo se observa para a força de tração, porém com menor coeficiente de correlação para os valores de velocidade. Tal variação nos valores de velocidade se deve em função do tempo de retardo do receptor de GPS, o que na prática consideram-se valores muito semelhantes, não interferindo de forma significativa nos valores estimados, e muito menos nos valores de potência. Os valores obtidos e estimados da força e da potência de tração em função da velocidade são demonstrados na Figura 53 e 54.

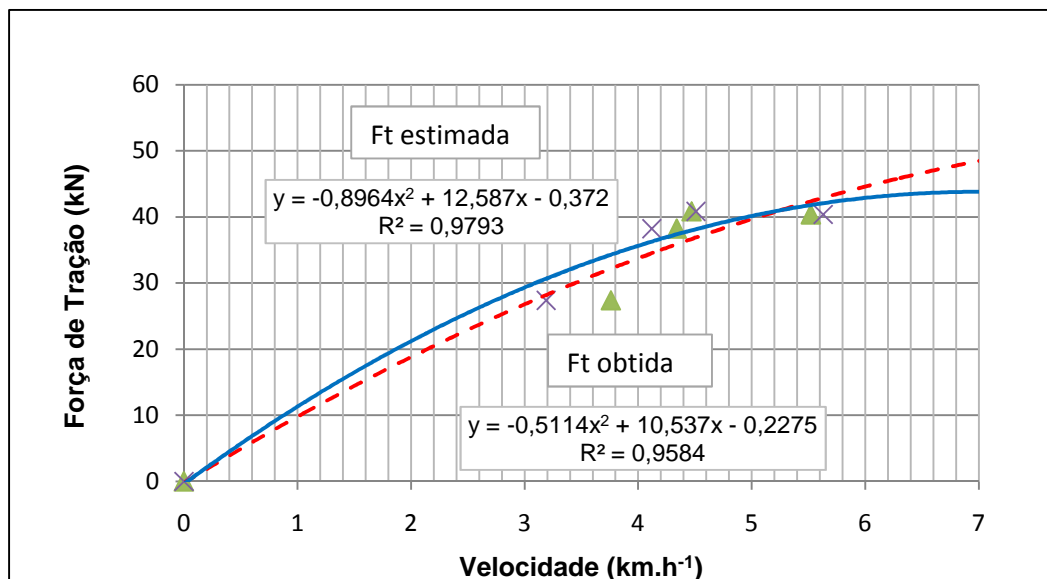


Figura 53 - Curvas comparativas de força de tração obtida e estimada em função da velocidade de deslocamento nas condições de campo.

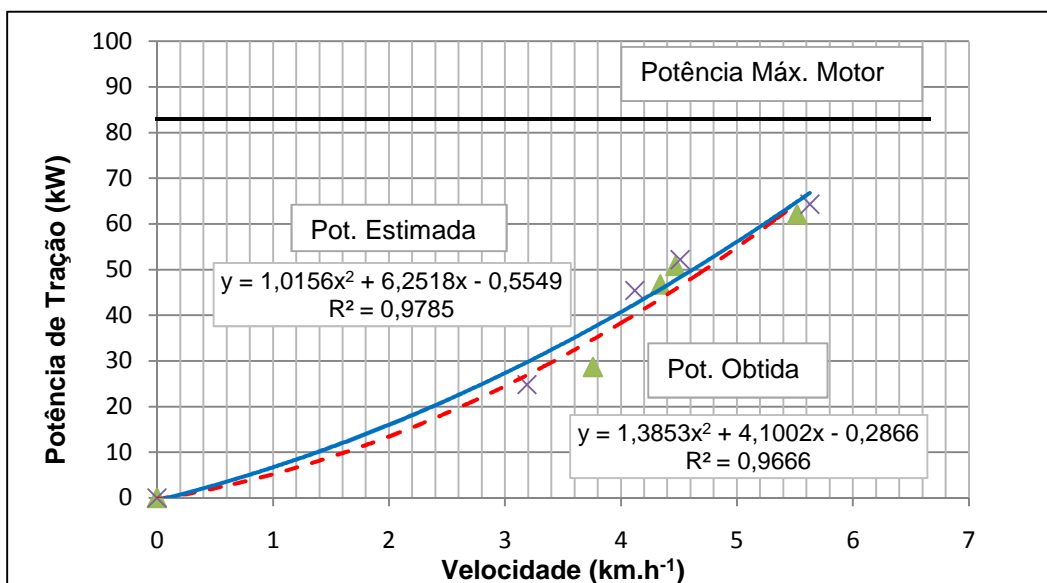


Figura 54 - Curvas comparativas de potência de tração obtida e estimada em função da velocidade de deslocamento nas condições de campo.

Para a estimativa do consumo específico através da planilha eletrônica, durante a realização da simulação do comportamento de um trator em determinada condição, pôde-se obter a potência de tração, conseqüentemente através de uma equação estimar o consumo específico. Esta equação foi obtida por uma análise de regressão em função da potência desenvolvida na barra de tração, dentro de uma faixa de 20 a 70 kW, com um coeficiente de variação e do

conjunto de dados estimados na ordem de 4,18%, sendo o coeficiente de determinação de 0,99, o que justifica o perfeito ajuste da equação.

A equação obtida é a seguinte (Equação 35):

$$y = 1098,749 - 47,865X + 0,9949X^2 - 0,0071X^3 \quad (35)$$

Onde:

Y = consumo específico (g/kW.h⁻¹);

X = potência desenvolvida na barra de tração (kW).

Os resultados da potência de tração obtida e estimada com seus respectivos consumos estão demonstrados na Tabela 12.

Tabela 12 - Valores obtidos e estimados de potência e consumo específico no teste de campo

Tratamento	Potência (kW)		Consumo específico (g/kW.h ⁻¹)	
	Obtido	Estimado	Obtido	Estimado
(T1) 2°RB	28,67	24,80	415,35	416,58
(T2) 2°RA	46,75	45,44	310,19	311,48
(T3) 3°RB	50,81	52,19	304,07	300,52
(T4) 3°RA	62,08	64,31	246,57	244,97
CV(%)	6,04	5,66	3,45	4,18

Da mesma forma que os resultados anteriores (potência e força de tração), no consumo específico houve uma alta correlação (0,98) entre os fatores obtidos e estimados, confirmando dessa forma a precisão no ajuste da equação de estimativa. Cabe ressaltar que o seu uso se restringe somente para valores de potência de tração já mencionados anteriormente.

A Figura 55 apresenta as curvas comparativas de consumo específico obtido e estimado com sua respectiva de força de tração.

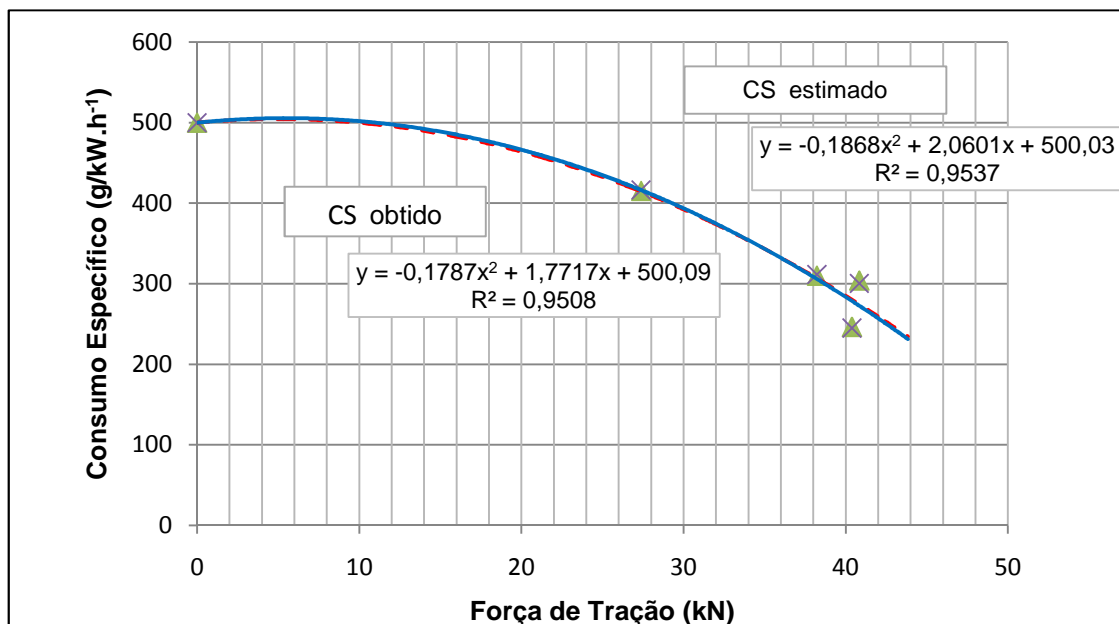


Figura 55 - Curvas comparativas de consumo específico obtido e estimado com a respectiva força de tração nas condições de campo.

A variação máxima ocorrida no consumo específico de combustível entre os valores estimados e obtidos foi de 1,19%, valor este considerado praticamente desprezível, em função da magnitude dos fatores envolvidos, e principalmente, devido variação no sistema de injeção de combustível, fator esse de difícil controle. Outro fator que também teve interferência foi a velocidade, que devido a sua pequena variação, afetou a potência desenvolvida na barra de tração, embora praticamente desprezível, alterou consequentemente o consumo, justificando assim, tal variabilidade no consumo específico, embora na prática, insignificante.

4.5.4 Resultado da simulação do ensaio de pista

A análise comparativa entre os valores obtidos no ensaio de tração em pista com os valores estimados através da simulação na planilha eletrônica são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Valores obtidos e estimados de potência, força de tração e velocidade no ensaio de pista

Tratamento	Potência (kW)		Força de tração (kN)		Velocidade (km.h ⁻¹)	
	Obtido	Estimado	Obtido	Estimado	Obtido	Estimado
(T1) 1^oRB	19,64	23,15	40,64	40,68	1,74	2,01
(T2) 1^oRA	30,48	29,19	41,85	41,94	2,62	2,46
(T3) 2^oRB	39,33	37,41	42,69	42,79	3,32	3,09
(T4) 2^oRA	50,11	53,50	47,14	47,14	3,83	4,01
(T5) 3^oRB	59,64	65,68	47,12	47,14	4,55	4,92
(T6) 3^oRA	63,86	70,23	41,65	41,66	5,54	5,96
CV(%)	6,46	3,23	3,22	3,28	1,80	1,60

Para realizar a análise de correlação (Tabela 14) envolvendo os dois fatores (obtido e estimado), realizou-se o teste de normalidade para o conjunto de dados avaliados, tendo apresentado distribuição normal apenas os valores de força de tração. Para a potência de tração, consumo específico e velocidade os dados não apresentaram distribuição normal, sendo indicada a transformação de dados, e mesmo permanecendo a não normalidade, deve se recorrer aos testes não paramétricos (STORCK,2006). Através de uma observação mais criteriosa do conjunto de dados, chegou-se a conclusão de que os valores de potência de tração do tratamento T1 (1^oRB) estavam muito fora da média, induzindo a ocorrência da não normalidade dos dados. A transformação de dados foi realizada, porém com resultados de variabilidade bastante elevada para os dados estimados comparados aos obtidos, principalmente na estimativa do consumo específico de combustível.

A solução encontrada foi eliminar o tratamento (T1), e realizar novamente o teste de normalidade, apresentando o conjunto de dados distribuição normal.

Tabela 14 - Análise de correlação entre os valores obtidos e estimados em pista.

Parâmetro de Desempenho	Correlação (r)	Nível de significância (%)
Potência (kW)	0,982	1,0
Força de Tração (kN)	0,998	1,0
Velocidade (km.h ⁻¹)	0,986	1,0

A explicação para este fato recai sobre a velocidade de deslocamento, sendo esta muito baixa, quando comparada as demais marchas (tratamentos), valor este diretamente relacionado à potência de tração, que é obtida através do produto da velocidade e força de tração.

Os valores de força de tração, potência de tração e velocidade de deslocamento são apresentados nas Figuras 56 e 57.

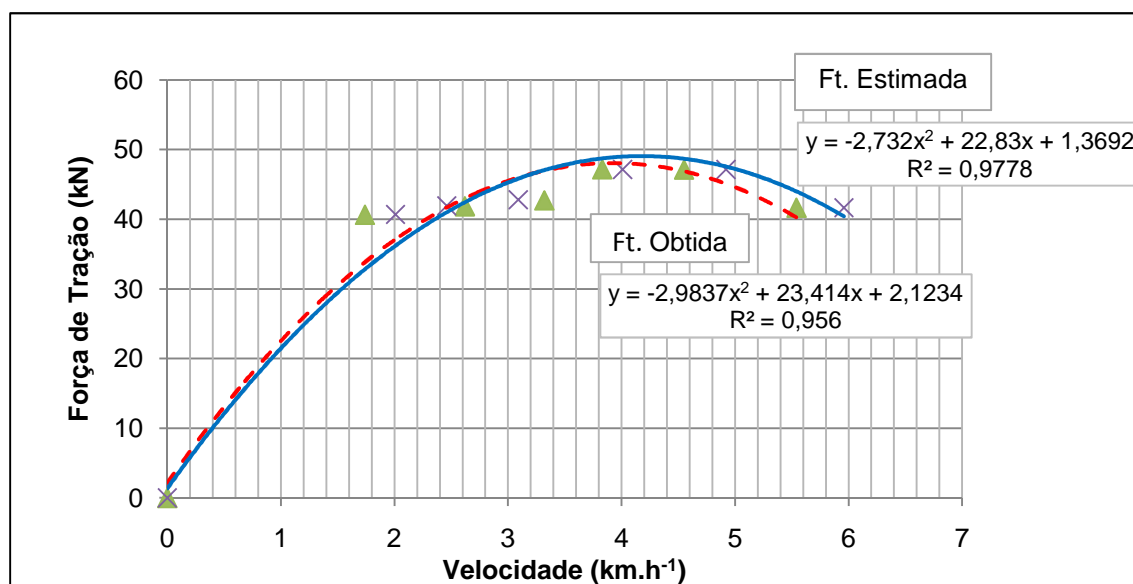


Figura 56 - Curvas comparativas de força de tração e velocidade a partir dos valores obtidos e estimados em pista.

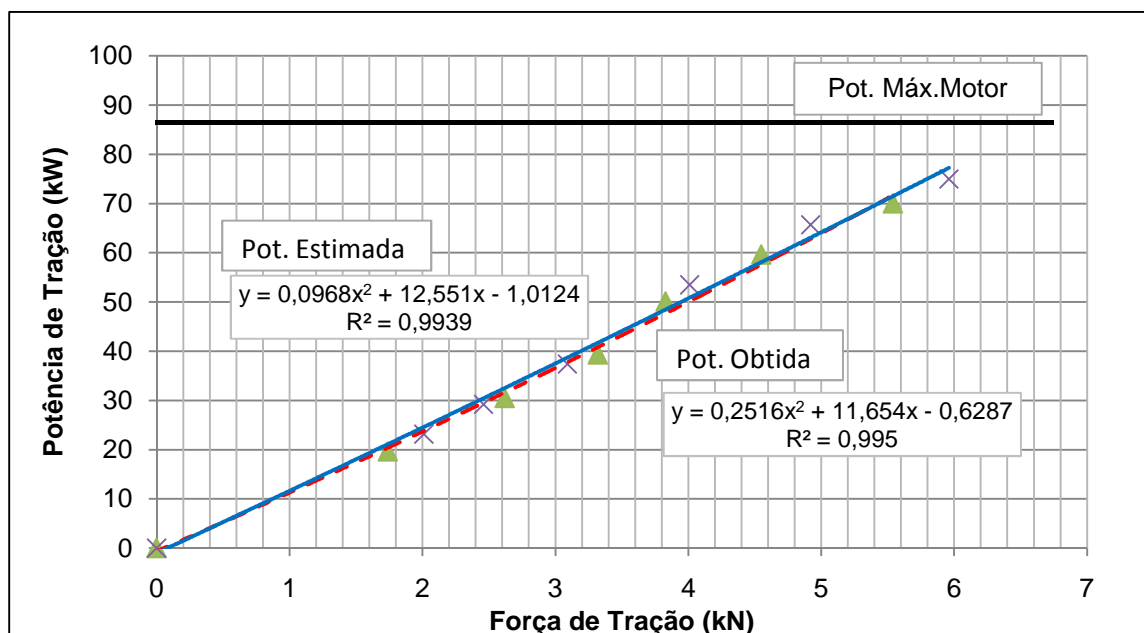


Figura 57 - Curvas comparativas de potência de tração e velocidade em pista a partir dos valores obtidos e estimados.

Através das Figuras 56 e 57, pode-se inferir que a força de tração obtida no ensaio de pista foi igual à estimada, porém com a potência de tração ocorreu uma pequena diferença devido à variação nos valores de velocidade, como já mencionado anteriormente, devido ao receptor de GPS, explicando também as diferenças das médias de velocidade, apresentadas na Tabela 13. Tal diferença de potência entre os dados obtidos e estimados, embora com alta correlação positiva (0,982) em todos nos tratamentos, T1, T4, T5 e T6, representam na prática pouca variabilidade tratando-se de estimativa (por exemplo: 8,7% para T6), por se conhecer os fatores de interferência envolvidos no processo de tração de um trator agrícola, mesmo que este esteja sobre uma superfície uniforme (pista).

A estimativa do consumo específico de combustível baseia-se na potência desenvolvida na barra de tração. Da mesma forma que foi realizada a estimativa do consumo no campo, a equação representa apenas valores de potência de tração da ordem de 20 a 70 kW, tendo um coeficiente de variação de 3,06% entre os valores estimados e um coeficiente de determinação de 0,99 o que explica o ajuste da equação.

Como já mencionado anteriormente, o tratamento T1 foi eliminado, tendo assim os demais tratamentos distribuição normal. A transformação de dados

logarítimo de x e raiz quadrada de x também foram utilizadas, mas as equações obtidas apresentaram maior variabilidade nos dados de consumo estimado, do que a equação obtida eliminando-se o primeiro tratamento.

A equação obtida é a seguinte (Equação 36):

$$Y = 1059,8653 - 44,4353X + 0,75155X^2 - 0,004036X^3 \quad (36)$$

Onde:

Y = consumo específico (g/kW.h⁻¹);

X = potência desenvolvida na barra de tração (kW).

Os resultados da potência de tração obtida e estimada com seus respectivos consumos estão demonstrados na Tabela 15.

Tabela 15 - Valores obtidos e estimados de potência de tração e consumo específico no ensaio de pista

Tratamento	Potência (kW)		Consumo Específico (g/kW.h ⁻¹)	
	Obtido	Estimado	Obtido	Estimado
(T1) 1RB	19,64	23,15	439,49	383,34
(T2) 1RA	30,48	29,19	292,60	302,95
(T3) 2RB	39,33	37,41	211,82	238,42
(T4) 2RA	50,11	53,50	214,67	215,74
(T5) 3RB	59,64	65,68	220,89	239,72
(T6) 3RA	63,86	70,23	247,45	247,82
CV(%)	6,46	3,23	3,11	3,06

O consumo específico apresentou alta correlação positiva (0,97) entre os valores obtidos e estimados, o que confere precisão aos dados estimados.

A força de tração apresentou correlação positiva (0,99) nos dois fatores estudados (obtido e estimado), sendo que a variação no consumo específico deriva da variação da potência. A maior disparidade de consumo ocorreu no tratamento T1 e T5 atingindo 12,7% entre o obtido e o estimado, pois a equação embora não tenha sido estimada pelos valores contemplados no tratamento T1, esta foi utilizada para obter a estimativa do respectivo tratamento. Em outras palavras, isto quer dizer, que o consumo pode estar 12,7% abaixo ou acima do valor real, ou seja, em um trator que consome 10 litros por hora, por exemplo, a estimativa nos remete a um valor que vai de 7,46 a 12,54 litros por hora.

A Figura 58 apresenta as curvas comparativas de consumo específico obtido e estimado na condição de pista.

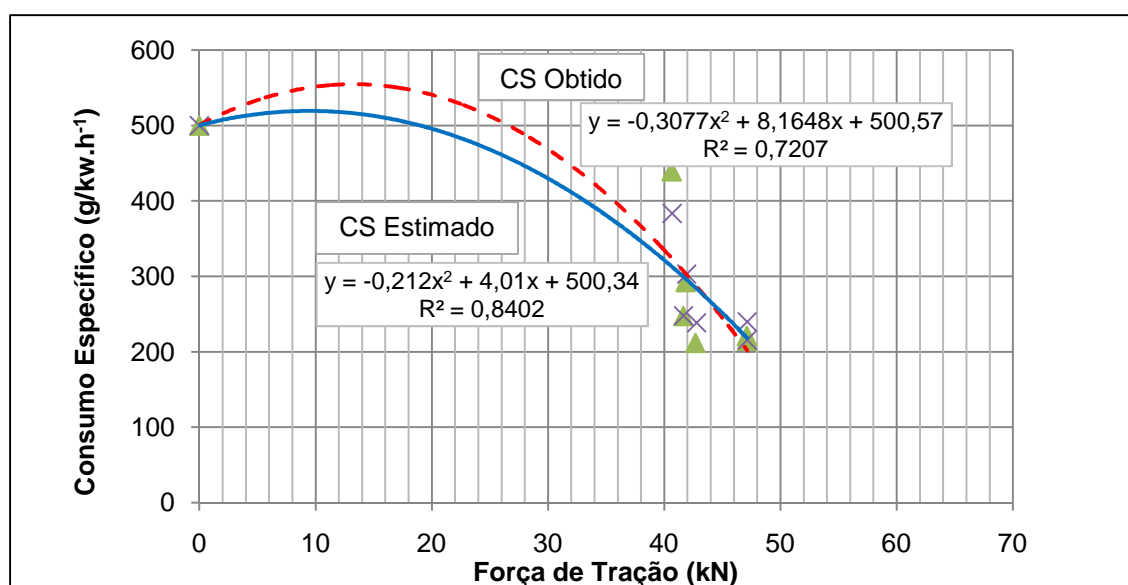


Figura 58 - Curvas comparativas de consumo específico obtido e estimado em pista com a respectiva força de tração.

A variação média ao longo dos seis tratamentos foi de - 2,09%, ou seja, o consumo específico total do trator avaliado é 2,09% menor na média quando estimado, em relação ao valor real de campo. Voltando ao exemplo anterior, se o trator consome 10 litros por hora na condição real, através da estimativa, conseguiremos estimar um consumo de 9,79 litros por hora, o que pode ser considerada uma excelente precisão.

4.6 Relação entre os parâmetros teóricos, reais e estimados

A Figura 59 a 62 apresenta os valores de força de tração em função da velocidade de deslocamento teórica, no teste de campo, ensaio de pista e estimados, para as quatro marchas comuns nas duas superfícies estudadas.

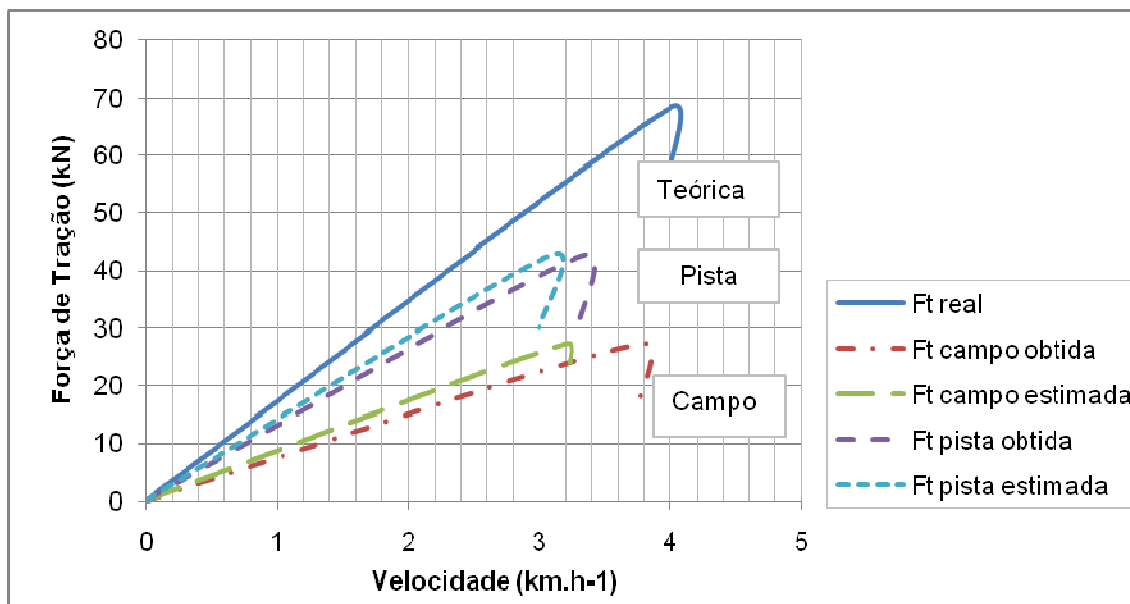


Figura 59 - Força de tração real, obtida e estimada para a marcha 2ºRB.

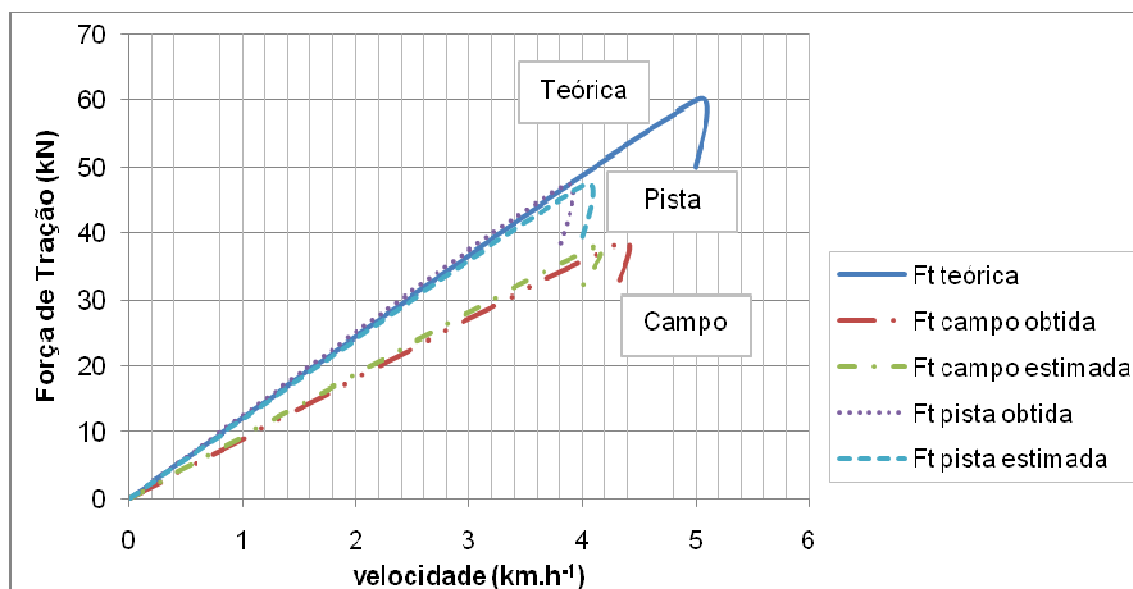


Figura 60 - Força de tração real, obtida e estimada para a marcha 2ºR A.

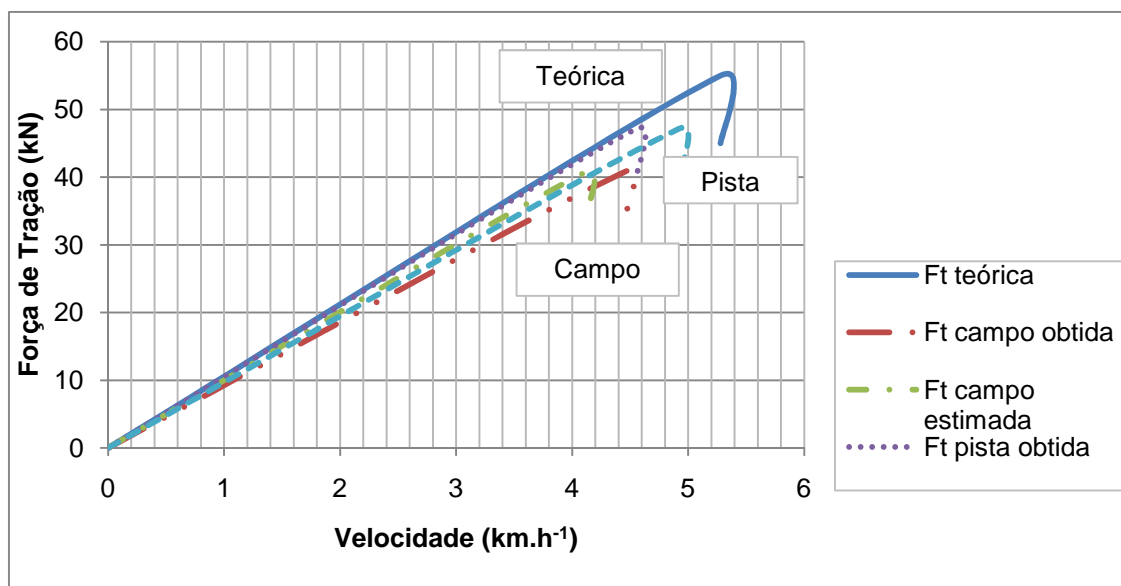


Figura 61 - Força de tração real, obtida e estimada para a marcha 3ª RB.

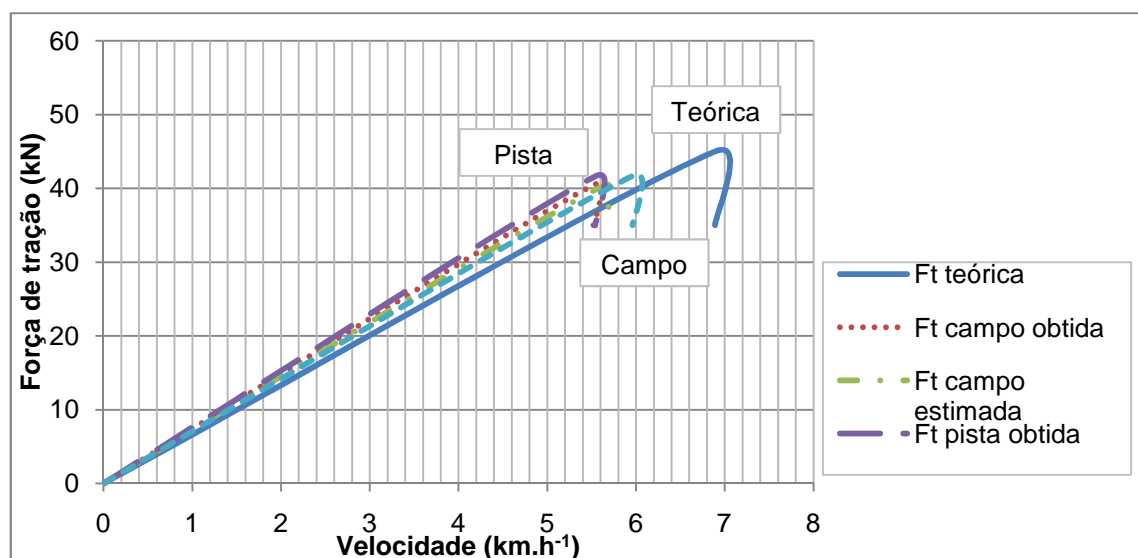


Figura 62 - Força de tração real, obtida e estimada para a marcha 3ª RA.

A estimativa dos parâmetros de desempenho de um trator agrícola se torna fácil de realizar quando não se leva em consideração os fatores de interferência que consomem a potência do motor, como por exemplo, o patinamento das rodas motrizes, resistência ao rolamento e transmissão. Quando operando em campo ou pista, o trator sofre interferência desses fatores em maior ou menor grau de

magnitude, justificando dessa forma, que sempre a força de tração nas condições de campo ou pista será menor que na condição teórica.

Portanto, em relação aos parâmetros de desempenho estudados bem como o consumo específico, pode-se estimar com elevado grau de exatidão o desempenho do trator em campo ou pista, substituindo dessa forma os ensaios tradicionais, que são demorados além do elevado custo para sua realização, o que muitas vezes inviabilizou e ainda hoje inviabiliza a sua realização. Como sugestão a realização de trabalhos futuros, seria de grande importância a adequação da equação de estimativa do consumo específico para tratores que desenvolvam potência de tração superior a 70 kW.

5 CONCLUSÕES

A realização deste trabalho permitiu propor uma nova metodologia de estimativa do desempenho do trator em condição dinâmica, sem recorrer aos ensaios tradicionais, podendo-se assim realizar as seguintes considerações:

i. A estimativa do desempenho de um trator a campo e em pista pode ser feita através da inter-relação dos modelos matemáticos já conceituados cientificamente;

ii. O comportamento do trator em campo e em pista é diferente, podendo-se dizer que não se pode afirmar que o trator terá o mesmo desempenho em campo, tendo-se apenas realizado o ensaio de pista;

iii. A simulação através da planilha eletrônica de dados permitiu estimar com elevada precisão as variáveis que antes somente eram possíveis de serem obtidas através dos ensaios dinâmicos, tendo apenas o ensaio dinamométrico como base;

iv. O confronto dos parâmetros de desempenho obtidos com os parâmetros estimados permitiu avaliar o grau de exatidão das estimativas, podendo dessa forma afirmar, que se pode estimar o desempenho de um trator agrícola a partir do ensaio dinamométrico, substituindo os ensaios tradicionais de pista.

6 RECOMENDAÇÕES

I. Como recomendação para trabalhos futuros, sugere-se a realização de novos testes de campo e ensaios de pista para a estimativa do consumo de combustível para tratores que desenvolvam uma potência na barra de tração superior a 70 kW.

II. Dar continuidade na realização de trabalhos com tratores de outras faixas de potência em diferentes condições de solo, a fim de aprimorar as estimativas realizadas a partir do uso de equações.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. **ASAE D497.2:** agricultural machinery management data. 42th ed. St. Joseph: ASAE, 1995. p.373-380.

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. **ASAE S209.5** Agricultural Tractor Test Code. St. Joseph:ASAE,1989. p. 44-48

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. **ASAE EP 496.2 FEB03:** Standards: standards engineering practices data. St. Joseph:ASAE,2003. p. 366-372.

ANFAVEA – Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores.

Máquinas agrícolas automotrizes – Produção, vendas internas e exportações. Anuário da Indústria Automobilística Brasileira. 2011.

BALASTREIRE, L. A. **Máquinas agrícolas.** 3. ed. Piracicaba, SP: Luiz Antonio Balastreire, 2007.

BARBOSA. R.L. et al.Desempenho comparativo de um motor de ciclo diesel utilizando diesel e misturas de biodiesel. **Ciência e Agrotcnologia.**, Lavras, v. 32, n. 5, p. 1588-1593, set./out., 2008.

BASSO, H.D. El tractor como base de La mecanización: Em trabajos de tracción. **In:** 17º Conferencia Internacional de Mecanización Agraria, 1º Ponencia Zaragoza, España, p3-34, 1985.

BRIXIUS, W.W., WISMER, R.D. Traction Prediction Equations for Wheeled vehicles. **John Deere Report No. 109.** Project 9008. Technical Center, Deere&Company, Moline, Illinois, 1975.

CATALÁN, M. H. **Análisis del comportamiento en tracción de tractores agrícolas de simple y doble tracción. Comparación entre resultados experimentales y teorías de predicción.** 1993. 143f. (Doutorado em energia, máquinas e irrigação) – Universidade Politécnica de Madrid. Madrid, Espanha, 1993.

CATANEO et al; Efeitos da lastragem no desempenho de tratores agrícolas: Ensaio em pista de concreto.In: **Anais** do XXI Congresso Brasileiro de Engenharia agrícola. Santa Maria,RS, Brasil,1992.

CENEA, Centro Nacional de Engenharia Agrícola. **Boletim Técnico**, 1985.

CLARA. M. P. et al. **Bancos de Ensaio e testes a motores de combustão interna.** Apostila. Instituto Politécnico de Bragança. 2007.

COATES, W. Comparison of bias and radial tractor tire on a soft soil. **Transactions of the ASAE**, 1985, v.28, n.o 4. P. 1090-1093.

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.

CORRÊA, I.M.; MAZIERO, J.V.G.; YANAI, K; LOPES, A. **Técnicas de determinação da patinagem das rodas motrizes de tratores agrícolas.** Campinas: Instituto Agrônômico,1999. 15 p. (BoletimTécnico, 179).

CORREA, I. M.; YANAI, K.; MAZIERO, J. V. G.; LANÇAS, K. P. Determinação da circunferência de rolamento de pneus agrícolas utilizando dois métodos: manual e eletrônico. **Bragantia**, Campinas, v. 58, n. 1, p.179-184, 1999.

EMBRAPA, Centro Nacional de Pesquisa de Solo. Sistema brasileiro de classificação de solos. Rio de Janeiro: Embrapa Solos, 1999. 412p.

EUSTÁQUIO, S.J. et al. **Montagem de bancada dinamométrica para ensaios de motores utilizando biodiesel e misturas diesel-biodiesel**. Disponível em: <<http://www.biodiesel.gov.br/docs/congresso2006/Outros/MontagemBancada4.pdf>>
> Acesso em : 12 de out. 2010.

FILHO, A.G.S. e SANTOS, J. E.G.G. **Apostila de máquinas agrícolas**. Universidade Estadual Paulista, Campus Universitário de Bauru. 2001 Disponível em:< <http://www.feb.unesp.br/abilio/maqagri.pdf>> Acesso em: 12 de out 2009.

GABRIEL FILHO, A. et al. Desempenho operacional de trator em solo com três tipos de cobertura vegetal. In: CONGRESSO BRASILEIRO ENGENHARIA AGRÍCOLA, 31., 2002. Salvador. **Anais...** Salvador: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 2002. p. 1-4.

GABRIEL FILHO, A. et al. 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.

GABRIEL FILHO, A. et al. Unidade Móvel para ensaio da barra de tração. **Engenharia Agrícola**., Jaboticabal, v.28, n.4, p.782-789, out./dez. 2008

GAMERO, C.A.; LANÇAS, K.P. **Ensaio e certificação das máquinas de mobilização periódica do solo**. In: MIALHE, L.G. Máquinas agrícolas: ensaio e certificação. Piracicaba: CNPq-PADCT/TIBFEALQ,1996. p.463-514.

GASTÃO, M. et al. Eficiência energética de tratores agrícolas fabricados no Brasil1. **R. Bras. Eng. Agríc. Ambiental**, v.14, n.4, p.418–424, 2010.

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.

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.

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

LEE, D. R.; KIM, K. U. Effect of inflation pressure on tractive performance of bias ply tires. **Journal of Terramechanics**, v. 34, n. 3, p. 187-208, 1997.

LILJEDAHL, J.B.; CARLETON, W.M.; TURNQUIST, P.K.; SMITH, D.W. Traction. In: Traction and their power units. **Connecticut: Avi Publish Company**, n.2, 1996. p.219-26.

LINARES, P et al. **Teoría de la tracción de tractores agrícolas**. Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos da Universidad Politécnica de Madrid,2006. 254 p.

LOPES. A. et al . 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**, Campina Grande, v7, n.2, p.382-86, jul. 2003.

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.

MACMILLAN, R.H. **The Mechanics of Tractor - Implement Performance: Theory and Worked Examples**. Melbourne, 2002. 165 p.

MÁRQUEZ, L. **Predicción del comportamiento de um tractor a la barra a partir Del ensayo de su motor em banco**. 1980. -f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Politécnica de Madrid. Madrid, 1980.

MÁRQUEZ, L. **Curso de tratores agrícolas**. Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria, 2010.

MIALHE, L. G. **Manual de mecanização agrícola**. São Paulo: Ceres, 1974. 301p.
MIALHE, L.G. **Gerência de sistema tratorizado vs operação otimizada de tratores**. Piracicaba: ESALQ/USP, 1991. 30 p.

MIALHE, L. G. **Máquinas agrícolas: ensaios & certificações**. Piracicaba: FEALQ, 1996. 722 p.

KNOB, M.J. **Estudo de trafegabilidade aplicado a veículos de rodas em transporte e tração**. 2010. 152f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade federal de Santa Maria. Santa Maria, 2010.

MONTEIRO,L.A. Desempenho de um trator agrícola equipado com pneus radiais e diagonais equipados com três níveis de lastros líquidos. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal , v. 31, n. 3, p. 551-560, mai. 2011.

MONTEIRO, L.A. **Desempenho operacional e energético, segundo a norma OECD – Code 2 de dois tratores agrícolas 4x2 tda com motores de 132 kw em pista concreto e solo agrícola**.2011. 92f.Tese (Doutorado em Agronomia) – Universidade Estadual Paulista. Botucatu, 2011.

MOREIRA, P. R. **Ésteres combustíveis sob condições de pré-aquecimento e variação no avanço de injeção**. 2008. 135f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria – UFSM, Santa Maria.

NEUJHR, et al. Comportamento da área de contato e raio dinâmico de um pneu agrícola diagonal em função da pressão interna. *In*: XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 1998, Poços de Caldas, MG. **Anais ...** Poços de Caldas, 1998. 442p. p.241-243.

NEUJAHR, 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, mai. 2001.

NTTL – **Nebraska Tractor Testing Laboratory**. Disponível em:<
<http://tractortestlab.unl.edu/>>. Acesso em: 10 abr. 2009.

PAZ, M. A. **Tractores**. Madrid: CIE,SL DOSSAT, 2000. 646 p.

PRIDDY, J. D. **Stochastic vehicle mobility forecasts using NRMM**. Report 3– Database development for statistical analysis of the NRMM II cross country traction empirical relationships. U. S. Army Engineer Waterways Experiment Station,Vicksburg. Tech report GL-95-8. 1995.

RENIUS, K. Th. Trends in tractor design with particular reference to europe. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v.57, p.3–22, 1994.

RUSSINI, A. **Projeto, construção e teste de instrumentação eletrônica para avaliação do desempenho de tratores agrícolas**. 2009. 142f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2009.

SANTOS, P.M. **Modelagem do desempenho em tração de conjuntos mecanizados visando ao dimensionamento do trator**. 2010. 161f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria, 2010.

SCHLOSSER, J. F. **Influence del avance cinemático de las ruedas delanteras motoras en la eficiencia en tración de los tractores agrícolas**. 1996. 286f. Tese(Doutorado em Ingeniería Rural) – Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrônomos. Madrid, 1996.

SCHLOSSER, J. F. **Dinâmica da tração**. Santa Maria: Departamento de Engenharia Rural da Universidade Federal de Santa Maria, 2006. Apresentação de aula da disciplina de Mecanização Agrícola.

SCHLOSSER, J. F. **Motores e tratores agrícolas**. Santa Maria: Departamento de Engenharia Rural da Universidade Federal de Santa Maria, 1997. 76 p. Caderno didático.

SHARMA, A.K; PANDEY, K.P. A review on contact area measurement of pneumatic tyre on rigid and deformable surfaces. **Journal of Terramechanics**, Oxford, v.33, n.5, p.253-64, 1996

SILVA, S.L.; BENEZ,S.H. Construção de um sistema de aquisição de dados para avaliação do desempenho energético de máquinas e implementos agrícolas em ensaios de campo. **Revista Energia na Agricultura**, Botucatu, v. 12, n. 3, p. 10-18, 1997.

SORANSO, A. M. **Desempenho de um trator agrícola utilizando biodiesel destilado etílico e metílico**. 2006. 68 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Estadual do Paraná –UNIOESTE, Cascavel.

SOUSA FILHO, E.G. **Avaliação de teorias de predição do comportamento de tratores agrícolas**. 2001. 153f. (Dissertação de mestrado) - Universidade federal de Santa Maria, UFSM, Santa Maria, Brasil, 2001.

SRIVASTAVA, A.K. et al; **Engineering Principles of Agricultural Machines**. USA:Books &Journals,1993. 601p.

SRIVASTAVA, A.K., GOERING, C.E., ROHRBACH, R.P. Tractor hitching, traction and testing. In: Engineering principles of agricultural machines. 3 ed. St. Joseph: **American Society of Agricultural Engineers**, p.117-145, 1996.

STORCK, L; et al. **Experimentação vegetal**. Universidade Federal de Santa Maria: Santa Maria, 2006.198p.

USDA – **Soil Conservation Service**. Soil Survey Investigations Report n.1. Washington, 1972. 63p. Disponível em: <<http://w3.ufsm.br/fisicadosolo/downloads/TexturaPipeta1.pdf>>. Acesso em: 23 abr. 2010.

ZOZ, F.M. Predicting tractor field performance (updated). St. Joseph: **ASAE**, 1987. p.15. (ASAEPaper, 87-1623).

ZOZ, F. **Belt and tire tractive performance**. Milwaukee: Society of Automotive Engineers, 1997. 8 p.

YANAI, K.; SILVEIRA, G.M.; LANÇAS, K.P.; CORRÊA, I.M.; MAZIERO, J.V.G. Desempenho operacional de trator com e sem acionamento da tração dianteira auxiliar. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v.34, n.8, p.1427-34, 1999.

WISMER, R. D., LUTH, H. J. Off-Road Traction Prediction of Wheeled Vehicles. **ASAE Paper No. 72-619**, 1974.

8 ANEXOS

7.1 Anexo I – Instrumentação eletrônica

A instrumentação eletrônica utilizada foi desenvolvida por Russini (2009) na qual possui como central de armazenamento de dados um *datalogger* com capacidade de armazenamento de 4 Mb, com 16 canais analógicos e 2 canais de pulso. O sistema de alimentação de energia varia de 9,6 a 16 volts, embora o indicado seja 12 volts, sem oscilação. O arranjo da instalação pode ser vista através da Figura 63.

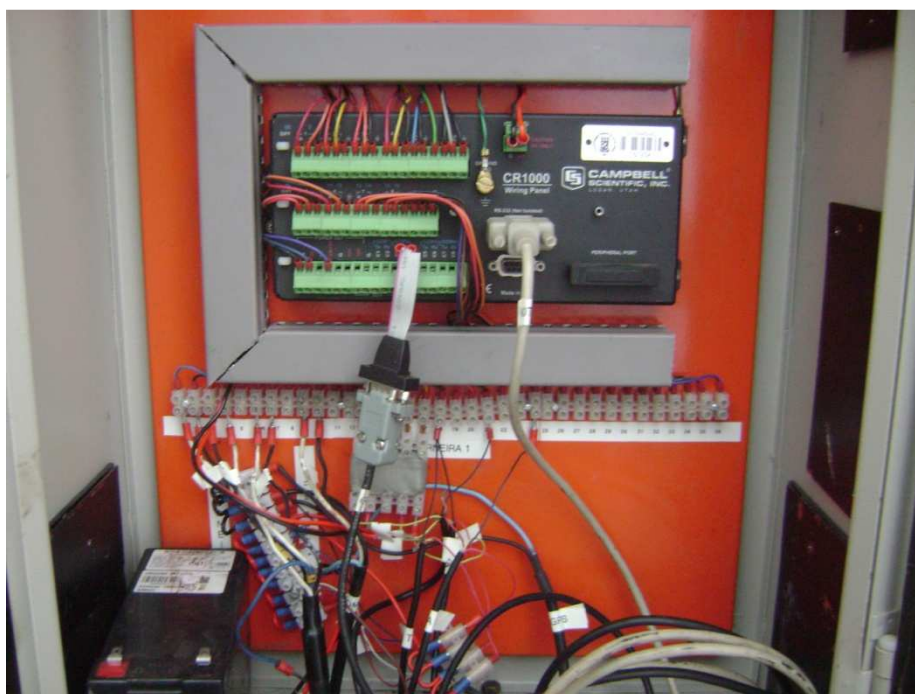


Figura 63 – Arranjo da instalação dos sensores no *datalogger*.

O tempo de aquisição dos dados foi estipulado em dois segundos, sendo que toda a rotina da coleta de dados obedeceu a uma programação, conforme a exigência do experimento. Após a realização dos testes, todos os dados armazenados, foram transferidos a um computador portátil na forma de arquivo texto, sendo abertos em planilhas de cálculos do Microsoft Excel[®], para análise e interpretação.

8.1.1 Determinação do consumo de combustível

Para medida do consumo de combustível foi utilizado um fluxômetro da marca Oval M-III model LSF 41, composto por duas engrenagens. Uma delas possui um ímã que sensibiliza um sensor indutivo a cada volta (1ml de volume deslocado), gerando um pulso que é convertido e armazenado no *datalogger* e, através da Equação 37, pode-se obter diretamente o consumo em $L.h^{-1}$.

$$Cs(L.h^{-1}) = Pul . 1,8 \quad (37)$$

Onde:

Cs = consumo em $L.h^{-1}$;

Pul = pulsos gerados pelo fluxômetro.

A utilização do valor 1,8 na Equação 32 deve-se ao fato de que o total de pulsos obtidos a cada 2 segundos é multiplicado por 30 (transforma em minutos) e após novamente por 60 para transformar para horas. Isso é o mesmo que multiplicar por 1800 e após dividir por 1000 para transformar $ml.h^{-1}$ em $L.h^{-1}$, ou seja, basta multiplicar o número de pulsos por 1,8.

Nesse sistema, o retorno do combustível oriundo da bomba injetora e dos bicos não retorna ao tanque, sendo conduzido para ser novamente bombeado através de uma ligação realizada após o fluxômetro. Desta maneira, esse combustível é forçado a ser consumido, não passando mais pelo fluxômetro. A instalação desse equipamento pode ser visualizada na Figura 64.



Figura 64 - Instalação do fluxômetro para determinação do consumo de combustível.

8.1.2 Velocidade real de deslocamento

A velocidade de deslocamento do trator teste foi obtida através de um receptor de sinal de GPS marca Trimble, modelo AgGPS EZ-Guide SL. O receptor de sinal foi instalado no ponto mais alto do trator, a fim e de se ter menor interferência no sinal. O visor da barra de luzes deste equipamento foi fixado acima do painel de instrumentos, podendo assim, o operador acompanhar a velocidade de deslocamento e o estado de funcionamento do sistema. Um cabo de comunicação serial RS 232 – DB9 conectava o GPS com o *datalogger*, transmitindo uma informação em formato de *string*, que continha, além dos dados de altitude, latitude e longitude, o valor da velocidade real de deslocamento do trator, sendo esta, utilizada na determinação do patinamento.

8.1.3 Determinação do patinamento

Para obtenção dos valores de patinamento das rodas motrizes, foram montadas quatro rodas dentadas com 32 dentes cada, fixadas pelo lado de fora do aro dos pneus, através de suportes. Cada engrenagem possui um sensor de proximidade indutivo, que indica uma frequência de acordo com a passagem dos dentes pelo sensor, conforme a rotação da roda (Figura 65). A velocidade da roda é obtida através da Equação 38:

$$V_{roda} = \left[\left(\frac{Freq \cdot Per \cdot 3,6}{n} \right) \right] \quad (38)$$

Onde:

V_{roda} = velocidade da roda em $km.h^{-1}$;

Freq = frequência captada pelo sensor em Hz;

Per = perímetro da roda em metros;

n = número de dentes da engrenagem.



Figura 65 – Sensor indutivo e roda dentada fixado ao aro através de suportes.

Com base na velocidade escalar da roda e na velocidade real de deslocamento obtida pelo receptor de sinal de GPS do trator, calculou-se o patinamento das rodas motrizes, através da Equação 39, proposta por Gabriel Filho et al.(2004).

$$S = \left[\left(\frac{V_{roda} - V_{gps}}{V_{gps}} \right) \right] \cdot 100 \quad (39)$$

Onde:

V_{gps} = velocidade média obtida pelo receptor de GPS em km.h^{-1}

V_{roda} = velocidade média da roda medida em km.h^{-1}

8.1.4 Força de tração

Para a medida da força de tração, foi utilizada uma célula de carga devidamente calibrada de 100 kN (10.000 kgf), da marca Alfa modelo 10T, com sensibilidade de 2 mV/V +/- 0,1% e precisão de 0,01 kN. Foi instalada entre a barra de tração do trator teste e o trator freio, através de uma barra de tração retrátil. O trator teste exerce uma força de tração e essa força é medida pela célula de carga (Figura 66) em igual amplitude, através de sinais elétricos, de acordo com a intensidade. Os sinais elétricos gerados em mV são convertidos e armazenados no *datalogger*.

A força de tração (FT) foi calculada em kN pela Equação 40:

$$F_t = C \times F_{Br6W} \times F_c \quad (40)$$

Onde:

F_t = Força de tração (kgf);

C = constante de conversão (4,8581 kN mV⁻¹);

F_{Br6W} = sinal elétrico emitido pela célula (mV);

F_c = fator de calibração da célula, adimensional.



Figura 66 - Célula de carga acoplada a barra de tração para determinação da força de tração.

A calibração da célula de carga foi realizada no Centro de Tecnologia da Universidade Federal de Santa Maria, através de uma prensa hidráulica aferida pelo INMETRO, pertencente ao Laboratório de Materiais de Construção Civil, utilizada em ensaios para determinação da resistência dos materiais, obtendo-se assim o fator de calibração da célula (F_c).

Anexo II – Informações referentes à norma ISO 789/1 - 1981

7.2.1 Cálculo do fator de correção

Consiste em fator a qual o valor de potência deve ser modificado em função das diferenças das condições atmosféricas onde o teste foi realizado.

- Temperatura: $\pm 25^{\circ}\text{C}$.
- Pressão atmosférica: 100 kPa desconsiderando os valores de umidade. Temperaturas na faixa de 10 a 35°C os efeitos da umidade podem ser desconsiderados, não necessitando correção.
- Limitações no uso da fórmula de correção: a fórmula de correção é estritamente válida somente quando o fator de correção for entre 0,96 e 1,1;

O fator de correção pode ser obtido através da Equação 41:

$$FC = F_a \times F_m \quad (41)$$

Onde:

F_c = fator de correção;

F_a = fator atmosférico;

F_m = Fator do motor.

Sendo os valores de F_a , são obtidos através da Equação 42:

$$F_a = \left[\left(\frac{99}{P_a} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{T}{298} \right)^{1,5} \right] \quad (42)$$

Onde:

F_a = fator atmosférico;

T = temperatura absoluta em $^{\circ}\text{K}$;

p = pressão atmosférica em kilopascals.

O fator do motor é determinado pela Equação 43:

$$F_m = 0,036 \times q_c - 1,14 \quad (43)$$

Onde:

Fm = fator do motor

Qc = pressão de combustível (50 mg . L⁻¹);

Observação: o fator do motor não deve ser usado quando o fator atmosférico for maior que 0,97 e menor que 1,03.

8.1.2 Cálculo da potência

Como citado anteriormente, o dinamômetro obtém o valor do torque com sua respectiva rotação, por isso há a necessidade de se calcular a potência (o torque e a rotação são medidas e a potência é calculada). Com base nesses dois valores, calcula-se a potência através da Equação 44:

$$N_{(kW)} = 0,000104719 \times M(\text{Nm}) \times n \quad (44)$$

Onde:

N= potência em kW

M(Nm) = Torque nominal em Nm;

n = rotação do motor (rpm).

8.1.3 Consumo específico

O consumo específico pode ser calculado através da Equação 45:

$$C_s = \left(\frac{C_h \cdot \rho \cdot 1000}{N} \right) \quad (45)$$

Onde:

Cs = consumo específico expresso em g.kW.h⁻¹ ou g.CV.h⁻¹

p = densidade do combustível (± 0,875)

N = Potência em kW ou CV

Obs: Segundo CENEA (1986):

Abaixo de 260 (191) g.kW.h⁻¹ (g.cv.h⁻¹) = bom

Entre 260 e 280 (191 e 206) g.kW.h⁻¹ (g.cv.h⁻¹) = razoável

Entre 280 e 292 (206 e 215) g.kW.h⁻¹ (g.cv.h⁻¹) = elevado

Acima 292 (215) g.kW.h⁻¹ (g.cv.h⁻¹) = inaceitável

8.1.4 Correção dos valores de torque ou torque equivalente

Existe uma diferença de torque entre o motor e a saída na tomada de potência, devido a relação de transmissão da tomada de potência. Esse fator foi cuidadosamente observado, pois é diferente entre os modelos de tratores, e poderá representar um erro bastante significativo quando não considerado. É obtido através da seguinte Equação (46):

$$M_{eq} = \left(\frac{M_{Tdp}}{it} \right) \quad (42)$$

Onde:

M_{Tdp} = torque obtido na tomada de potência

it = relação de transmissão da tomada de potência

A relação de transmissão entre o motor e a saída no eixo da tomada de potência é obtida pela razão entre a rotação fornecida pelo motor e a rotação na saída do eixo da TDP.

