

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

Marcelo Silveira de Farias

**ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL DE TRATORES AGRÍCOLAS  
UTILIZANDO DIFERENTES TRANSMISSÕES E  
ESTRATÉGIA DE CONDUÇÃO**

Santa Maria, RS  
2016

**Marcelo Silveira de Farias**

**ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL DE TRATORES AGRÍCOLAS UTILIZANDO  
DIFERENTES TRANSMISSÕES E ESTRATÉGIA DE CONDUÇÃO**

Tese apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração Mecanização Agrícola, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Doutor em Engenharia Agrícola.**

Orientador: Prof. Dr. José Fernando Schlosser

Santa Maria, RS  
2016

Ficha catalográfica elaborada através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Central da UFSM, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Farias, Marcelo Silveira de  
Economia de combustível de tratores agrícolas  
utilizando diferentes transmissões e estratégia de  
condução / Marcelo Silveira de Farias.- 2016.  
93 f.; 30 cm

Orientador: José Fernando Schlosser  
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa  
Maria, Centro de Ciências Rurais, Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Agrícola, RS, 2016

1. Ensaio de tração 2. Transmissão CVT 3. Eficiência  
no consumo de combustível I. Schlosser, José Fernando II.  
Título.

---

© 2016

Todos os direitos autorais reservados a Marcelo Silveira de Farias. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser feita mediante a citação da fonte.

Endereço: Rua Francisco Lameira, 580/302, Bairro Duque de Caxias, Santa Maria, RS. CEP: 97.070-360

Fone: (0xx) 55 3027 5979; Email: silveira\_farias@hotmail.com

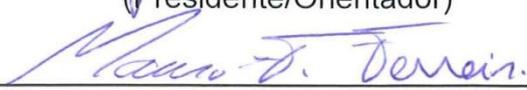
**Marcelo Silveira de Farias**

**ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL DE TRATORES AGRÍCOLAS UTILIZANDO  
DIFERENTES TRANSMISSÕES E ESTRATÉGIA DE CONDUÇÃO**

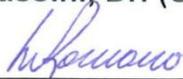
Tese apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração Mecanização Agrícola, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Doutor em Engenharia Agrícola**.

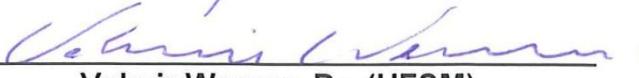
**Aprovado em 19 de agosto de 2016:**

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

  
\_\_\_\_\_  
**Mauro Fernando Ferreira, Dr. (UFPEL)**

  
\_\_\_\_\_  
**Alexandre Russini, Dr. (UNIPAMPA)**

  
\_\_\_\_\_  
**Leonardo Nabaes Romano, Dr. (UFSM)**

  
\_\_\_\_\_  
**Valmir Werner, Dr. (UFSM)**

Santa Maria, RS  
2016

## DEDICATÓRIA

*Aos meus avós, meus pais, meus irmãos e minha noiva com eterna gratidão pelos ensinamentos, conselhos, apoio e carinho durante o período de elaboração deste trabalho.*

## AGRADECIMENTOS

A Deus pela existência e oportunidades concedidas, me dando saúde, paz e tranquilidade nos momentos mais decisivos;

A Universidade Federal de Santa Maria, instituição que me acolheu, me tornou um profissional qualificado e me possibilitou ingressar na carreira docente;

Ao meu grande amigo e orientador Professor José Fernando Schlosser, pelos ensinamentos, companheirismo, convívio e conselhos ao longo de todos esses anos que atuei no Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas. A admiração que tenho é tão grande quanto à confiança em mim depositada;

A CAPES pelo auxílio financeiro concedido para a realização deste trabalho e pela oportunidade de participar do Programa de Doutorado Sanduíche no Exterior;

A minha querida coorientadora no exterior, Professora Pilar Linares que, durante os sete meses em que fui aluno da *Universidad Politécnica de Madrid*, dedicou muito carinho, sabedoria e paciência para ensinar-me sobre o “mundo” das transmissões CVT;

Aos amigos e colegas de laboratório, Juan Paulo Barbieri, Fabrício Azevedo Rodrigues, Javier Solis Estrada, Gustavo Oliveira dos Santos, Alfran Tellechea Martini, Gilvan Moisés Bertollo, Giacomo Müller Negri, Luis Fernando Vargas de Oliveira, Iury Yago Port Rüdell, Juliane Damasceno; e aos ex-colegas Ulisses G. Frantz, Éder Dornelles Pinheiro, Gismael F. Perin, Marçal E. Dornelles, Gustavo Heller Nietiedt, Alexandre Russini, André Luis Casali, Rodrigo Lampert Ribas, Leonardo Brondani, Niumar D. Aurélio, Pietro F. Araldi, Paula Machado dos Santos, Marivan da Silva Pinho e Daniel Uhry, pelo convívio, companheirismo e amizade e demonstrarem na prática que, independente da situação, a união faz a força;

Aos amigos que deixei em Madrid, em especial, aos que me acolheram na Casa do Brasil e aos engenheiros de ensaios e mecânicos da *Estación de Mecánica Agrícola*, que se empenharam e fizeram o possível para a execução deste trabalho.

Meu sincero, muito obrigado!

“Não tentes ser bem sucedido, tenta antes ser um homem de valor...”

Albert Einstein.

## RESUMO

### ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL DE TRATORES AGRÍCOLAS UTILIZANDO DIFERENTES TRANSMISSÕES E ESTRATÉGIA DE CONDUÇÃO

AUTOR: Marcelo Silveira de Farias  
ORIENTADOR: José Fernando Schlosser

Por ser um combustível de origem mineral e devido ao preço de comercialização, o consumo de óleo Diesel de um trator torna-se um dos aspectos mais importantes a considerar no momento da sua aquisição e utilização. O conhecimento de estratégias adequadas na condução, aliado à escolha correta de modernas transmissões de potência podem auxiliar os agricultores a diminuir os custos de produção. Quando se conduz o trator de distintas maneiras, com diferentes tipos de transmissão de potência, de forma mais eficiente e econômica, o consumo de combustível se altera. O objetivo deste trabalho de pesquisa foi avaliar o efeito de diferentes tipos de transmissão de potência e estratégias de condução no consumo de combustível de tratores agrícolas. Para isto, foram conduzidos dois experimentos na Estação de Mecânica Agrícola, Madrid, Espanha, utilizando dois tratores, sendo um equipado com transmissão Powershift e o outro com Transmissão Continuamente Variável. Para a avaliação utilizou-se procedimento normalizado, com aplicação de seis cargas parciais (30; 40; 50; 60; 70 e 80%), por meio da frenagem com um carro dinamométrico instrumentado, em pista de concreto, em três velocidades de deslocamento (5,16; 7,29 e 10,58 km.h<sup>-1</sup>). O trator equipado com transmissão Powershift foi conduzido de duas maneiras: Aceleração Máxima e Marcha Longa - Aceleração Reduzida. Já o trator equipado com Transmissão Continuamente Variável foi conduzido utilizando-se o modo automático. As variáveis respostas avaliadas foram a rotação e a eficiência térmica do motor, os consumos horário e específico de combustível. Foi realizada a análise de variância e os dados que apresentaram diferença foram submetidos ao teste de Tukey ( $\rho \leq 0,05$ ), para comparação de médias. Os resultados indicaram que o modo Marcha Longa - Aceleração Reduzida (transmissão Powershift) pode ser recomendado como uma estratégia de condução do trator agrícola, visto que podem ser obtidas economias de até 29,39% de combustível em relação ao modo Aceleração Máxima, normalmente recomendado pelos fabricantes. O consumo específico de combustível do trator equipado com transmissão Continuamente Variável diminui à medida que as cargas parciais e as velocidades de deslocamento são incrementadas.

**Palavras-chave:** Ensaio de tração. Transmissão CVT. Eficiência no consumo de combustível.

## ABSTRACT

### FUEL ECONOMY OF AGRICULTURAL TRACTORS USING DIFERENT TRANSMISSIONS AND DRIVING STRATEGY

AUTHOR: Marcelo Silveira de Farias  
ADVISOR: José Fernando Schlosser

Due to Diesel oil's mineral origin and marketing price, the consumption of this fuel by a tractor becomes one of the most important aspects at the time of its acquisition and use. Knowledge of the appropriate strategies in driving combined with correct selection of modern power transmissions can help farmers to reduce production costs. When driving the tractor of different ways with different types of power transmissions, more efficiently and cost-effectively, the fuel consumption changes. The following research aimed to evaluate the effects of different types of power transmission and driving strategies on fuel consumption of agricultural tractors. For this, two experiments were conducted at the Agricultural Mechanics Station, Madrid, Spain, using two tractors, one equipped with Powershift transmission and the other with Continuously Variable Transmission (CVT). Standard procedure has been applied considering six load levels (30; 40; 50; 60; 70 and 80%) by means of breaking with a dynamometer car instrumented in a concrete test track, at three travel speeds (5.16; 7.29 and 10.48 km.h<sup>-1</sup>). Furthermore, the tractor equipped with Powershift transmission was conducted in two ways: Full throttle; Gear up - throttle down. Already the tractor equipped with Continuously Variable Transmission was conducted using the automatic mode. The responses evaluated variables were speed and thermal efficiency of the engine and hourly and specific fuel consumption. Analysis of variance was performed and that presented difference the data were subjected to the Tukey's test ( $p \leq 0.05$ ) for comparison of averages. The results indicate that the Gear up - throttle down mode (Powershift transmission) can be recommended as a strategy of agricultural tractor driving, since savings may be obtained up to 29.39% of fuel in relation to the Full throttle, typically recommended by manufacturers. The specific fuel consumption of tractor equipped with Continuously Variable Transmission decreases as the load levels and travel speeds are incremented.

**Keywords:** Traction test. CVT transmission. Fuel consumption efficiency.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Forma de condução convencional de tratores agrícolas. ....	21
Figura 2 - Tipos de transmissões CVT, quanto ao fluxo de potência: a) sem divisão de potência, e b) com divisão de potência. ....	27
Figura 3 - Transmissão CVT com divisão de potência: a) sistema planetário divisor e b) sistema planetário somador. ....	28
Figura 4 - Representação esquemática da transmissão de potência CVT, desde o motor até as rodas motrizes do trator. ....	29
Figura 5 - Balanço de potência de um trator agrícola, para diferentes relações de transmissão. ....	32
Figura 6 - Croqui de uma pista para ensaio de tração de tratores agrícolas. ....	39
Figura 7 - Vista aérea da Estação de Mecânica Agrícola, Madrid, Espanha. ....	40
Figura 8 - Tratores agrícolas utilizados nos experimentos: MF 7616 Dyna-6 (esquerda) e MF 7618 Dyna-VT (direita). ....	41
Figura 9 - Escalonamento de marchas à frente da transmissão Dyna-6. ....	42
Figura 10 - Representação esquemática do sistema de transmissão Dyna-VT. ....	43
Figura 11 - Amaciamento do motor do trator MF 7616 Dyna-6, utilizando freio dinamométrico móvel, antes da realização dos experimentos. ....	45
Figura 12 - Determinação das massas: a) total; b) do eixo dianteiro e c) do eixo traseiro, do trator MF 7616 Dyna-6. ....	46
Figura 13 - Determinação da circunferência de rolamento do trator MF 7616 Dyna-6. ....	48
Figura 14 - Potência na barra de tração em função da força de tração para as velocidades 5,16; 7,29 e 10,48 km.h <sup>-1</sup> , do trator MF 7616 Dyna-6. ....	51
Figura 15 - Carro dinamométrico utilizado para avaliar o desempenho em tração dos tratores agrícolas: a) utilizado como veículo e b) utilizado como freio. ....	53
Figura 16 - Interior do carro dinamométrico: a) posto de operação e b) painéis de controle dos parâmetros de desempenho em tração do trator e da intensidade de frenagem do carro. ....	53
Figura 17 - Instalação da central de transferência de dados dos sensores do trator para o programa computacional do carro dinamométrico. ....	55
Figura 18 - Representação esquemática dos experimentos. ....	56
Figura 19 - Rotações do motor e marchas de trabalho utilizadas, bem como as velocidades teóricas de deslocamento correspondentes, para o trator MF 7616 Dyna-6. ....	58
Figura 20 - Comportamento da rotação do motor em função das cargas parciais impostas ao trator, utilizando as estratégias de condução, para as velocidades de deslocamento: a) 5,16; b) 7,29 e c) 10,48 km.h <sup>-1</sup> . ....	62

Figura 21 - Variação do consumo horário de combustível em função das cargas parciais impostas ao trator, utilizando as estratégias de condução, para as velocidades de deslocamento: a) 5,16; b) 7,29 e c) 10,48 km.h <sup>-1</sup> . .....	64
Figura 22 - Variação do consumo específico de combustível em função das cargas parciais impostas ao trator, utilizando as estratégias de condução, para as velocidades de deslocamento: a) 5,16; b) 7,29 e c) 10,48 km.h <sup>-1</sup> . .....	68
Figura 23 - Variação da eficiência térmica do motor em função das cargas parciais impostas ao trator, utilizando as estratégias de condução, para as velocidades de deslocamento: a) 5,16; b) 7,29 e c) 10,48 km.h <sup>-1</sup> . .....	72
Figura 24 - Variação da rotação do motor em função das cargas parciais impostas ao trator, para as três velocidades de deslocamento. ....	75
Figura 25 - Variação do consumo horário de combustível em função das cargas parciais impostas ao trator, para as três velocidades de deslocamento. ....	77
Figura 26 - Variação do consumo específico de combustível em função das cargas parciais impostas ao trator, para as três velocidades de deslocamento. ....	79

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Lastragem, massa total e por eixo, e a distribuição estática da massa sobre os eixos dos tratores MF 7616 Dyna-6 e MF 7618 Dyna-VT.....	47
Tabela 2 - Relação de transmissão total e respectiva velocidade teórica de deslocamento ( $\text{km.h}^{-1}$ ) para cada marcha da transmissão Dyna-6. ....	49
Tabela 3 - Configurações das cargas para as três velocidades de deslocamento utilizadas nos experimentos. ....	52
Tabela 4 - Relação dos tratamentos experimentais utilizados nas avaliações.....	59
Tabela 5 - Resumo da ANOVA para os parâmetros rotação do motor (rpm), consumo horário ( $\text{L.h}^{-1}$ ) e específico de combustível ( $\text{g/kW.h}^{-1}$ ) e eficiência térmica do motor (%), para modo, velocidade, carga e suas interações.....	61
Tabela 6 - Diferença das médias de consumo horário de combustível ( $\text{L.h}^{-1}$ ) para as estratégias de condução, os níveis de cargas parciais aplicados ao trator e as velocidades de deslocamento. ....	65
Tabela 7 - Diferença das médias de consumo específico de combustível ( $\text{g/kW.h}^{-1}$ ) para as estratégias de condução, os níveis de cargas parciais aplicados ao trator e as velocidades de deslocamento.....	69
Tabela 8 - Diferença das médias de eficiência térmica do motor (%) para as estratégias de condução, os níveis de cargas parciais aplicados ao trator e as velocidades de deslocamento. ....	73
Tabela 9 - Resumo da ANOVA para os parâmetros rotação do motor (rpm), consumo horário ( $\text{L.h}^{-1}$ ) e específico de combustível ( $\text{g/kW.h}^{-1}$ ), para velocidade, carga e suas interações. ....	74
Tabela 10 - Diferença das médias de rotação do motor (rpm) para as velocidades de deslocamento e os níveis de cargas parciais impostas ao trator. ....	76
Tabela 11 - Diferença das médias de consumo horário de combustível ( $\text{L.h}^{-1}$ ) para as velocidades de deslocamento e os níveis de cargas parciais impostas ao trator.....	77
Tabela 12 - Diferença das médias de consumo específico de combustível ( $\text{g/kW.h}^{-1}$ ) para as velocidades de deslocamento e os níveis de cargas parciais impostas ao trator.....	79

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Coeficientes de resistência ao rolamento em diferentes tipos de solo. ...	36
Quadro 2 - Especificações técnicas dos motores dos tratores agrícolas utilizados nos experimentos. ....	44
Quadro 3 - Instrumentação eletrônica utilizada para aquisição dos dados referentes ao desempenho em tração dos tratores agrícolas avaliados. ....	54

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AGCO	<i>Your Agriculture Company</i>
AM	Aceleração Máxima
ANOVA	Análise da variância
cv	Coefficiente de variação
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i>
CVU	<i>Cylinder Variable Unit</i>
DIC	Delineamento Inteiramente Casualizado
EMA	Estação de Mecânica Agrícola
GUTD	<i>Gear up and Throttle Down</i>
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IRSTEA	Unidade de Investigação em Tecnologias para a Segurança e Desempenho de Equipamentos Agrícolas
it	Relação de transmissão
kPa	Quilopascal
kW	Quilowatt
MF	Massey Ferguson
MLAR	Marcha Longa - Aceleração Reduzida
OECD	<i>Organization for Economic Co-operation and Development</i>
psi	Libra força por polegada quadrada
SCR	<i>Selective Catalytic Reduction</i>
TDA	Tração dianteira auxiliar
TDP	Tomada de potência
TE	<i>Thermal Efficiency</i>
UE	Unidade experimental
UFMS	Universidade Federal de Santa Maria
UPM	<i>Universidad Politécnica de Madrid</i>

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	17
1.1	HIPÓTESES	18
1.2	OBJETIVOS	18
1.2.1	<b>Objetivo geral</b>	18
1.2.2	<b>Objetivos específicos</b>	18
1.3	CONTRIBUIÇÕES DA TESE	19
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	20
2.1	TRATOR AGRÍCOLA	20
2.2	ESTRATÉGIAS DE CONDUÇÃO DE TRATORES AGRÍCOLAS	21
2.2.1	<b>Consumo de combustível</b>	22
2.2.2	<b>Relação das estratégias de condução com o consumo de combustível</b>	24
2.3	TRANSMISSÕES DE POTÊNCIA	24
2.3.1	<b>Transmissão Powershift</b>	25
2.3.2	<b>Transmissão Continuamente Variável</b>	26
2.4	DESEMPENHO EM TRAÇÃO DE TRATORES AGRÍCOLAS	29
2.4.1	<b>Capacidade de tração</b>	30
2.4.2	<b>Potência na barra de tração</b>	31
2.4.3	<b>Balanco de potência</b>	31
2.4.3.1	<i>Potência perdida na transmissão</i>	33
2.4.3.2	<i>Potência perdida por patinamento das rodas motrizes</i>	34
2.4.3.3	<i>Potência perdida pela resistência ao rolamento</i>	35
2.4.4	<b>Eficiência de tração</b>	36
2.5	ENSAIOS DE DESEMPENHO EM TRAÇÃO DE TRATORES AGRÍCOLAS	37
<b>3</b>	<b>MATERIAL E MÉTODOS</b>	40
3.1	LOCAL DOS EXPERIMENTOS	40
3.2	TRATORES AGRÍCOLAS UTILIZADOS NOS EXPERIMENTOS	41
3.3	ADEQUAÇÕES E DETERMINAÇÕES REALIZADAS NOS TRATORES	46
3.3.1	<b>Massa dos tratores</b>	46
3.3.2	<b>Pressão interna dos pneus</b>	47
3.3.3	<b>Circunferência de rolamento e avanço cinemático</b>	48
3.4	SELEÇÃO DAS VELOCIDADES TEÓRICAS DE DESLOCAMENTO	49
3.5	SELEÇÃO DAS CARGAS IMPOSTAS	51
3.6	CARRO DINAMOMÉTRICO	52
3.7	INSTRUMENTAÇÃO ELETRÔNICA PARA AQUISIÇÃO DOS DADOS	54
3.8	PROCESSAMENTO DOS DADOS	56
3.9	PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS E ESTATÍSTICOS	57
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	60
4.1	TRANSMISSÃO POWERSHIFT	60
4.1.1	<b>Rotação do motor</b>	61
4.1.2	<b>Consumo horário de combustível</b>	63
4.1.3	<b>Consumo específico de combustível</b>	67
4.1.4	<b>Eficiência térmica do motor</b>	71
4.2	TRANSMISSÃO CVT	73
4.2.1	<b>Rotação do motor</b>	74

4.2.2	Consumo horário de combustível.....	76
4.2.3	Consumo específico de combustível.....	78
5	CONCLUSÕES .....	81
6	RECOMENDAÇÕES .....	82
	REFERÊNCIAS .....	83
	APÊNDICE A - CONDIÇÕES ATMOSFÉRICAS DURANTE A REALIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS.....	90
	ANEXO A - PROCEDIMENTOS PARA REALIZAÇÃO DE ENSAIOS DE DESEMPENHO EM TRAÇÃO, ESTABELECIDOS NO CÓDIGO 2 DA OECD (2014).....	92

## 1 INTRODUÇÃO

As áreas agrícolas que caracterizam o agronegócio brasileiro, as quais figuram como principais responsáveis pela manutenção de 23% do PIB do país são altamente dependentes da mecanização agrícola. Neste contexto, o trator agrícola é considerado um dos elementos fundamentais na manutenção e elevação dos padrões produtivos.

A principal função dos tratores agrícolas é transformar a energia química contida nos combustíveis em trabalho, que por sua vez, na sua grande maioria, é realizado tracionando máquinas e implementos agrícolas, por meio da força desenvolvida na barra de tração.

Grande parte dos combustíveis utilizados nas máquinas agrícolas é de origem mineral, isto é, proveniente de fonte finita. Conforme dados do Censo Agropecuário 2006, levantados pelo Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), 86% de todo o combustível líquido utilizado na agricultura brasileira é óleo Diesel mineral (IBGE, 2006). Ainda, segundo dados do instituto de pesquisa, este combustível é utilizado em motores agrícolas de ciclo Diesel, que equipam mais de um milhão de tratores e colhedoras autopropelidas no Brasil.

Devido, principalmente, ao preço de comercialização do óleo Diesel, o consumo de combustível pelo motor de um trator agrícola é um dos aspectos a ser analisado no momento da sua utilização. Neste sentido, o uso de tecnologias e o conhecimento de estratégias de condução do trator são alternativas que podem fazer com que a quantidade gasta de combustível seja reduzida, tornando a produção agropecuária mais lucrativa e sustentável.

No que diz respeito às tecnologias disponíveis, tratores equipados com Transmissão Continuamente Variável (CVT) possuem elevado nível de eletrônica embarcada, capaz de gerenciar, de forma automática e simultânea, a rotação do motor e a relação de transmissão, para que possam trabalhar em um ponto de máxima eficiência de consumo de combustível.

Já as estratégias de condução são formas de gerenciar de maneira conjunta o motor e a transmissão, com o objetivo de reduzir o consumo de combustível. Estas estratégias podem ser aplicadas em todos os tipos de tratores, até mesmo aqueles que possuem transmissão de potência exclusivamente por pares de engrenagens.

Assim, o conhecimento do desempenho em tração, principalmente no que se refere ao consumo de combustível de tratores agrícolas, equipados com diferentes tipos de transmissão de potência e operados de modo estratégico, pode servir para utilizar estas máquinas de forma mais eficiente e econômica.

## 1.1 HIPÓTESES

Utilizando-se um trator com transmissão Powershift de forma estratégica, com rotação mais baixa do motor e selecionando uma marcha de trabalho mais longa, é possível reduzir consideravelmente, o consumo de combustível.

O trator equipado com transmissão CVT quando submetido à elevada demanda de tração e a altas velocidades de deslocamento tem maior eficiência no consumo de combustível em relação às menores demandas e baixas velocidades.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Avaliar o efeito de diferentes tipos de transmissão de potência e do uso de estratégia de condução no consumo de combustível de tratores agrícolas.

### 1.2.2 Objetivos específicos

i. Avaliar o comportamento da rotação do motor em função do aumento da velocidade de deslocamento e das cargas parciais impostas aos tratores equipados com transmissão Powershift e CVT.

ii. Determinar o consumo de combustível e a eficiência térmica do motor de um trator com transmissão Powershift, conduzido de duas maneiras diferentes variando a carga imposta na barra de tração e a velocidade de deslocamento.

iii. Determinar o consumo de combustível de um trator com transmissão CVT, utilizando o modo automático, variando a carga imposta na barra de tração e a velocidade de deslocamento.

iv. Determinar se existe relação entre o consumo de combustível e a velocidade de deslocamento para ambos os tratores.

### 1.3 CONTRIBUIÇÕES DA TESE

Em face do exposto, acredita-se que a obtenção de uma estratégia de condução racional do trator agrícola, principalmente, no que se refere ao uso de combustível, venha a contribuir para o treinamento de operadores e a consolidação do aprendizado do uso destas tecnologias, assim como, para que as empresas do setor passem a orientar seus clientes sobre a utilização adequada do trator.

Espera-se, também, recomendar a utilização de um trator equipado com transmissão mecânica ou hidrostática, de acordo com a demanda de tração o qual será submetido, em função da eficiência no consumo de combustível podendo, ainda, reduzir as emissões dos gases poluentes na atmosfera, já que dependem, principalmente, da rotação e da quantidade de combustível consumida pelo motor.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 TRATOR AGRÍCOLA

Buscando-se obter um veículo capaz de realizar tração, em substituição aos animais de trabalho até então usados, aproximadamente, em 1850, popularizou-se a combinação de duas palavras do idioma inglês, que deram origem a esta inovação: motor de tração (*TRACtion moTOR*) ou trator (SIMONE et al., 2006).

De acordo com a Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico (OECD, 2014), os tratores agrícolas são veículos autopropelidos de rodas, com pelo menos dois eixos ou com esteiras, projetados para realizar as seguintes operações, principalmente, para fins agrícolas e florestais: tracionar reboques, implementos, ferramentas e máquinas agrícolas e ainda, quando requerido, proporcionar potência necessária para que estes trabalhem parados ou em movimento.

Mialhe (1996) conceitua o trator 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.

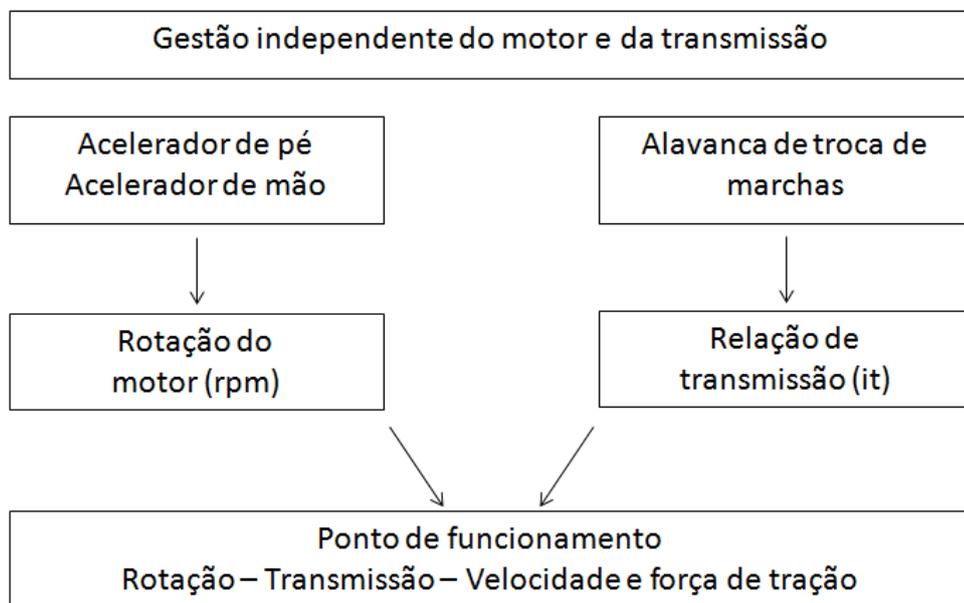
O trator agrícola é a principal fonte móvel de potência para a agricultura (SCHLOSSER, 1997; GABRIEL FLHO et al., 2008). Sem ele o sistema de produção agrícola não atenderia os atuais patamares de produção. Segundo Bilski (2013), o trator agrícola de rodas é comumente, o veículo mais utilizado nas propriedades rurais, onde estima-se que existam mais de 29 milhões de tratores no mundo.

A evolução dos tratores agrícolas é notável desde seu advento, sendo que as máquinas atualmente desenvolvidas se destacam não só por realizarem funções básicas de tração e transmissão de potência, mas também, por serem eficientes e com custos cada vez mais otimizados (MÁRQUEZ, 2012). A utilização do trator, dentro da propriedade agrícola, é muito diversificada e a busca otimizada de seu desempenho se justifica (VALE et al., 2011).

## 2.2 ESTRATÉGIAS DE CONDUÇÃO DE TRATORES AGRÍCOLAS

Tradicionalmente, os tratores são conduzidos mediante a gestão independente do motor e da transmissão. No motor altera-se sua rotação, por meio dos aceleradores, de pé e de mão, e na transmissão altera-se sua relação, por meio das alavancas da caixa de marchas. Na Figura 1, adaptada de Linares et al. (2006), é representada a forma de condução de tratores agrícolas, convencionalmente utilizada pelos agricultores.

Figura 1 - Forma de condução convencional de tratores agrícolas.



Fonte: Adaptado de Linares et al., 2006.

Segundo Alonso (2014), a partir da gestão independente destes dois parâmetros (rotação do motor e relação de transmissão), obtém-se um ponto de funcionamento do motor, uma determinada velocidade de trabalho e força de tração.

Um trator tem várias formas de condução e configurações de engrenagens de caixa de câmbio, diferencial e redução final. Assim, diferentes combinações de configurações de engrenagens são usadas para fornecer a potência necessária e adequada para cada tipo de operação em condição de campo (KIM et al., 2013). A seleção do equipamento ideal para determinado tipo de operação é importante, visto que a carga que atua sobre o trator, a durabilidade das peças, a qualidade e o

desempenho da operação é determinada pela configuração de engrenagens (PARK et al., 2010a).

Estratégias de condução são formas de gerenciar de maneira conjunta o motor e a transmissão, de forma manual ou automática, com o objetivo de reduzir o consumo de combustível ao nível mais baixo possível, e assim obter maior eficiência no consumo de óleo Diesel e no manejo de máquinas e implementos agrícolas acoplados ao trator (ALONSO, 2014).

Cada operação agrícola deve ser executada a uma velocidade ideal, sendo esta obtida a partir da relação de uma determinada rotação do motor e marcha de trabalho. Isto, geralmente, é feito de forma manual, pelo operador do trator. De acordo com Park et al. (2010b), com o objetivo de obter uma significativa economia de combustível, sem diminuir a eficiência da operação, pode-se reduzir a rotação do motor e selecionar uma marcha de trabalho mais longa.

Grisso et al. (2014) conceituam esta prática como “*Gear up and Throttle Down*” (GUTD) a qual pode ser traduzida para a língua portuguesa como “Marcha para cima e aceleração para baixo”. Esta técnica pode ser utilizada para a realização de operações agrícolas leves como, por exemplo, semeadura a lanço, trabalhos com grades niveladoras, roçadas, pulverização, dentre outras.

Para utilizar a condução de forma automática, os tratores agrícolas atuais possuem uma rede de sensores situados em pontos estratégicos, que emitem sinais a uma central eletrônica que, por sua vez, utilizando um programa informático, processa os sinais e geram comandos a diversos atuadores que gerenciam o motor e a transmissão (ALONSO, 2014).

### **2.2.1 Consumo de combustível**

Os sistemas de energia, transportes e agricultura são reconhecidos como os principais setores econômicos que precisam tomar decisões adequadas, a fim de reduzir os altos consumos de combustível e, por consequência, a poluição ambiental (PÉREZ-MARTÍNEZ, 2012). Além disso, os próprios agricultores têm interesse em reduzir os custos com óleo Diesel mineral, visando obter maior lucratividade e sustentabilidade de seu sistema produtivo.

Em termos de potencial para redução dos custos de produção, a mecanização pode ser considerada como o fator principal (PELOIA & MILAN, 2010).

Os custos com combustível representam no mínimo 16%, podendo atingir 45% dos custos hora de um trator agrícola, dependendo do tipo de combustível e do tempo de trabalho, sendo que este representa a maior parcela do custo horário da máquina (MATTOS et al., 1981; SIEMENS & BOWERS, 1999).

Na escolha do trator ideal para realizar as operações agrícolas, podem ser avaliados diversos itens, como potência, conforto, manobrabilidade, facilidade de manutenção e preço de aquisição, sendo que o conhecimento da eficiência energética do trator poderia ser mais um item a ser considerado em sua seleção (SILVEIRA & SIERRA, 2010).

Atualmente, o consumo de combustível de um trator agrícola é um dos aspectos mais importantes no momento da sua utilização, devido ao preço de comercialização do óleo Diesel (ALONSO, 2014). Por isso, ainda segundo o autor, há a necessidade do conhecimento dos fatores que interferem no consumo, para que seja o mais eficiente possível.

A quantidade de combustível que é consumida para a realização de determinadas operações agrícolas é influenciada por fatores como lastro, força demandada na barra de tração, tipo de pneu e velocidade de deslocamento (LOPES et al., 2003). Neste sentido, além destes fatores, é importante analisar os efeitos da seleção de marchas durante a realização das operações agrícolas (KIM et al., 2013).

Segundo Mialhe (1996), o combustível consumido pelo motor pode ser quantificado de duas maneiras: em relação ao tempo (consumo horário) e em relação ao trabalho mecânico desenvolvido (consumo específico). Ainda, segundo o autor, o consumo horário pode ser obtido por leitura direta de instrumentos de mensuração (fluxômetros), podendo ser expresso em termos ponderal ( $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ) ou volumétrico ( $\text{L}\cdot\text{h}^{-1}$ ). Já o consumo específico foi desenvolvido por engenheiros de motores para indicar quanto de combustível é consumido por um motor para realizar uma quantidade de trabalho (MIALHE, 1996; SRIVASTAVA et al., 2006). De acordo com Lopes et al. (2003), o consumo específico é a forma técnica de expressar o gasto de combustível, pelo fato de considerar a massa e a potência ( $\text{kg}/\text{kW}\cdot\text{h}^{-1}$  ou  $\text{g}/\text{kW}\cdot\text{h}^{-1}$ ), podendo ser usado para comparar motores, tratores e equipamentos de tamanho e formas diferentes.

Outra forma de quantificar o gasto de combustível é em função da área útil trabalhada, conhecido como consumo operacional de combustível ( $\text{L}\cdot\text{ha}^{-1}$ ), que é

determinado por meio da relação entre o consumo horário de combustível e a capacidade de campo efetiva (MIALHE, 1974).

### **2.2.2 Relação das estratégias de condução com o consumo de combustível**

Diferentes consumos de combustível podem ser obtidos para o mesmo tipo de trabalho, dependendo da marcha utilizada (RESSICA et al., 1996; HANSSON et al., 2003).

O consumo de um motor varia segundo a rotação da árvore de manivelas e carga imposta. Assim, atuando sobre o acelerador e a caixa de marchas, pode-se obter um adequado aproveitamento da potência e da transformação do combustível em energia. Isto é possível graças à gestão eletrônica dos tratores, que é a base de uma estratégia de condução. De uma forma simplificada, sem que o operador perceba, uma central eletrônica reconhece o momento ótimo de realizar a troca de marchas ou alterar a rotação do motor, para cada operação (ALONSO, 2014).

Outra forma, tema principal que será abordado nesta tese, é a seleção do tipo de transmissão. De acordo com Alonso (2014), com a seleção de uma transmissão CVT, por exemplo, consegue-se que a seleção da rotação do motor e a relação de transmissão sejam sempre adequadas, para obter os menores consumos possíveis, em qualquer condição de trabalho.

Por esta razão, a gestão de maneira conjunta do motor e da transmissão, seja ela realizada de forma manual ou automática, é muito importante para oferecer uma rotação constante do motor e poder variar a velocidade, de acordo com as condições de trabalho. Segundo Alonso (2014), isto pode ser alcançado por meio das estratégias de condução dos tratores modernos, em especial, para os modelos que dispõem de transmissão CVT.

## **2.3 TRANSMISSÕES DE POTÊNCIA**

O sistema de transmissão é o conjunto de elementos que garantem a transferência da potência do motor do trator para os diferentes mecanismos a serem utilizados, como: sistema hidráulico, tomada de potência (TDP) e barra de tração (SRIVASTAVA et al., 2006; MÁRQUEZ, 2012). A transmissão se realiza modificando

simultaneamente os dois fatores que compõem a potência: torque e rotação do motor (MÁRQUEZ, 2012).

A transmissão de potência ocorre por meio do uso ou não da embreagem, a qual tem a função de conectar ou desconectar o motor da caixa de câmbio. Esta caixa é formada por uma série de engrenagens que permitem a seleção da velocidade e do torque mais adequados para uma determinada operação agrícola, preconizando, assim, maior economia de combustível, bem como, o aumento da eficiência operacional (SCHLOSSER, 1997).

Devido à diversidade das operações agrícolas, em geral, nos tratores se dispõe de um número elevado de marchas em comparação aos automóveis. Sua necessidade é consequência da falta de elasticidade do motor de ciclo Diesel (ORTIZ-CAÑAVATE & HERNANZ, 1989). Os elevados torques transmitidos e a necessidade do escalonamento de marchas, nos tratores, fazem do conjunto de transmissão o elemento fundamental (MÁRQUEZ, 2012).

As caixas de marchas dos tratores agrícolas evoluíram muito nos últimos 30 anos (ORTIZ-CAÑAVATE & HERNANZ, 1989). Renius (1994) e Kim et al. (2000) definem a importância de uma transmissão, e consideram que esta pode representar cerca de 25 a 30% do custo total do trator.

Os tratores têm sofrido uma evolução tecnológica na sua concepção e utilização. Assim, de forma gradual, essas máquinas foram sendo aperfeiçoadas em termos de desempenho do motor, eficiência de transmissão, consumo de combustível e harmonização do conjunto mecanizado (KABIR et al., 2014).

### **2.3.1 Transmissão Powershift**

Em todo o mundo, a disseminação de transmissões tradicionais tem sido ampliada com tecnologias muito simples adotadas para serem utilizadas em tratores nos países em desenvolvimento, enquanto que as transmissões com múltiplas engrenagens e automáticas têm sido adotadas para grandes tratores sofisticados, em mercados altamente industrializados (KEMPF, 1999).

O termo “Powershift” refere-se ao fato de não ser mais necessário o acionamento da embreagem pelo operador para que a troca de marchas seja realizada (GOERING, 1992). Para Márquez (2012) este tipo de transmissão é conhecido como “câmbio em carga”.

As configurações de transmissões hidrostáticas, utilizadas em tratores agrícolas, são baseadas em pacotes de discos com embreagens que direcionam o movimento da potência e do torque diferentemente dentro do sistema de transmissão, graças aos princípios de pressão hidrostática (RIBAS et al., 2010). Ainda, de acordo com os autores, este sistema torna possível a redução da velocidade e conseqüente ampliação do torque sem a necessidade de paradas do trator, o que pode aumentar a eficiência operacional.

Desde o aparecimento das transmissões Powershift, em tratores agrícolas, o requisito utilizado para combinar o motor e a transmissão para aumentar a produtividade no desempenho do trator, tem levado a um aumento significativo no número de marchas das transmissões escalonadas (LINARES et al., 2010).

Em um trator equipado com um motor com baixa reserva de torque o número de marchas deve ser maior. Por isso, o escalonamento da caixa de marchas é muito importante para poder conseguir diferentes velocidades de deslocamento a uma mesma rotação do motor (ALONSO, 2014).

As transmissões nos últimos anos têm evoluído de forma considerável, tendo uma grande importância no aproveitamento da potência do motor e na condução do trator. Por isso, a transmissão mecânica que proporciona a troca de marchas sem a necessidade de acionar a embreagem é uma opção recomendada (ALONSO, 2014).

### **2.3.2 Transmissão Continuamente Variável**

Embora a disponibilidade de transmissões mecânicas tenha aumentado, as transmissões hidrostáticas também têm se proliferado, principalmente, as transmissões CVT, em tratores de média e alta potência (RENIUS & RESCH, 2005). Desde 1996, quando o primeiro trator com transmissão CVT foi apresentado, a presença deste tipo de transmissão é crescente e todos os fabricantes oferecem esta tecnologia na sua linha de produtos, na Europa (LINARES et al., 2010).

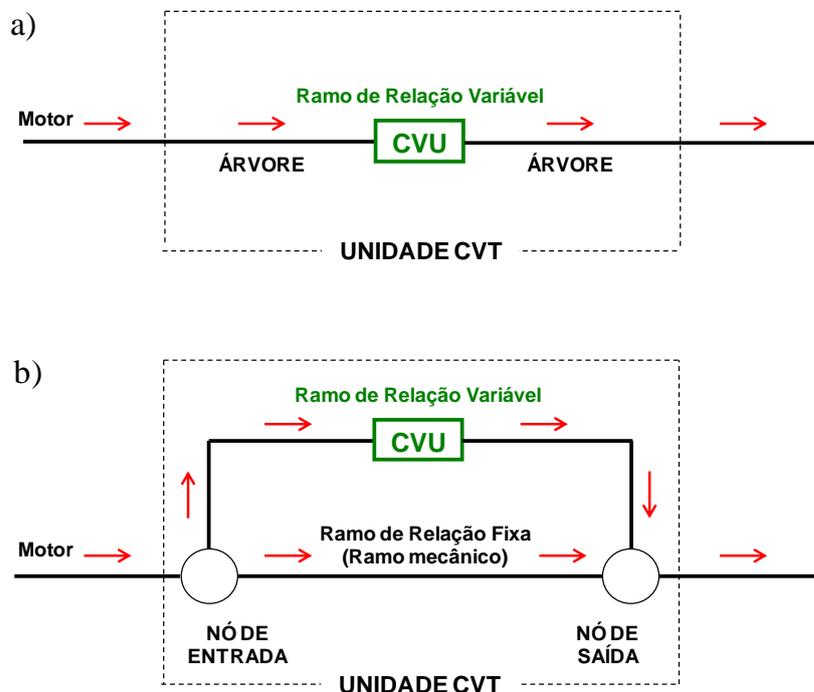
A tecnologia CVT (*Continuously Variable Transmission*), em tratores agrícolas, pavimentou o caminho para uma gestão integral do motor e da transmissão e para o desenvolvimento de estratégias de condução, que melhoram a produtividade e o conforto (LINARES et al., 2010). Ainda, segundo os autores, a introdução da eletrônica embarcada em tratores permitiu o gerenciamento automático e simultâneo de ambos os componentes.

A definição de CVT, conforme descrito por Renius e Resch (2005), é baseado no conceito GUTD, já descrito no item 2.2, abordagem necessária para a condução de um trator com transmissão convencional (GRISSE et al., 2014).

Essas transmissões são equipadas com um sistema de controle, que podem ajustar a relação de transmissão e a rotação do motor, para que este possa trabalhar em um ponto de máxima eficiência de consumo de combustível para determinadas condições (RENIUS & RESCH, 2005). Desta forma, segundo Gomez (2003), as transmissões CVT oferecem potencial para tirar proveito da potência do motor e alcançar a máxima eficiência, sem o uso de marchas.

De acordo com Linares et al. (2010), existem diferentes tipos de transmissões CVT, que podem ser classificados quanto ao fluxo de potência, tipo de variador (mecânico e hidráulico) e quanto a natureza dos componentes. A Figura 2 ilustra os tipos de transmissões CVT quanto ao fluxo de potência.

Figura 2 - Tipos de transmissões CVT, quanto ao fluxo de potência: a) sem divisão de potência, e b) com divisão de potência.



Fonte: Adaptado de Linares et al., 2010.

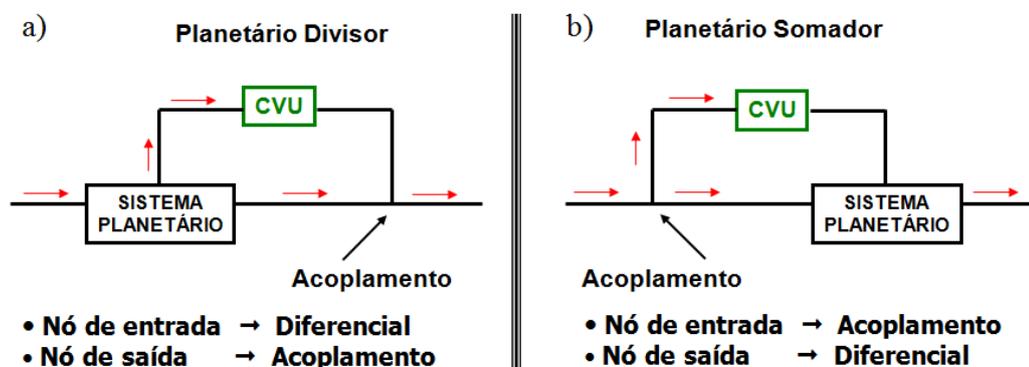
Nas transmissões CVT sem divisão de potência, geralmente presentes em colhedoras autopropelidas de grãos, existe apenas um caminho a ser percorrido, e são conhecidas como “*Shaft to shaft*”, isto é, “árvore a árvore” (KRESS, 1968). Já as com divisão de potência dividem-na em dois caminhos, um com relação de transmissão fixa (ramo mecânico), e outro que inclui o variador (ramo hidrostático), sendo o efeito CVT fornecido pelo ramo hidrostático (LINARES et al., 2010).

A transmissão hidrostática, na qual a CVT se enquadra, possui uma bomba conectada a um motor hidráulico. Assim, para fornecer uma relação de velocidades contínuas e variáveis, a bomba, ou o motor, ou ambos devem ser de cilindrada variável (KAWAHARA et al., 1990; SRIVASTAVA et al., 2006).

Segundo Linares et al. (2010), atualmente, existem dois tipos comerciais de transmissão CVT: com três e com quatro eixos ativos. A definição de “eixo ativo” refere-se àqueles que estão verdadeiramente conectados ao sistema planetário, considerado o “coração” mecânico da transmissão CVT. De acordo com os autores, quando existem três eixos ativos o sistema planetário tem uma entrada mecânica, um ou mais eixos de saída e um único eixo flutuante, conectado ao variador.

Na transmissão com três eixos ativos existem dois nós, um localizado no eixo de entrada da unidade CVT e o outro no eixo de saída (KRESS, 1968). Ainda segundo o autor, duas configurações básicas são conhecidas, sendo que a diferença entre elas depende da posição do sistema planetário (Figura 3).

Figura 3 - Transmissão CVT com divisão de potência<sup>1</sup>: a) sistema planetário divisor e b) sistema planetário somador.



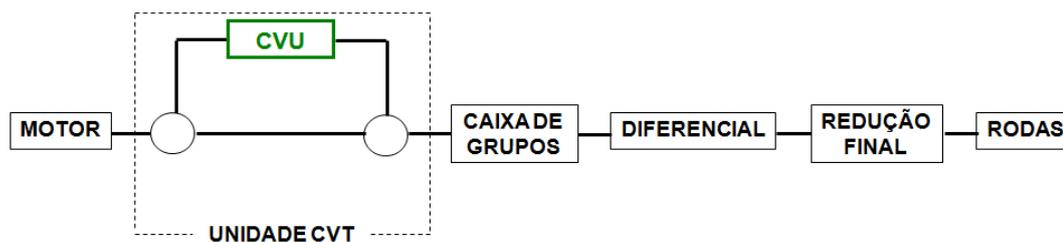
Fonte: Adaptado de Linares et al., 2010.

<sup>1</sup> Na transmissão CVT do tipo planetário divisor o sistema planetário forma o nó de entrada da unidade CVT, já o tipo planetário somador o sistema planetário forma o nó de saída da unidade CVT.

Por outro lado, a transmissão CVT do tipo quatro eixos ativos possui os dois eixos do variador conectados com o sistema planetário (LINARES et al., 2010). Este tipo de transmissão também é conhecido como “ponte” (SHELLENBERGER, 1999).

Teoricamente uma transmissão hidrostática pode fornecer uma ampla variação de velocidades de deslocamento. Porém, a eficiência da transmissão pode ser muito pequena, tanto a baixas quanto a altas velocidades. Para melhorar a eficiência, uma transmissão mecânica é frequentemente utilizada em série com uma transmissão hidrostática (Figura 4). A transmissão mecânica permite que a transmissão hidrostática trabalhe em uma faixa de velocidade mais estreita e, assim, mantenha sua eficiência (SRIVASTAVA et al., 2006).

Figura 4 - Representação esquemática da transmissão de potência CVT, desde o motor até as rodas motrizes do trator.



Fonte: Autor.

Estes tipos de transmissões têm sido bem recebidos pelos agricultores, devido as suas vantagens, tais como: conforto, facilidade de manuseio e resposta às mais diversas necessidades. Até então, não existia uma teoria sistemática de operação para estudá-las, o que é uma desvantagem na apresentação das características destas transmissões (LINARES et al., 2010). Porém, desde 2014, o Código 2 da OECD (2014) prevê procedimentos para a realização de ensaios de desempenho em tração para tratores equipados com transmissão CVT (Anexo A).

## 2.4 DESEMPENHO EM TRAÇÃO DE TRATORES AGRÍCOLAS

O objetivo da avaliação do desempenho em tração de tratores agrícolas, em ensaios de campo e pista, tem sido gerar informações que possibilitem dimensionar e racionalizar o uso de conjuntos mecanizados na agricultura (SILVA et al., 1997).

O desempenho de um trator agrícola pode ser avaliado pela força e potência desenvolvida na barra de tração, potência e torque na TDP, eficiência de tração, patinamento das rodas motrizes e consumo de combustível (SILVA & BENEZ, 1997).

O trator agrícola como meio de tração é a forma mais utilizada para o trabalho, mesmo que esta não seja uma forma eficiente em termos de rendimento energético, é a que mais se adapta ao trabalho de campo (JENANE et al., 1996; SCHLOSSER, 1996; SORANSO, 2006). Segundo Zoz e Grisso (2003), o principal ponto a ser observado nos tratores é o desempenho na barra de tração.

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, cobertura vegetal, entre outros (ASAE, 2003; GABRIEL FILHO et al., 2004). 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).

#### **2.4.1 Capacidade de tração**

O torque produzido no volante do motor é transmitido aos rodados por meio do sistema de transmissão. Durante este processo, ocorre uma amplificação do torque, devido a uma diminuição da rotação do motor, sucessivamente realizada pelos elementos que compõem a transmissão. Assim, o torque que chega aos rodados será o torque do motor multiplicado pela relação de transmissão correspondente a uma determinada marcha (MÁRQUEZ, 2012).

Ainda, segundo Márquez, para que o trator consiga aproveitar o torque que chega aos rodados, estes necessitam de um ponto de apoio para impulsionar o trator, que é o solo. Segundo Schlosser (1996), a tração somente é possível graças à aderência, que se forma entre os rodados e a superfície do solo, produzida por forças que estão localizadas em diferentes pontos da zona de contato entre ambos.

A capacidade de tração e o fornecimento de potência suficiente para desempenhar a maioria das operações necessárias na agricultura dependem, em parte, do tipo de dispositivo de tração. Nos casos em que esses dispositivos são rodados, o tamanho, a pressão interna, a carga aplicada sobre o eixo motriz, a transferência de peso, entre outros, interferem na capacidade de tração do trator

(ZOZ & GRISSO, 2003). Dentre os parâmetros do solo que afetam a eficiência de tração de um trator agrícola pode-se mencionar a sua textura, o teor de água e o tipo de cobertura existente sobre o mesmo (LILJEDAHL et al., 1996; YANAI et al., 1999; CORDEIRO, 2000).

#### 2.4.2 Potência na barra de tração

A potência na barra de tração é definida como a capacidade de realizar um trabalho em uma unidade de tempo. Se, por exemplo, para uma mesma força de tração, o trabalho for executado mais rapidamente demandará maior potência, em relação ao mesmo trabalho realizado de forma mais lenta (MÁRQUEZ, 2012).

Segundo De Cobo (1988), a potência na barra de tração ( $N_B$ ) pode ser calculada pela equação (1):

$$N_B = \frac{F_t \times V_r}{3,6} \quad (1)$$

Onde:

$N_B$  – Potência na barra de tração (kW);

$F_t$  – Força de tração na barra (kN);

$V_r$  – Velocidade real de trabalho ( $\text{km.h}^{-1}$ ).

A determinação da potência é feita através da medição da força de tração, por meio de células de carga, e da velocidade de deslocamento (SCHLOSSER, 1996).

Segundo Russini (2012), a potência que chega a barra de tração não é a mesma produzida pelo motor, e sim menor, sendo esta redução, o resultado da soma de uma série de fatores, dentre eles o patinamento, a resistência ao rolamento e a redução decorrente do sistema de transmissão, que é variável em função do modelo do trator e do tipo de transmissão utilizada (mecânica ou hidrostática).

#### 2.4.3 Balanço de potência

De acordo com Linares et al. (2006), a potência fornecida pelo motor ( $N_m$ ) para equilibrar a requerida em uma determinada condição de trabalho ( $N_B$ ), se decompõe da seguinte maneira (Equação 2):

$$N_m = N_t + N_\delta + N_k + N_B \quad (2)$$

Onde:

$N_m$  – Potência fornecida pelo motor (kW);

$N_t$  – Potência perdida na transmissão motor – rodas motrizes (kW);

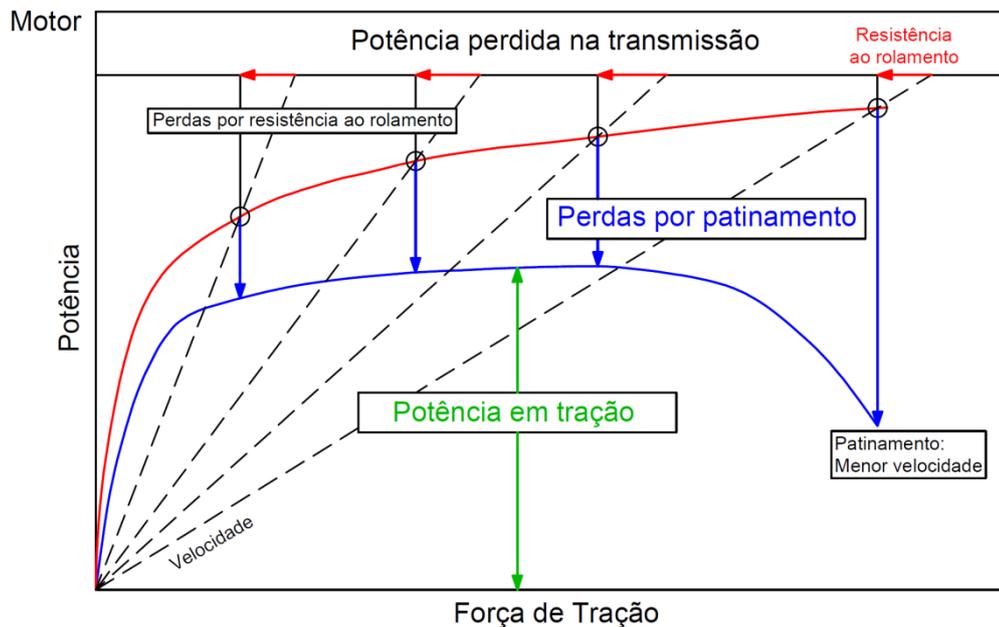
$N_\delta$  – Potência perdida pelo patinamento das rodas motrizes (kW);

$N_k$  – Potência perdida para vencer a resistência ao rolamento (kW);

$N_B$  – Potência na barra de tração (kW).

O balanço de potência pode ser representado graficamente (Figura 5), para diferentes relações de transmissão (MÁRQUEZ, 2012).

Figura 5 - Balanço de potência de um trator agrícola, para diferentes relações de transmissão.



Fonte: Adaptado de Márquez, 2012.

Ao observar a figura pode-se inferir que as perdas de potência por patinamento das rodas motrizes aumentam com o incremento da força de tração. Já

as perdas de potência por resistência ao rolamento são maiores para velocidades de deslocamento menores, considerando que as perdas decorrentes do sistema de transmissão sejam constantes. Quando as perdas de potência por patinamento forem semelhantes às perdas de potência por resistência ao rolamento, conclui-se que esta, consome, aproximadamente, 50% da potência fornecida pelo motor (MÁRQUEZ, 2012).

#### 2.4.3.1 Potência perdida na transmissão

A potência perdida na transmissão é a diferença entre a fornecida pelo motor e a que chega ao eixo das rodas motrizes (LINARES et al., 2006). Segundo os autores, as perdas no sistema de transmissão são pequenas, mas devem ser consideradas, pois variam com o tipo de transmissão. As transmissões mecânicas convencionais são as que provocam menos perdas, cerca de 10% da potência fornecida pelo motor (MACMILLAN, 2002).

Márquez (2012) afirma que as perdas dependem da eficiência da transmissão, que está relacionado com as características da caixa de câmbio, admitindo-se perdas de 7 a 15%, onde, para transmissões total ou parcialmente hidrostáticas, as perdas geralmente são maiores. De acordo com o autor, a potência perdida na transmissão pode ser obtida da seguinte maneira (Equação 3):

$$N_t = N_m \times \eta_t \quad (3)$$

Onde:

$N_t$  – Potência perdida na transmissão motor – rodas motrizes (kW);

$N_m$  – Potência fornecida pelo motor (kW);

$\eta_t$  – Eficiência da transmissão ( $\eta_t = 0,93$  a  $0,85$ ).

Pesquisas vêm sendo desenvolvidas com foco na determinação de perdas de potência (MOLARI & SEDONI, 2008). Foram encontrados valores entre 60% e 90% de eficiência em uma transmissão mecânica, dependendo do desempenho do motor e das condições de operação (REITER, 1991; RYU et al., 2003). Em transmissões Powershift e CVT as perdas podem ser elevadas (RENIUS & VAHLENSIECK, 1996). Neste sentido, a localização dos elementos onde as perdas estão concentradas,

ajuda a minimizar os problemas e a melhorar o projeto da transmissão (BARTZ & WIENECKE, 2000; PAOLUZZI, 2007).

#### 2.4.3.2 Potência perdida por patinamento das rodas motrizes

De acordo com Linares et al. (2006), é a potência perdida por patinamento das rodas motrizes a causa da diminuição da velocidade de trabalho, e pode ser obtida por meio da equação (4):

$$N_{\delta} = \frac{(F_t \times V_t \times \delta)}{3,6} \quad (4)$$

Onde:

$N_{\delta}$  – Potência perdida pelo patinamento das rodas motrizes (kW);

$F_t$  – Força de tração (kN);

$V_t$  – Velocidade teórica de deslocamento (km.h<sup>-1</sup>);

$\delta$  – Patinamento das rodas motrizes.

O patinamento das rodas motrizes pode ser determinado por meio da equação 5, descrita por Linares et al., (2006).

$$\delta = \frac{V_t - V_r}{V_t} \quad (5)$$

Onde:

$\delta$  – Patinamento das rodas motrizes;

$V_t$  – Velocidade teórica de deslocamento (km.h<sup>-1</sup>);

$V_r$  – Velocidade real de deslocamento (km.h<sup>-1</sup>).

Se, por questões relacionadas com a pequena resistência do solo, ou pela falta de massa do trator, o patinamento se inicia e se produz uma perda de distância percorrida, pois o giro da roda não se traduz em um avanço correspondente a sua circunferência de rolamento (SCHLOSSER, 1996). Quando se trabalha com elevados níveis de patinamento, há uma redução considerável na potência disponível na barra de tração (JENANE et al., 1996).

Para que ocorra tração é necessário que exista patinamento. Porém, se este ultrapassar determinados limites pode ocorrer perda de aderência e redução da tração dos rodados (LANÇAS & UPADHYAIA, 1997). O melhor desempenho em tração em solo agrícola firme ocorre com patinamento de 8 a 10% (ASAE, 2003).

#### 2.4.3.3 Potência perdida pela 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. Linares et al. (2006) afirmam que é a potência empregada para vencer a resistência ao rolamento do veículo, e pode ser calculada pela equação (6):

$$N_k = \frac{(R_k \times V_r)}{3,6} \quad (6)$$

Onde:

$N_k$  – Potência perdida para vencer a resistência ao rolamento (kW);

$R_k$  – Resistência ao rolamento (kN);

$V_r$  – Velocidade real de deslocamento ( $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ).

Os coeficientes de resistência ao rolamento ( $k_v$ ) para cada rodado têm pouca variação, e são, praticamente, constantes para uma determinada condição de trabalho do trator (LINARES et al., 2006). Assim, a resistência ao rolamento ( $R_k$ ) pode ser calculada a partir da equação 7.

$$R_k = k_v \times P \quad (7)$$

Onde:

$R_k$  – Resistência ao rolamento (kN);

$k_v$  – Coeficiente de resistência ao rolamento (adimensional);

$P$  – Peso total do trator (kN).

No Quadro 1 estão apresentados os valores dos coeficientes de resistência ao rolamento ( $k_v$ ), em função do tipo de solo.

Quadro 1 - Coeficientes de resistência ao rolamento em diferentes tipos de solo.

<b>Natureza e estado do solo</b>	<b>Coeficiente de resistência ao rolamento</b>
Rodovia em bom estado de conservação	0,02 – 0,04
Caminho de terra firme (terra batida)	0,03 – 0,05
Caminho de terra	0,04 – 0,06
Solo com resíduos secos na superfície	0,08 – 0,10
Solo preparado por meios mecânicos	0,10 – 0,20
Solo arenoso sem estrutura	0,15 – 0,30

Fonte: Adaptado de Márquez, 2012.

A potência perdida por rolamento é quase nula em pista de concreto, porém maior em solos arenosos, com pouca estrutura. Assim, conclui-se que será grande em um solo preparado, em uma operação de semeadura, por exemplo, e menor em uma operação de transporte, em rodovia (SCHLOSSER, 1996).

Segundo Márquez (2012), quanto menor for a massa do trator, menos se perderá por rolamento, o que é aconselhável em trabalhos que exigem menores forças de tração, ao contrário, em trabalhos que exigem grandes forças de tração, a diminuição da massa do trator faz aumentar o patinamento das rodas motrizes.

#### **2.4.4 Eficiência de tração**

A eficiência de tração é a relação existente, em valores percentuais, entre a potência de tração e a potência disponível no eixo das rodas motrizes do trator (NEUJAHR & SCHLOSSER, 2001). Ainda, segundo os autores, quanto maior essa relação, menores serão as perdas envolvidas no processo de tração, e esse parâmetro está fortemente correlacionado com a carga na barra de tração, potência disponível, coeficiente dinâmico de tração e consumo de combustível.

Esta eficiência evidencia o nível de aproveitamento do trator, isto é, a expressão da maior ou menor utilização dos recursos na geração de trabalho útil (SCHLOSSER, 1996). É influenciada pela relação de tração, resistência ao rolamento e pelo patinamento (BRIXIUS & WISMER, 1978; BASHFORD, 1984).

Linares et al. (2006) resumem a eficiência de tração (TE) como sendo o quociente entre a potência na barra de tração ( $N_B$ ) e a potência fornecida pelo motor ( $N_m$ ), conforme a equação 8.

$$TE = \frac{N_B}{N_m} \quad (8)$$

Onde:

$N_B$  – Potência na barra de tração (kW);

$N_m$  – Potência fornecida pelo motor (kW).

Em um trabalho realizado por Jenane & Bashford (2000), onde foram estudados os efeitos da velocidade de deslocamento e das condições da superfície do solo na eficiência de tração, a relação entre a carga sobre o eixo motriz, a tração e a potência disponível na barra de tração, concluíram que a máxima eficiência de tração foi de 90% para solo firme e 70% para solo mobilizado.

## 2.5 ENSAIOS DE DESEMPENHO EM TRAÇÃO DE TRATORES AGRÍCOLAS

Um dos maiores acervos de textos normativos e de dados de ensaio engloba a temática dos tratores agrícolas. Estes iniciaram, como “ensaios oficiais”, legal e formalmente, na Universidade de Nebraska em 1920 (MIALHE, 1996). O principal motivo para o início destes ensaios foi a busca, em sua maior parte feita pelos agricultores norte americanos, por maior clareza dos resultados relacionados ao desempenho dos tratores (MÁRQUEZ, 1990).

Os ensaios de pista com tratores agrícolas têm por objetivo gerar dados que possam ser utilizados para comparar o desempenho de várias marcas e modelos de tratores. Quando os ensaios são realizados por instituições independentes das fábricas, o resultado é a geração de uma competição entre os fabricantes, o que tende a promover melhorias do projeto do trator (SRIVASTAVA et al., 2006). Estas informações, disponíveis sob a forma de relatórios de ensaios, podem ajudar os agricultores antes de tomar a decisão de comprarem determinado trator (PAMI, 1996; KABIR et al., 2014).

O ensaio de máquinas agrícolas de tração é uma necessidade real que possibilita a ponderação sobre o desempenho do equipamento como fonte de potência (MOLIN et al., 2002).

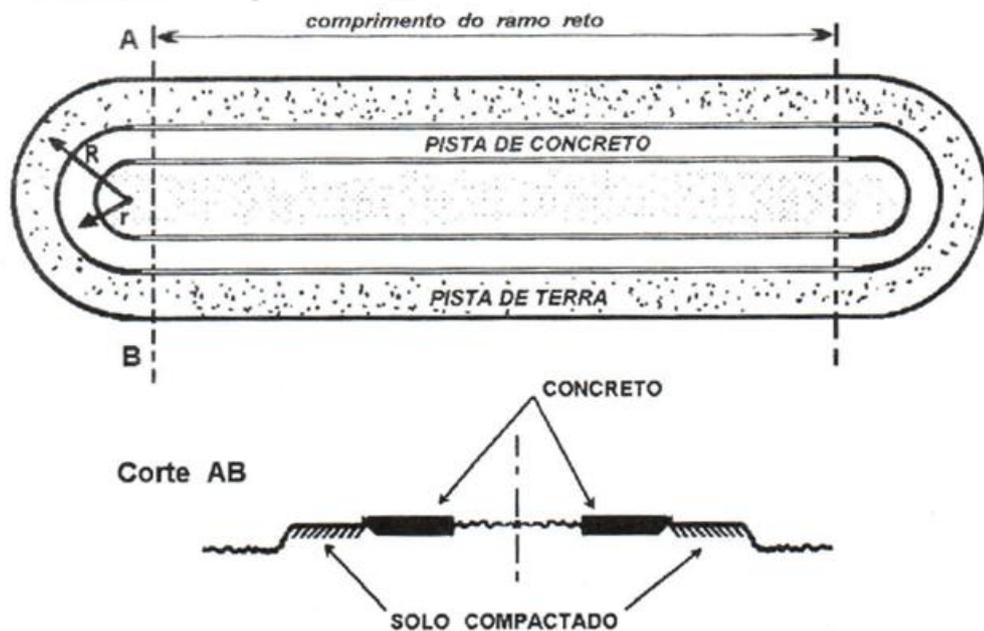
A partir da realização do ensaio de tração, podem-se obter parâmetros quantitativos relativos à força de tração, velocidade, consumo horário e específico de combustível, patinamento, potência disponível na barra de tração, coeficiente de tração e eficiência na barra de tração (MIALHE, 1996; SRIVASTAVA et al., 2006).

Para estas determinações, o trator é acoplado a um carro dinamométrico capaz de impor cargas à barra de tração. O carro dinamométrico tem dupla finalidade: impor à barra de tração cargas controladamente dosadas e abrigar o instrumental de mensuração (MIALHE, 1996).

Ao estudarem o desempenho de tratores agrícolas em pista e solo agrícola, Monteiro et al. (2011b) afirmam que, em condições de superfície não pavimentada ocorre um aumento nos valores de patinamento e consumo específico de combustível, além da redução na potência disponível na barra de tração. A comparação de tratores diferentes 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 sendo possível, separar as diferenças entre os tratores (MACMILLAN, 2002).

Neste sentido, o rendimento de um trator agrícola deve ser mantido em condições ideais, em uma superfície pavimentada de concreto ou asfalto, sendo que sob estas condições pode ser obtido o máximo desempenho possível (MACMILLAN, 2002). Segundo Mialhe (1996), os ensaios para tratores de pneus são realizados em pista de concreto e para os tratores de esteiras e com rodas metálicas são realizados em pista de terra compactada (Figura 6).

Figura 6 - Croqui de uma pista para ensaio de tração de tratores agrícolas.



Fonte: Mialhe, 1996.

Para a realização dos ensaios de desempenho em tração, existem normas que devem ser seguidas, as quais permitem levantar informações quantitativas, por meio das quais o desempenho de um trator agrícola pode ser julgado, segundo uma metodologia pré-estabelecida e padronizada (SRIVASTAVA et al., 2006). Diferentemente dos ensaios, a experimentação é uma prática científica sem normas regulamentadas e que depende da criatividade e da metodologia adotada pelos autores (SCHLOSSER, 1996).

Ainda, segundo Srivastava et al. (2006), a OECD criou os códigos de ensaios, visando tornar comumente aceitáveis os procedimentos na Europa. Porém, atualmente, são utilizados ao nível mundial. O Código 2 da OECD (2014) estabelece certos procedimentos a serem seguidos, para que não haja interferência nos dados coletados e para que o ensaio possa ser reproduzido sob as mesmas condições. As principais condições que devem ser observadas durante a realização destes ensaios são descritas e apresentadas no Anexo A.

### 3 MATERIAL E MÉTODOS

A execução deste trabalho de pesquisa foi viabilizada devido a um convênio estabelecido entre a Universidade Federal de Santa Maria e a Universidade Politécnica de Madrid. Também houve a colaboração da AGCO Ibérica S.A., que emprestou os tratores agrícolas avaliados e da Estação de Mecânica Agrícola (EMA), que disponibilizou sua infraestrutura, equipamentos, engenheiros de ensaios e mecânicos.

#### 3.1 LOCAL DOS EXPERIMENTOS

Os experimentos foram conduzidos na EMA, laboratório oficial do Ministério de Agricultura, Alimentação e Meio Ambiente da Espanha (Figura 7). A estação está localizada no km 6,8 da rodovia A-42, em Leganés, Madrid, entre as coordenadas geográficas de 40°21'34.77" de latitude norte, e 3°43'20.38" de longitude a oeste de Greenwich, a uma altitude de 613 metros em relação ao nível médio dos mares.

Figura 7 - Vista aérea da Estação de Mecânica Agrícola, Madrid, Espanha.



Fonte: Google Earth Pro (Agosto de 2015).

A EMA é reconhecida como o único laboratório oficial na Espanha para a realização dos ensaios conforme a OECD em tratores e máquinas agrícolas e

florestais, em seus aspectos de funcionamento, segurança e proteção ao meio ambiente. Além disso, está credenciada para realizar ensaios e relatórios dos Regulamentos Nacionais aplicáveis à homologação tipo dos tratores agrícolas.

Ao todo são 27 laboratórios oficiais de ensaios no mundo. Na Europa existem centros oficiais de ensaios na Alemanha, Áustria, Bélgica, Dinamarca, Espanha, França, Grécia, Hungria, Itália, Polônia, Reino Unido, República Checa e Suíça.

### 3.2 TRATORES AGRÍCOLAS UTILIZADOS NOS EXPERIMENTOS

Para a realização dos experimentos, em pista, utilizaram-se dois modelos de tratores agrícolas (Figura 8). O primeiro trator é da marca Massey Ferguson, modelo MF 7616 Dyna-6, 4x2 com tração dianteira auxiliar (TDA) e posto de operação do tipo cabinado, equipado com pneus R1 de construção radial, com as seguintes dimensões: dianteiros 480/70 R28 e traseiros 580/70 R38, todos da marca Firestone.

Figura 8 - Tratores agrícolas utilizados nos experimentos: MF 7616 Dyna-6 (esquerda) e MF 7618 Dyna-VT (direita).

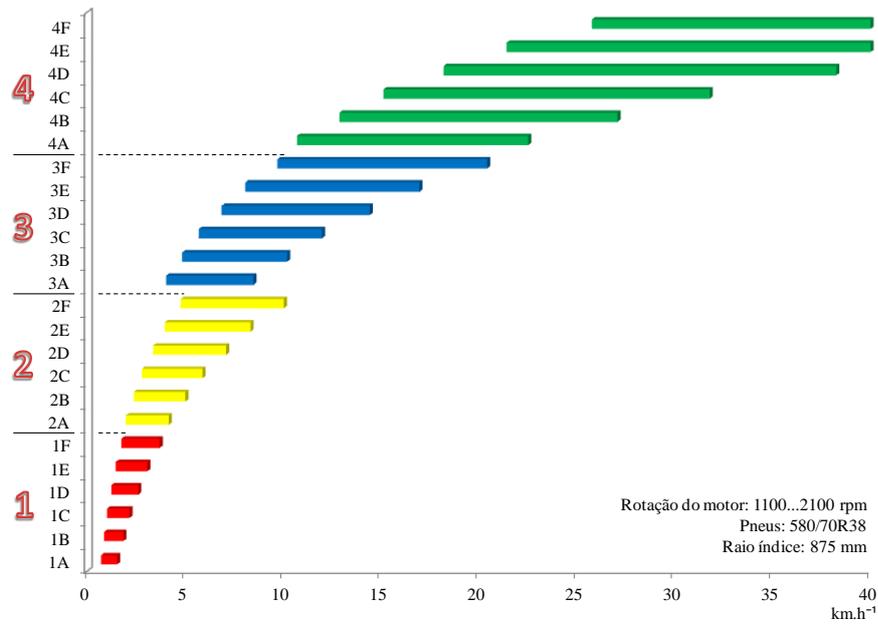


Fonte: Acervo fotográfico do autor.

O trator conta com uma transmissão Powershift, conhecida como câmbio em carga, que oferece seis marchas (A; B; C; D; E; F) e quatro grupos mecânicos (1; 2;

3; 4), totalizando um câmbio sequencial de 24 marchas à frente mais 24 marchas à ré (Figura 9).

Figura 9 - Escalonamento de marchas à frente da transmissão Dyna-6.



Fonte: Autor.

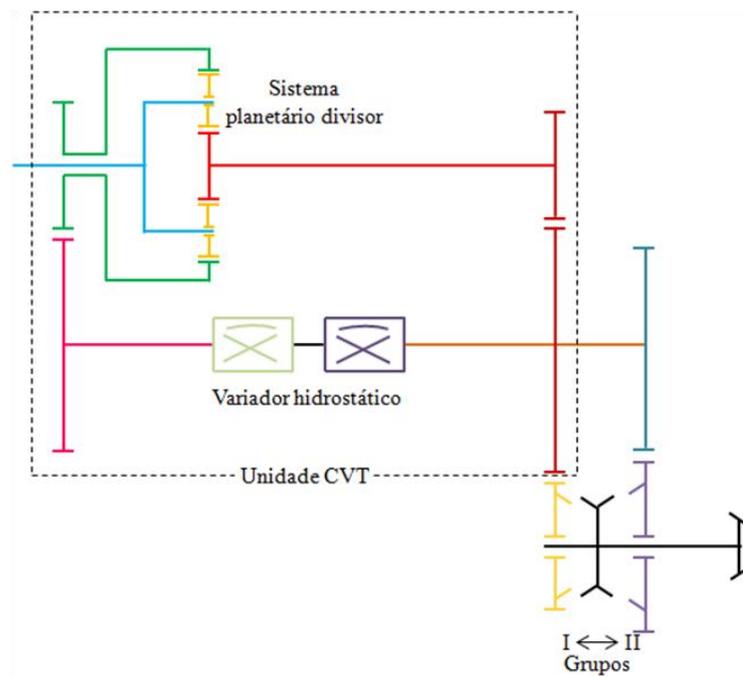
Por ser uma transmissão do tipo hidrostática, no modo “trabalho”, pode-se realizar a troca de marchas, dentro de um mesmo grupo, sem a necessidade de acionar a embreagem. Já no modo “transporte”, tanto marchas quanto grupos, podem ser selecionados sem a necessidade do acionamento da embreagem. Esta transmissão pode ser utilizada de forma manual ou automática, sendo que a automática possui um sistema de controle eletrônico que proporciona três modos de condução: modo Dyna-TM; modo alavanca e modo pedal.

O segundo trator foi da marca Massey Ferguson, modelo MF 7618 Dyna-VT, sendo o motor (marca e modelo), sistema de alimentação de ar e de injeção de combustível idênticos aos do primeiro trator, alterando apenas a transmissão, os parâmetros de desempenho do motor e os rodados.

O trator MF 7618 Dyna-VT era do tipo 4x2 com TDA, cabinado e estava equipado com pneus R1 de construção radial, com as seguintes dimensões: dianteiros 540/65 R28 e traseiros 650/65 R38, todos da marca Michelin.

Uma das principais diferenças entre os dois tratores utilizados nos experimentos foi o sistema de transmissão. O trator MF 7618 Dyna-VT contava com a transmissão CVT, onde uma combinação entre componentes mecânicos e hidrostáticos (variador) possibilita infinitas relações de transmissão, isto é, infinitas velocidades de deslocamento, dentro do intervalo mecânico de velocidades (Figura 10). Esta transmissão não possui marchas, apenas dois intervalos mecânicos de velocidades à frente (baixa: 0 a 28,6 km.h<sup>-1</sup> e alta: 0 a 40 km.h<sup>-1</sup>) e dois a ré (baixa: 0 a 16,4 km.h<sup>-1</sup> e alta: 0 a 30 km.h<sup>-1</sup>).

Figura 10 - Representação esquemática do sistema de transmissão Dyna-VT.



Fonte: Autor.

Ambos os motores contavam com a tecnologia de Recirculação Catalítica Seletiva (SCR), para cumprir a normativa europeia atual, que regula o nível de emissões de contaminantes, TIER 4A. Para isso, utilizavam ureia (AdBlue<sup>®</sup>) para transformar os óxidos de nitrogênio, presentes nos gases de escape, em vapor d'água e nitrogênio. Além disso, utilizou-se óleo Diesel mineral como combustível, cuja densidade foi de 0,835 kg.L<sup>-1</sup>.

No Quadro 2 são apresentadas as principais especificações técnicas dos motores que equipavam os tratores utilizados nos experimentos.

Quadro 2 - Especificações técnicas dos motores dos tratores agrícolas utilizados nos experimentos.

<b>Características técnicas</b>	<b>MF 7616 Dyna-6</b>	<b>MF 7618 Dyna-VT</b>
Marca/modelo	AGCO Power/66 AWI 695	
Tipo	Diesel, 4 tempos, turbo e injeção direta	
Nº de cilindros	Seis (6)	
Disposição	Vertical, em linha	
Diâmetro/curso do pistão (mm)	108 x 120	
Volume interno deslocado (cm <sup>3</sup> ) <sup>2</sup>	6.596	
Taxa de compressão	17,4/1	
Nº de válvulas	24	
Aspiração de ar	Turbocompressor com <i>intercooler</i>	
Injeção de combustível/marca	Eletrônica/Bosch ( <i>Common Rail</i> )	
Depósito de combustível (L)	245 (principal) + 60 (auxiliar)	
Depósito de ureia (L)	30	
Rot. máx. do motor sem carga (rpm)	2.153	2.145
Potência máxima (kW)*	105,3	113,4
Rot. de potência máxima (rpm)	1.998	2.000
Potência nominal (kW)	94,0	102,1
Rot. de potência nominal (rpm)	2.099	2.099
Torque máximo (Nm)	615,8	684,1
Rotação de torque máximo (rpm)	1.100	1.200
Reserva de torque (%)	44,1	47,3

\* ISO TR 14396.

Fonte: Dados obtidos a partir de relatórios de ensaios emitidos pela Unidade de Investigação em Tecnologias para a Segurança e Desempenho de Equipamentos Agrícolas (IRSTEA), Centro Antony, França: (trator MF 7616 Dyna-6, ensaio número 17083; trator MF 7618 Dyna-VT ensaio número 17143).

<sup>2</sup> Volume interno deslocado: É o volume criado pelo deslocamento do pistão do ponto morto superior ao ponto morto inferior em todos os cilindros do motor. Na indústria brasileira e em alguns países europeus este termo é denominado erroneamente como cilindrada.

Visto que os tratores utilizados eram novos, fabricados no ano de 2015, e para que o motor obtivesse, durante os experimentos, desempenho satisfatório, foi realizado o amaciamento dos motores (Figura 11). Para isto, utilizou-se um freio dinamométrico, de correntes de Foucault, acoplado ao trator por meio da TDP.

Figura 11 - Amaciamento do motor do trator MF 7616 Dyna-6, utilizando freio dinamométrico móvel, antes da realização dos experimentos.



Fonte: Acervo fotográfico do autor.

Para a realização do amaciamento do motor, selecionou-se a TDP de 1.000 rpm, acionando-se a mesma, posteriormente, utilizando o acelerador de mão, o motor foi acelerado até a rotação de 2.100 rpm. Logo em seguida, com um potenciômetro de *display* digital, foi imposta uma carga ao motor, equivalente a 30% da potência nominal informada pelo fabricante. Este procedimento foi realizado para os dois tratores e teve duração de 20 horas para cada um deles.

Apesar de possuírem valores de potência nominal e máxima diferentes, seria possível a realização de um comparativo entre os dois sistemas de transmissão estudados, visto que, a carga máxima aplicada aos tratores não exigiu a máxima potência do motor. Porém, devido às diferentes configurações de furação do cubo de roda dos eixos dianteiros e traseiros dos tratores, foi realizada uma análise de comportamento individual da transmissão Powershift (Dyna-6) e da transmissão CVT (Dyna-VT).

### 3.3 ADEQUAÇÕES E DETERMINAÇÕES REALIZADAS NOS TRATORES

#### 3.3.1 Massa dos tratores

A primeira adequação realizada foi com relação à massa total e a distribuição estática da mesma sobre os eixos dos tratores, mantendo-se próximo de 40% da massa total sobre o eixo dianteiro e 60% sobre o eixo traseiro. Para isso, foram realizadas diversas pesagens (Figura 12), sendo que para atingir os objetivos propostos foram alteradas as quantidades e o posicionamento das massas metálicas (lastros) dos tratores.

Figura 12 - Determinação das massas: a) total; b) do eixo dianteiro e c) do eixo traseiro, do trator MF 7616 Dyna-6.



Fonte: Acervo fotográfico do autor.

Na Tabela 1 são informados os valores da lastragem utilizada, a massa total e por eixo, bem como, sua respectiva distribuição estática para os tratores utilizados nos experimentos. Cabe salientar que não foi utilizado lastro hidráulico (água) no interior dos pneus.

Tabela 1 - Lastragem, massa total e por eixo, e a distribuição estática da massa sobre os eixos dos tratores MF 7616 Dyna-6 e MF 7618 Dyna-VT.

	MF 7616 Dyna-6		MF 7618 Dyna-VT	
	Peso (Massa) kN (kg)	Porcentagem (%)	Peso (Massa) kN (kg)	Porcentagem (%)
Eixo dianteiro	29,43 (3.000)	39,2	31,20 (3.180)	41,5
Eixo traseiro	45,71 (4.660)	60,8	43,90 (4.475)	58,5
Total	75,14 (7.660)	100,0	75,10 (7.655)	100,0
Lastro frontal	2,16 (220)	-	2,60 (265)	-
Lastro traseiro	8,34 (850)	-	2,70 (275)	-

Fonte: Autor.

A relação massa/potência foi de  $81,50 \text{ kg.kW}^{-1}$  para o trator MF 7616 Dyna-6 e  $74,97 \text{ kg.kW}^{-1}$  para o trator MF 7618 Dyna-VT. Um estudo sobre a massa dos tratores agrícolas comercializados no mercado brasileiro, realizado por Estrada et al. (2016b), revela que a máxima relação massa/potência dos tratores 4x2 com TDA é de  $74,80 \text{ kg.kW}^{-1}$ . Desta forma, ambos os tratores utilizados nestes experimentos podem ser considerados mais adaptados às operações de tração de implementos, podendo refletir melhor a potência do motor em tração.

### 3.3.2 Pressão interna dos pneus

A fim de minimizar o erro experimental, optou-se por utilizar a mesma pressão interna para os quatro pneus, de ambos os tratores. Para isso, com o auxílio de um compressor de ar e de um manômetro digital, foi ajustada a pressão dos pneus para 120 kPa (17,4 psi), que é a pressão padrão utilizada nos ensaios de desempenho em tração na EMA. Além disso, este valor está entre os limites especificados pelo fabricante.

### 3.3.3 Circunferência de rolamento e avanço cinemático

Depois de definida a massa e sua distribuição sobre os eixos, bem como, a pressão interna dos pneus, foi determinada a circunferência de rolamento dos rodados dos tratores, em uma condição padrão, em um caminho pavimentado, com superfície homogênea, em nível horizontal, com baixa rugosidade superficial e com a mínima resistência ao rolamento.

Para a determinação da circunferência de rolamento, foi medida a distância percorrida por cinco voltas das rodas traseira e dianteira, com e sem TDA acionada (Figura 13). Este procedimento foi repetido por três vezes, a fim de obter maior representatividade das distâncias medidas. Os valores obtidos foram necessários para calcular a relação mecânica, a relação de raios e o avanço cinemático.

Figura 13 - Determinação da circunferência de rolamento do trator MF 7616 Dyna-6.



Fonte: Acervo fotográfico do autor.

Com base nas medições e nos cálculos realizados, pode-se afirmar, que o avanço cinemático, que é capaz de expressar o adiantamento, ou o atraso, da rotação da roda dianteira em relação à traseira, para o trator MF 7616 Dyna-6 foi de 1,0438; e para o trator MF 7618 Dyna-VT foi de 1,0325. Ambos estão situados dentro da faixa de valores de avanço preconizados por Linares et al. (2006), que deve ser entre 1,01 e 1,05.

### 3.4 SELEÇÃO DAS VELOCIDADES TEÓRICAS DE DESLOCAMENTO

As três velocidades de deslocamento utilizadas nos experimentos foram definidas com base no estudo da transmissão Powershift, do trator MF 7616 Dyna-6. Conhecendo as relações de transmissão (*it*) total de cada uma das marchas, o raio índice do pneu<sup>3</sup> que equipa o trator, e a rotação do motor desejada para a execução da operação agrícola, pode-se calcular a velocidade teórica de deslocamento do trator, a partir da equação 9.

$$V = 3,6 \times \frac{2 \times \pi \times n \times r}{60 \times it} \quad (9)$$

Onde:

V – Velocidade teórica de deslocamento (km.h<sup>-1</sup>);

$\pi$  – Constante matemática (3,1415926);

n – Rotação do motor (rpm);

r – Raio índice do pneu (mm);

it – Relação de transmissão de determinada marcha (adimensional).

Assim, foi calculada a velocidade teórica de deslocamento para cada uma das 24 marchas à frente da transmissão Dyna-6 (Tabela 2).

Tabela 2 - Relação de transmissão total e respectiva velocidade teórica de deslocamento (km.h<sup>-1</sup>) para cada marcha da transmissão Dyna-6.

(continua)

Número	Marcha	it total	Velocidade (km.h <sup>-1</sup> )*
1	1A	447,70	1,59
2	1B	372,38	1,91
3	1C	317,26	2,24
4	1D	263,65	2,69
5	1E	224,19	3,17

<sup>3</sup> Raio índice: É um valor atribuído para cada pneu, independentemente da marca, em função de sua dimensão, de acordo com a norma ISO 4251. É utilizado para calcular a velocidade teórica de deslocamento e para determinar a velocidade máxima de deslocamento, para efeitos de homologação, para circulação pelas vias públicas de países europeus.

(conclusão)

Número	Marcha	it total	Velocidade (km.h <sup>-1</sup> )*
6	1F	186,31	3,81
7	2A	165,50	4,29
<b>8</b>	<b>2B</b>	<b>137,65</b>	<b>5,16</b>
9	2C	117,28	6,06
<b>10</b>	<b>2D</b>	<b>97,46</b>	<b>7,29</b>
11	2E	82,87	8,57
12	2F	68,87	10,31
13	3A	81,48	8,72
<b>14</b>	<b>3B</b>	<b>67,77</b>	<b>10,48</b>
15	3C	57,74	12,30
16	3D	47,98	14,80
17	3E	40,80	17,41
18	3F	33,91	20,94
19	4A	30,75	23,10
20	4B	25,58	27,76
21	4C	21,79	32,59
22	4D	18,11	39,22
23	4E	15,40	46,12
24	4F	12,80	55,48

\* Rotação do motor = 2.153 rpm; e raio índice = 0,875 mm.

Fonte: Autor.

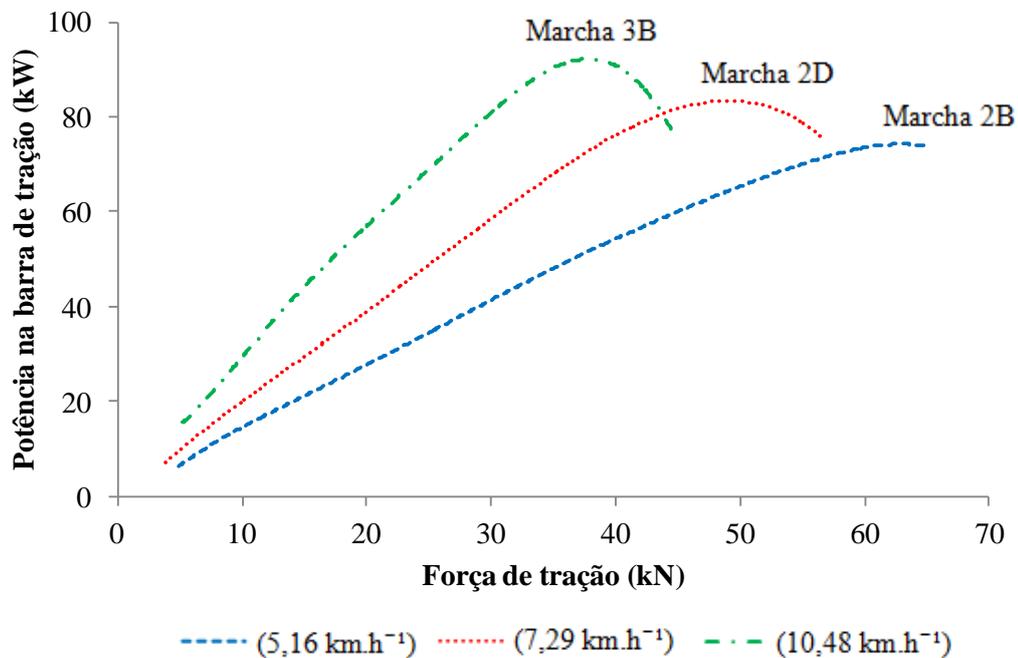
Foi decidido utilizar a 8<sup>a</sup> marcha (2B), a 10<sup>a</sup> marcha (2D) e a 14<sup>a</sup> marcha (3B) que, para a rotação máxima do motor sem carga (2.153 rpm), correspondem às velocidades de deslocamento de 5,16; 7,29 e 10,48 km.h<sup>-1</sup>, respectivamente. A variação de velocidade de 5 a 11 km.h<sup>-1</sup> foi escolhida para contemplar uma ampla diversidade de operações agrícolas realizadas em campo.

As mesmas velocidades teóricas de deslocamento predefinidas para o trator MF 7616 Dyna-6 foram utilizadas no trator MF 7618 Dyna-VT, sendo que, para este, as velocidades foram selecionadas por meio de um simples toque de botão, já que a transmissão CVT não possui marchas.

### 3.5 SELEÇÃO DAS CARGAS IMPOSTAS

As cargas impostas aos tratores foram obtidas a partir de ensaios oficiais prévios, seguindo instruções contidas no Código 2 da OCDE (Anexo A). Assim, para cada uma das três velocidades selecionadas, foi determinada a força de tração ( $Q_0$ ) correspondente à potência máxima na barra de tração (Figura 14). Estes ensaios prévios foram realizados utilizando o trator MF 7616 Dyna-6, nas mesmas configurações descritas no item 3.3.

Figura 14 - Potência na barra de tração em função da força de tração para as velocidades 5,16; 7,29 e 10,48  $\text{km.h}^{-1}$ , do trator MF 7616 Dyna-6.



Fonte: Autor.

A partir dos ensaios, obteve-se a força de tração de 61,14 kN para a velocidade de 5,16  $\text{km.h}^{-1}$  (marcha 2B), a 1.995 rpm do motor; 46,43 kN para a velocidade de 7,29  $\text{km.h}^{-1}$  (marcha 2D), a 1.984 rpm; e 34,71 kN para a velocidade de 10,48  $\text{km.h}^{-1}$  (marcha 3B), a 1.978 rpm do motor. Estes valores foram utilizados para estabelecer as seis configurações de cargas parciais para cada marcha (30, 40, 50, 60, 70 e 80% de  $Q_0$ ), que foram impostas aos tratores durante a realização dos experimentos (Tabela 3).

Tabela 3 - Configurações das cargas para as três velocidades de deslocamento utilizadas nos experimentos.

Configuração das cargas	% de carga de potência máx.	Cargas (kN)		
		5,16 km.h <sup>-1</sup>	7,29 km.h <sup>-1</sup>	10,48 km.h <sup>-1</sup>
Q <sub>1</sub>	30	18,34	13,93	10,41
Q <sub>2</sub>	40	24,46	18,57	13,88
Q <sub>3</sub>	50	30,57	23,21	17,35
Q <sub>4</sub>	60	36,68	27,86	20,83
Q <sub>5</sub>	70	42,80	32,50	24,30
Q <sub>6</sub>	80	48,91	37,14	27,77
Q <sub>0</sub>	100	61,14	46,43	34,71

Fonte: Autor.

Os valores de força de tração, considerados como configurações de cargas parciais, foram ajustados e controlados pelo sistema de gerenciamento do sistema de frenagem do carro dinamométrico, e monitorados por meio do indicador eletrônico de força de tração instantânea.

### 3.6 CARRO DINAMOMÉTRICO

Para a frenagem dos tratores, utilizou-se um carro dinamométrico instrumentado (Figura 15), que conta com uma capacidade máxima de tração de 147,15 kN (15.000 kgf) e pode desenvolver uma velocidade máxima de autopropulsão de 20 km.h<sup>-1</sup>.

Seu peso (massa), em vazio, é de 140,77 kN (14.350 kg), sendo que possui uma capacidade máxima de lastragem de 137,34 kN (14.000 kg), feito por meio da adição de chapas metálicas (2.000x636x50 mm) de 4,91 kN (500 kg) cada. Para a realização dos experimentos o peso (massa) total do carro foi de 175,11 kN (17.850 kg).

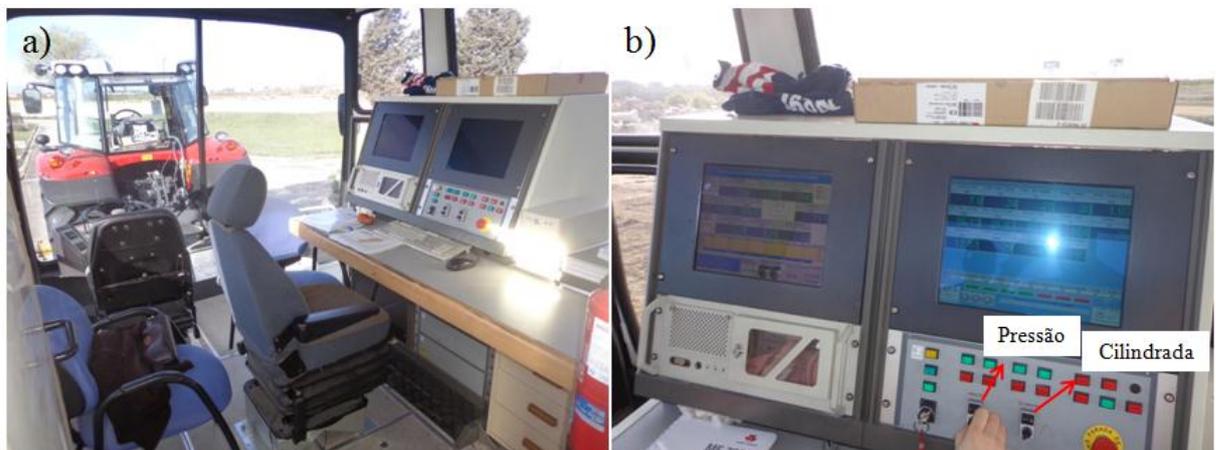
Figura 15 - Carro dinamométrico utilizado para avaliar o desempenho em tração dos tratores agrícolas: a) utilizado como veículo e b) utilizado como freio.



Fonte: Acervo fotográfico do autor.

O controle da intensidade da frenagem do carro dinamométrico é dado por meio do incremento da potência hidráulica requerida na bomba. Isto pode ser feito de duas maneiras: aumentando a cilindrada e/ou aumentando a diferença de pressão entre os dois lados da bomba. Ambas as intervenções são realizadas pelo operador do carro (engenheiro de ensaios) por meio da manipulação de dois potenciômetros, localizados no painel de controle, no interior do carro (Figura 16b).

Figura 16 - Interior do carro dinamométrico: a) posto de operação e b) painéis de controle dos parâmetros de desempenho em tração do trator e da intensidade de frenagem do carro.



Fonte: Acervo fotográfico do autor.

### 3.7 INSTRUMENTAÇÃO ELETRÔNICA PARA AQUISIÇÃO DOS DADOS

Os dados referentes ao desempenho em tração dos tratores foram coletados por meio de uma instrumentação eletrônica, pertencente à EMA (Quadro 3).

Quadro 3 - Instrumentação eletrônica utilizada para aquisição dos dados referentes ao desempenho em tração dos tratores agrícolas avaliados.

Sensor	Parâmetro medido	Posição/localização	Imagem
Tacômetro magnético (60 pulsos.volta <sup>-1</sup> )	Rotação do motor	Tomada de potência	
Tacômetro digital (5.000 pulsos.volta <sup>-1</sup> )	Rotação dos rodados	Rodados traseiros	
Roda odométrica ou quinta roda (180 pulsos.volta <sup>-1</sup> )	Velocidade real de deslocamento, independente do patinamento	Lateral esquerda do carro dinamométrico	
Fluxômetro volumétrico (intervalo de 0 a 120 L.h <sup>-1</sup> )	Consumo horário de combustível	Parte frontal do carro dinamométrico	
Célula de carga (intervalo de 0 a 18.000 kgf)	Força de tração	Lança do carro dinamométrico	
Inclinômetro	Ângulo de tração (ângulo formado pela barra de tração em relação ao solo)	Lança do carro dinamométrico	

Fonte: Autor.

Uma parte desta instrumentação, descrita no Quadro 3, realiza os controles sobre o trator. A outra parte realiza o controle sobre o carro dinamométrico, principalmente, com relação à frenagem do mesmo, já descrita no item 3.6. Além destas determinações, com o auxílio de termopares do tipo K, instalados adequadamente nos tratores, foram mensuradas as temperaturas de água de arrefecimento, do óleo lubrificante e a temperatura do ar aspirado pelo motor.

Os dados obtidos a partir dos sensores instalados nos tratores foram enviados ao computador do carro dinamométrico por meio de uma central de transferência de dados (Figura 17), posicionada atrás do assento do operador, no interior da cabina do trator. Para o envio das informações, da central do trator ao programa computacional do carro dinamométrico, utilizou-se um cabeamento constituído por dois conectores específicos em cada extremidade. Além disso, contou-se com uma conexão hidráulica, ligada a um fluxômetro localizado na parte frontal do carro dinamométrico, responsável pela medição do consumo de combustível do motor do trator.

Figura 17 - Instalação da central de transferência de dados dos sensores do trator para o programa computacional do carro dinamométrico.



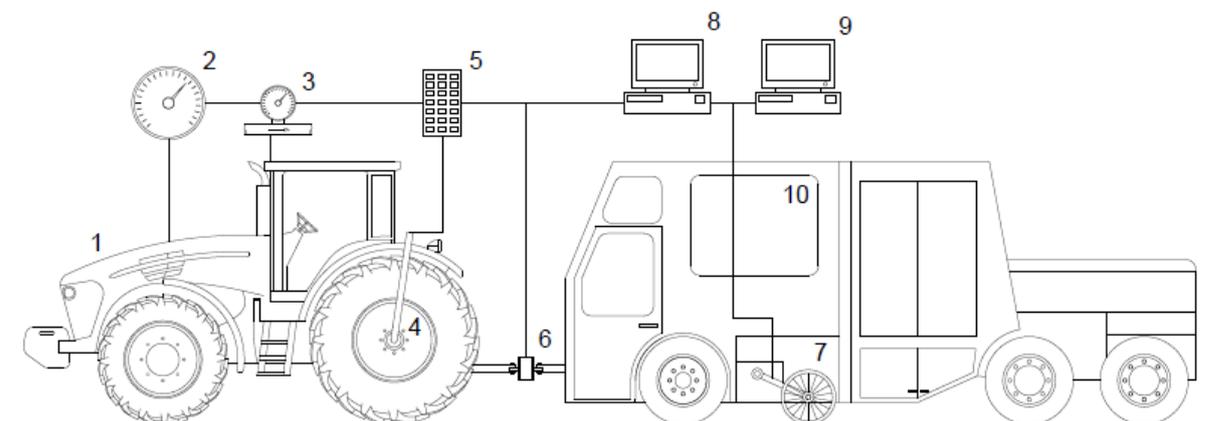
Fonte: Acervo fotográfico do autor.

Esta instrumentação adquiriu dados de forma instantânea de velocidade real e teórica, patinamento, força de tração, consumo horário de combustível e rotação

do motor, em um intervalo de aquisição que pode ser estabelecido por meio do *software* utilizado na interface com a unidade de armazenamento, o qual foi configurado para adquirir um conjunto de dados a cada segundo.

Na Figura 18 observa-se a representação esquemática dos experimentos para obter os parâmetros de desempenho em tração dos tratores avaliados, nesta figura, visualiza-se: 1. trator agrícola, 2. rotação do motor, 3. consumo de combustível, 4. patinamento, 5. central de transferência de dados, 6. força de tração, 7. velocidade real, 8. monitor para acompanhamento dos parâmetros de desempenho em tração, 9. painel de controle da intensidade de frenagem do carro, 10. carro dinamométrico.

Figura 18 - Representação esquemática dos experimentos.



Fonte: Luis Fernando Vargas de Oliveira.

Os dados calculados indiretamente (potência na barra de tração; potência fornecida pelo motor; potência perdida na transmissão, por patinamento das rodas motrizes e pela resistência ao rolamento; e eficiência de tração) foram obtidos com a utilização das equações descritas na revisão bibliográfica.

### 3.8 PROCESSAMENTO DOS DADOS

Após a fase experimental de coleta dos parâmetros do desempenho em tração dos tratores avaliados, passou-se para as fases de processamento e análise

dos dados. Ainda, no carro dinamométrico, os mesmos foram transferidos para um dispositivo portátil de armazenamento de informações (*Pen Drive*).

Feito isso, em laboratório, todas as informações obtidas durante a realização do experimento foram tratadas pelos engenheiros de ensaios da estação. Este tratamento consistiu, basicamente, na exclusão de todos os dados que, por ventura, tivessem sido coletados no momento em que o conjunto trator+carro realizava a curva nas extremidades da pista.

Logo em seguida, cada parâmetro estudado foi processado por meio de um *software* tipo planilha de cálculo (Microsoft Excel<sup>®</sup>), onde foi gerado um arquivo texto, que permite o acesso aos dados por qualquer planilha eletrônica ou *software* de análise estatística.

### 3.9 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS E ESTATÍSTICOS

Antes de iniciar os experimentos foi realizada a calibração da posição angular da lança do carro dinamométrico. A TDA do trator foi acionada e o condicionador de ar desligado. Além disso, sempre que possível, durante a realização dos experimentos, mantiveram-se os mesmos operadores do trator e do carro dinamométrico.

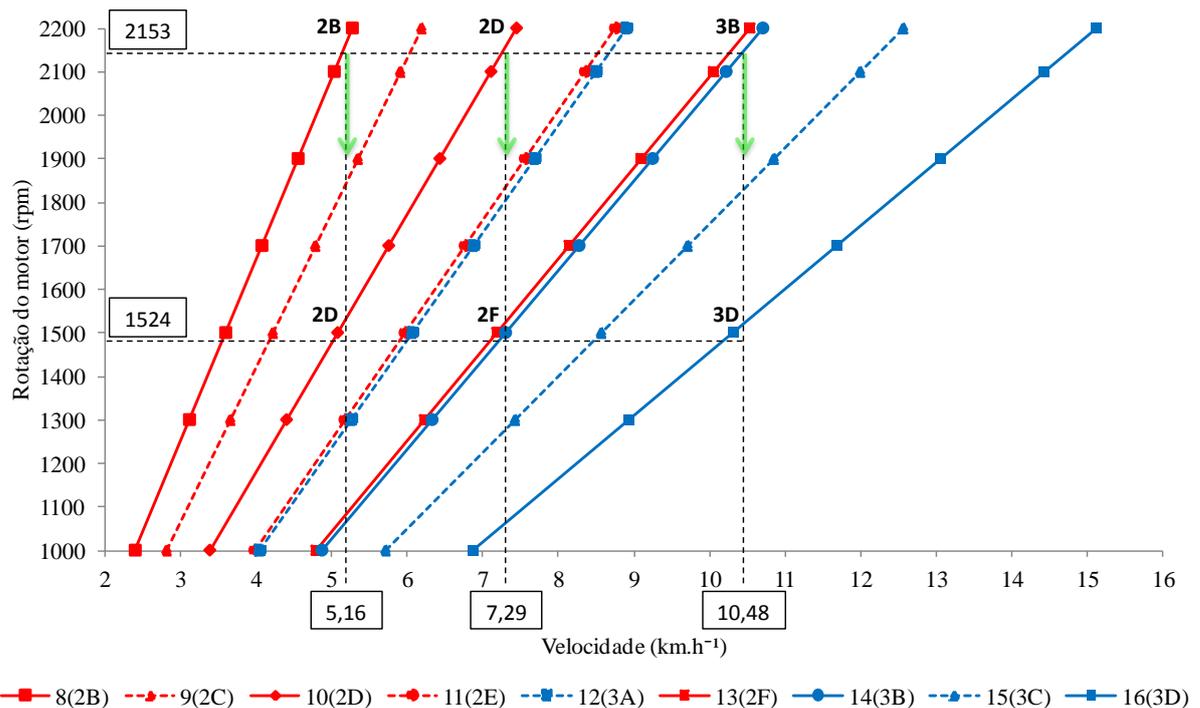
Primeiramente, utilizando o trator MF 7616 Dyna-6, determinou-se a força de tração ( $Q_0$ ) correspondente à potência máxima na barra de tração, conforme descrito no item 3.5. Feito isso, com base em estudos da transmissão Dyna-6, foram determinadas as estratégias de condução do trator equipado com transmissão Powershift.

Conforme ilustrado na Figura 19, foram selecionadas cinco marchas de trabalho (2B; 2D; 2F; 3B; 3D), sendo que para cada uma delas foram utilizadas duas rotações iniciais do motor (2.153 e 1.524 rpm), para a obtenção das mesmas velocidades teóricas de deslocamento. Assim, por exemplo, a mesma velocidade teórica de deslocamento de 5,16 km.h<sup>-1</sup>, calculada com base na equação matemática 9 (descrita no item 3.4), foi obtida utilizando-se a rotação do motor de 2.153 rpm e a marcha 2B; e a rotação de 1.524 rpm para a marcha 2D (Tabela 4).

Desta forma, foram caracterizadas duas estratégias de condução do trator com transmissão Powershift (Aceleração Máxima – AM; e Marcha Longa -

Aceleração Reduzida – MLAR). O trator MF 7618 Dyna-VT, equipado com transmissão CVT, foi conduzido utilizando-se o modo automático (Auto).

Figura 19 - Rotações do motor e marchas de trabalho utilizadas, bem como as velocidades teóricas de deslocamento correspondentes, para o trator MF 7616 Dyna-6.



Fonte: Autor.

A análise estatística realizada para a transmissão Powershift foi baseada em duas estratégias de condução (AM e MLAR), três velocidades de deslocamento (5,16; 7,29 e 10,48 km.h<sup>-1</sup>) e seis cargas parciais impostas ao trator (30; 40; 50; 60; 70 e 80%), constituindo-se um trifatorial, no delineamento inteiramente casualizado (DIC) com três repetições, caracterizando um arranjo experimental 2x3x6, totalizando 108 unidades experimentais (UE).

Já a análise estatística para a transmissão CVT, modo automático, foi baseada em três velocidades (5,16; 7,29 e 10,48 km.h<sup>-1</sup>) e seis cargas parciais (30; 40; 50; 60; 70 e 80%), compondo assim um bifatorial no DIC com três repetições, caracterizando um arranjo experimental 3x6, totalizando 54 UE.

Cada repetição correspondeu a um percurso na reta da pista de concreto, sendo a distância percorrida de, aproximadamente 100 metros. No momento em que

o conjunto formado pelo trator e o carro dinamométrico iniciava o percurso nas curvas, os dados deixavam de ser coletados e a frenagem do carro era interrompida. A relação dos tratamentos experimentais é apresentada na Tabela 4.

Tabela 4 - Relação dos tratamentos experimentais utilizados nas avaliações.

Trator	Estratégia de condução	Rotação do motor (rpm)	Marcha	Velocidade (km.h <sup>-1</sup> )	Cargas impostas
MF 7616 Dyna-6	AM	2.153	2B	5,16	Q <sub>1</sub> ...Q <sub>6</sub>
			2D	7,29	Q <sub>1</sub> ...Q <sub>6</sub>
			3B	10,48	Q <sub>1</sub> ...Q <sub>6</sub>
Dyna-6	MLAR	1.524	2D	5,16	Q <sub>1</sub> ...Q <sub>6</sub>
			2F	7,29	Q <sub>1</sub> ...Q <sub>6</sub>
			3D	10,48	Q <sub>1</sub> ...Q <sub>6</sub>
MF 7618 Dyna-VT	Automático	-	-	5,16	Q <sub>1</sub> ...Q <sub>6</sub>
7,29				Q <sub>1</sub> ...Q <sub>6</sub>	
10,48				Q <sub>1</sub> ...Q <sub>6</sub>	

Fonte: Autor.

Os dados foram analisados com o auxílio do *software* científico Sisvar, versão 5.3 desenvolvido por Ferreira (2011). Primeiramente, estudou-se a existência de interações significativas entre os fatores estudados (estratégias de condução, velocidades de deslocamento e cargas parciais), por meio da realização da análise de variância (ANOVA), admitindo-se a probabilidade de ocorrência de erro em nível de 5%. Em caso de significância, as médias foram analisadas pelo teste de Tukey ( $p \leq 0,05$ ).

Quando houve interação entre os fatores, utilizando-se o mesmo programa estatístico, os dados passaram por uma análise de regressão polinomial, com 5% de probabilidade de erro, objetivando gerar informação na forma gráfica e equações que melhor representam a economia no consumo de combustível dos tratores.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 TRANSMISSÃO POWERSHIFT

Nesta parte são apresentados e discutidos resultados referentes à eficiência no consumo de combustível de um trator agrícola utilizando transmissão Powershift. No momento da coleta dos dados, a temperatura do ar variou de 19 a 35°C, a umidade relativa do ar de 13 a 47% e a pressão atmosférica permaneceu praticamente estável, entre 95,5 e 95,7 kPa (Apêndice A).

A variação de rotação, consumo horário e específico de combustível e a eficiência térmica do motor foram analisadas para diferentes velocidades e cargas parciais impostas ao trator, utilizando as estratégias de condução “AM” e “MLAR”.

Os resultados experimentais permitem concluir que houve efeito significativo da interação entre os fatores: estratégia, velocidade e carga ( $p \leq 0,05$ ). Como houve interação entre os três fatores foram analisados seus efeitos. O resumo da ANOVA é apresentado na Tabela 5.

De acordo com Storck et al. (2004), não haveria necessidade da realização do teste de Tukey de comparação de médias, pois houve interação entre os fatores, sendo assim, apenas a análise de regressão dos fatores quantitativos seria o suficiente. Porém, devido à importância de se fazer uma comparação entre as estratégias de condução, velocidades de deslocamento e cargas parciais avaliadas o teste foi realizado.

Tabela 5 - Resumo da ANOVA para os parâmetros rotação do motor (rpm), consumo horário ( $L.h^{-1}$ ) e específico de combustível ( $g/kW.h^{-1}$ ) e eficiência térmica do motor (%), para modo, velocidade, carga e suas interações.

Fontes de variação	GL	Quadrados médios			
		Rotação do motor	Consumo horário	Consumo específico	Eficiência térmica
Modo	1	9983858,77	308,05	126869,60	621,22
Velocidade	2	28,66	62,34	971,12	2,78
Carga	5	239,86	302,76	42447,86	180,84
ModoxVelocidade	2	133,43	2,15	721,69	1,46
ModoxCarga	5	232,78	1,17	4586,43	2,98
VelocidadexCarga	10	32,81	1,63	255,59	0,48
ModoxVelocidadexCarga*	10	31,66	0,21	207,89	0,59
Erro	72	7,73	0,04	17,56	0,09
cv (%)	-	0,15	1,06	1,23	1,23
Média geral	-	1823,23	19,30	341,06	25,60

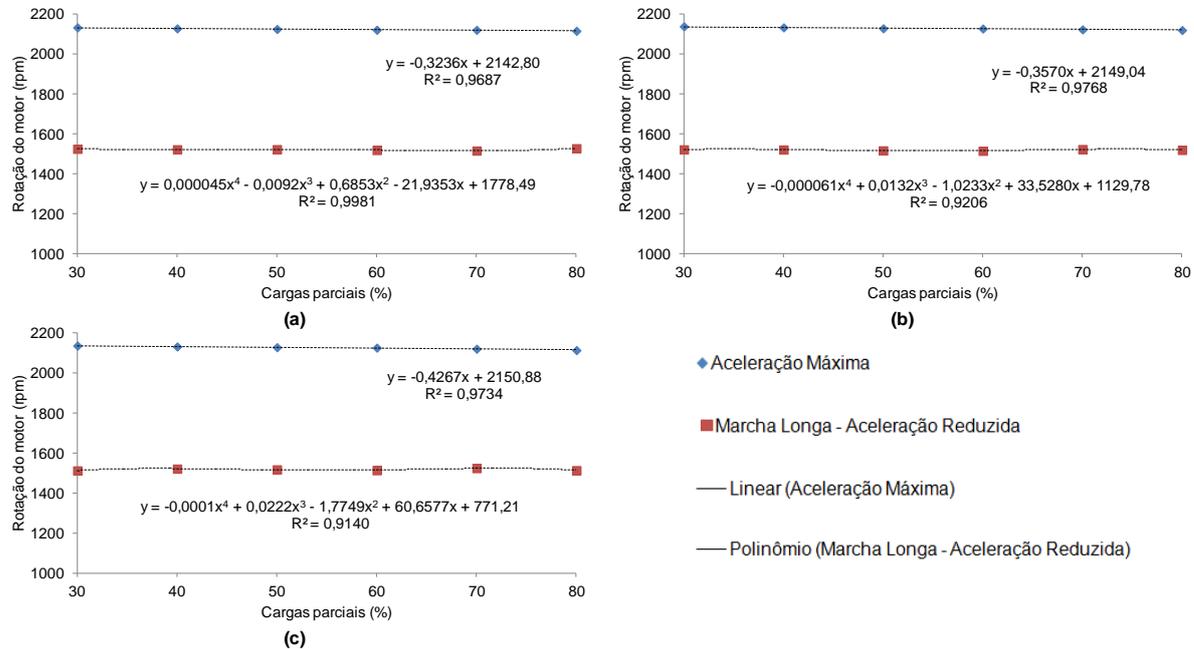
\* Houve efeito significativo da interação entre os fatores ( $p \leq 0,05$ ).  
Fonte: Autor.

Também, é possível observar os baixos valores do coeficiente de variação (cv), revelando pequena dispersão dos dados e, conseqüentemente, boa precisão do experimento (Tabela 5). Isso se deve à qualidade dos equipamentos utilizados para a coleta dos dados e da pista de concreto.

#### 4.1.1 Rotação do motor

A rotação do motor, apresentada na Figura 20, para as duas estratégias de condução avaliadas foi constante com o incremento das cargas parciais, para as três velocidades de deslocamento. Isto é, aumentando as cargas impostas ao trator a rotação do motor permaneceu inalterada. Este comportamento pode ser explicado pelo fato do trator estar equipado com sistema de injeção eletrônica de combustível, que, segundo Márquez (2012), permite manter constante a rotação do motor, independentemente das variações de carga. Isto se deve à precisão da injeção de combustível para que o torque do motor se ajuste as variações de carga.

Figura 20 - Comportamento da rotação do motor em função das cargas parciais impostas ao trator, utilizando as estratégias de condução, para as velocidades de deslocamento: a) 5,16; b) 7,29 e c) 10,48 km.h<sup>-1</sup>.



Fonte: Autor.

Esta análise foi apresentada apenas com o intuito de demonstrar que não houve variação deste parâmetro, que se refere ao fator estratégia de condução, onde foram utilizados dois níveis: Aceleração Máxima (2.153 rpm) e Marcha Longa - Aceleração Reduzida (1.524 rpm). Nota-se um elevado coeficiente de determinação (entre 0,9140 e 0,9981), o que demonstra um comportamento bem modelado, com segurança nas inferências.

Estas rotações fazem parte das duas estratégias de condução avaliadas neste trabalho, objetivando obter uma condução racional do trator, principalmente, no que se refere ao uso de combustível.

O comportamento constante da rotação do motor, para ambas as estratégias de condução, é muito útil para a execução de operações agrícolas que utilizam a TDP para acionar os órgãos ativos de máquinas ou implementos agrícolas. Recentemente, alguns fabricantes passaram a disponibilizar modelos de tratores equipados com a chamada "TDP econômica" que, diferentemente da TDP *standard*, aciona uma máquina agrícola, mantendo sua rotação padronizada de 540 ou 1000 rpm, a uma rotação mais baixa do motor (FRANTZ et al., 2014).

As rotações padrão da TDP *standard* e econômica estão relacionadas com uma determinada rotação do motor do trator, e variam de acordo com sua marca, modelo e faixa de potência (SUMER et al., 2010). Ainda, segundo os autores, as diferentes rotações do motor, para se obter a rotação padrão na TDP, resultam em diferentes consumos de combustível e, qualquer economia entre a TDP *standard* e a TDP econômica, depende também de cargas impostas ao trator.

Conduzir o trator com uma potência mais “econômica” consiste em escolher a rotação do motor e a velocidade de deslocamento que permita ao motor realizar, na região mais econômica, o melhor trabalho (ALONSO, 2014).

#### 4.1.2 Consumo horário de combustível

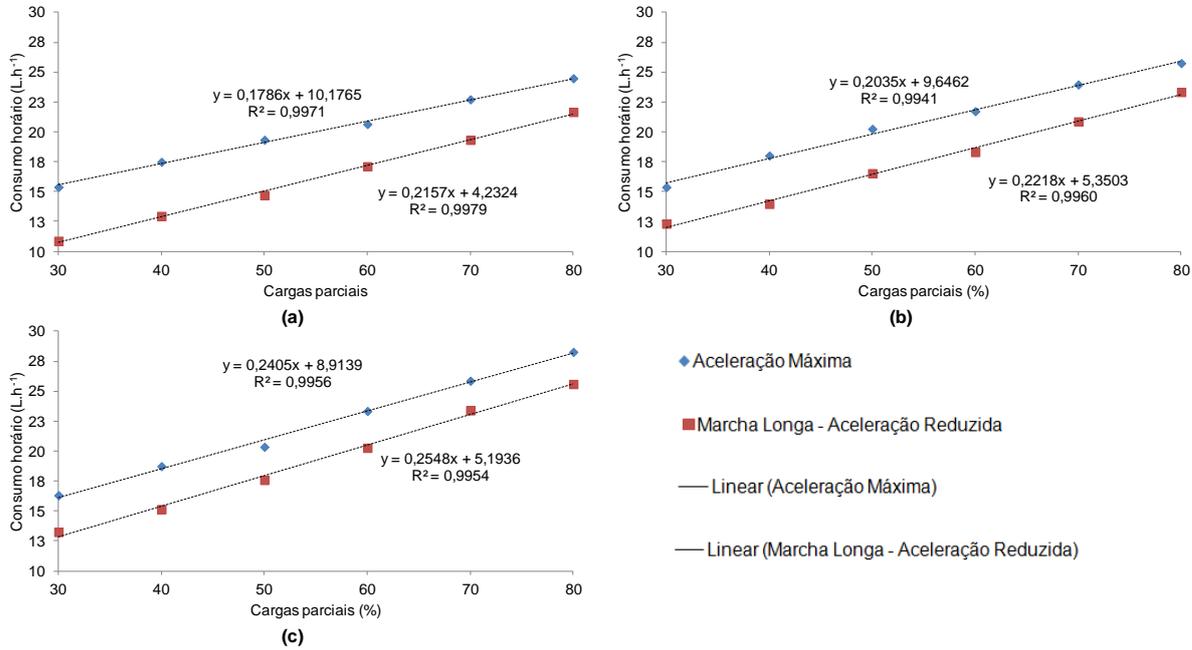
O consumo horário de combustível do motor apresentou diferença entre as estratégias de condução utilizadas. É possível observar claramente que a utilização da estratégia Marcha Longa - Aceleração Reduzida apresentou o menor consumo, em todas as cargas e velocidades de deslocamento, comparada com a estratégia Aceleração Máxima.

O consumo de combustível do motor para uma mesma potência é maior quando a rotação é elevada, mesmo o esforço sendo baixo (ALONSO, 2014). Observa-se ainda que, para uma mesma velocidade de deslocamento, à medida que as cargas são incrementadas a quantidade de combustível consumida pelo motor é maior, e a diferença de consumo entre as estratégias de condução tende a ser diminuída.

As curvas e as equações de regressão linear para a variável consumo horário estão apresentadas na Figura 21. Segundo ASAE (2006), o consumo horário de combustível é uma função linear da potência na barra de tração. Ainda, na Figura 21, observa-se um elevado ajuste ( $R^2$ ) das equações para as duas estratégias de condução em todas as velocidades de deslocamento (todos com  $R^2 = 0,99$ ), o que garante segurança nas inferências.

As equações de regressão apresentadas na Figura 21a, nos mostram que podemos esperar, em média, um acréscimo de 1,79 e 2,16 L.h<sup>-1</sup> no consumo horário de combustível para cada aumento de 10% na carga imposta ao trator, para as estratégias AM e MLAR, respectivamente.

Figura 21 - Variação do consumo horário de combustível em função das cargas parciais impostas ao trator, utilizando as estratégias de condução, para as velocidades de deslocamento: a) 5,16; b) 7,29 e c) 10,48 km.h<sup>-1</sup>.



Fonte: Autor.

Para analisar se houve diferença no consumo horário de combustível em função das estratégias de condução, cargas e velocidades de deslocamento, foi realizado o teste de Tukey, a 5% de probabilidade de erro. Estes resultados estão expressos na Tabela 6.

Fazendo uma análise geral dos resultados contidos na Tabela 6, pode-se afirmar que o consumo horário variou, dentro do intervalo de cargas impostas, de 10,86 L.h<sup>-1</sup> para o modo MLAR a 5,16 km.h<sup>-1</sup> até 28,27 L.h<sup>-1</sup> para o modo AM a 10,48 km.h<sup>-1</sup>. Este comportamento foi considerado normal e, portanto esperado, com maior consumo para a carga e velocidade de deslocamento mais elevadas.

Neujahr e Schlosser (2001) avaliando o comportamento de pneus agrícolas radiais e diagonais em relação à tração, observaram um incremento no consumo volumétrico de combustível à medida que a força de tração aumentou.

Tabela 6 - Diferença das médias de consumo horário de combustível ( $L \cdot h^{-1}$ ) para as estratégias de condução, os níveis de cargas parciais aplicados ao trator e as velocidades de deslocamento.

Modos	Cargas (%)					
	30	40	50	60	70	80
-----5,16 km.h <sup>-1</sup> -----						
AM	15,38 <sup>βAa</sup>	17,48 <sup>βAb</sup>	19,32 <sup>βAc</sup>	20,64 <sup>βAd</sup>	22,71 <sup>βAe</sup>	24,48 <sup>βAf</sup>
MLAR	10,86 <sup>αAa</sup>	12,94 <sup>αAb</sup>	14,70 <sup>αAc</sup>	17,10 <sup>αAd</sup>	19,32 <sup>αAe</sup>	21,66 <sup>αAf</sup>
-----7,29 km.h <sup>-1</sup> -----						
AM	15,37 <sup>βAa</sup>	18,00 <sup>βBb</sup>	20,24 <sup>βBc</sup>	21,72 <sup>βBd</sup>	23,96 <sup>βBe</sup>	25,75 <sup>βBf</sup>
MLAR	12,30 <sup>αBa</sup>	13,96 <sup>αBb</sup>	16,52 <sup>αBc</sup>	18,30 <sup>αBd</sup>	20,86 <sup>αBe</sup>	23,33 <sup>αBf</sup>
-----10,48 km.h <sup>-1</sup> -----						
AM	16,31 <sup>βBa</sup>	18,73 <sup>βCb</sup>	20,35 <sup>βBc</sup>	23,34 <sup>βCd</sup>	25,86 <sup>βCe</sup>	28,27 <sup>βCf</sup>
MLAR	13,24 <sup>αCa</sup>	15,15 <sup>αCb</sup>	17,59 <sup>αCc</sup>	20,27 <sup>αCd</sup>	23,40 <sup>αCe</sup>	25,59 <sup>αCf</sup>

\* Médias seguidas da mesma letra do alfabeto grego na coluna entre modos de condução, letra maiúscula do alfabeto latino na coluna entre velocidades de deslocamento para o mesmo modo de condução e letra minúscula do alfabeto latino na linha não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando o valor nominal de 5% de significância.

Fonte: Autor.

Ao observar a Tabela 6, percebe-se que para todas as combinações possíveis houve diferença para os dois modos de condução avaliados e para as seis cargas. Assim, com o trator conduzido no modo MLAR obtém-se uma diminuição no consumo de combustível do motor, proporcionando até 29,39% de economia de óleo Diesel em relação ao modo AM, na velocidade de 5,16 km.h<sup>-1</sup> e 30% de carga.

Esta diferença percentual é menor à medida que aumenta a carga imposta ao trator, sendo estatisticamente diferente entre um modo e outro. A eficiência no consumo de combustível varia em função do tipo de combustível e da percentagem de carga no motor (ASAE, 2003).

Ao analisar as médias de consumo horário dentro da mesma estratégia e carga, pode-se observar que houve diferença para os três níveis de velocidade de deslocamento (Tabela 6). Isto significa que quanto mais alta a velocidade, maior é o consumo de combustível. O interessante deste comportamento é que existe alteração significativa no consumo de combustível independentemente da estratégia de condução ou do nível de carga imposta ao trator.

Estes resultados revelam que o modo como o trator agrícola é conduzido tem efeito direto no consumo de combustível do motor. Dependendo da forma como se conduz o trator pode-se obter uma importante redução na quantidade de combustível consumida. Isso configura o modo MLAR como uma importante estratégia de condução do trator, objetivando a utilização racional desta máquina e, conseqüentemente, uma utilização eficiente de combustível.

As cargas temporárias impostas ao motor do trator causam efeito significativo na eficiência de consumo de combustível, para algumas operações (HANSSON et al., 2003). Ainda, segundo os autores, para operações onde as variações de rotação e torque do motor são pequenas, os efeitos na eficiência de combustível são menores.

No caso de tratores agrícolas, alguns ajustes são essenciais para reduzir o consumo horário de combustível, sendo que a maioria desses podem ser feitos pelo próprio usuário, já que se trata de modificar parâmetros de funcionamento, colocando lastros adequados, ajustando a pressão interna dos pneus à condição do solo, utilizando implementos em bom estado de funcionamento e principalmente, escolhendo a relação de marchas e a rotação de funcionamento do motor mais apropriada (MÁRQUEZ, 2012).

Conforme dados da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), o preço médio do óleo Diesel mineral S500 pago pelo consumidor no estado do Rio Grande do Sul é R\$ 2,930 (ANP, 2016).

Simulando uma operação de semeadura a uma velocidade de  $7,29 \text{ km.h}^{-1}$ , utilizando uma semeadora-adubadora, que demanda uma força de tração de 32,50 kN (70% de força de tração correspondente à potência máxima na barra de tração para a velocidade de  $7,29 \text{ km.h}^{-1}$ ), utilizando o modo AM o motor consumiria  $23,96 \text{ L.h}^{-1}$ . Já utilizando o trator de forma estratégica (estratégia MLAR) gastar-se-ia  $20,86 \text{ L.h}^{-1}$ . Supondo-se que o agricultor precisa semear uma área de 120 hectares, e que sua semeadora possui nove linhas de semeadura, aproximadamente 3,4 kN por linha (ASAE, 2003), espaçadas em 0,5 metros cada, o conjunto mecanizado trator+semeadora teria uma capacidade de campo efetiva de  $2,46 \text{ ha.h}^{-1}$ , considerando uma eficiência de campo de 75%. Neste caso, seriam necessárias, aproximadamente, 50 horas para realizar a operação.

Se o agricultor optasse por conduzir o trator de forma estratégica (MLAR) reduziria o consumo de combustível em  $3,1 \text{ L.h}^{-1}$ , e ao final do período de

semeadura economizaria 155 litros de óleo Diesel. Se for considerado o preço médio do Diesel mineral pago pelo consumidor gaúcho, levantado pela ANP, ao término da implantação da cultura, este agricultor economizaria cerca de R\$ 454,15 (aproximadamente R\$ 9,08 por hora trabalhada).

Tendo em vista o valor pago por um litro de óleo Diesel mineral, esta redução do consumo e, conseqüentemente, do custo horário de trabalho do trator, é muito importante para justificar a utilização da estratégia MLAR em substituição ao modo AM.

Além disso, a combustão do óleo Diesel é uma fonte importante para as emissões dos gases poluentes (ESTRADA et al., 2016a) que, de acordo com Lindgren et al. (2011), provocam um impacto considerável no meio ambiente e na saúde humana. Tais impactos poderiam ser reduzidos, visto que, de acordo com Hedbom (1994), a quantidade de emissões de um motor de ciclo Diesel depende, principalmente, da rotação do motor, da carga aplicada sobre este e, conseqüentemente, da quantidade de combustível consumida.

#### 4.1.3 Consumo específico de combustível

A partir dos dados de consumo horário e da potência na barra de tração foram obtidos os valores de consumo específico de combustível do trator, por meio da equação 10. Cabe salientar que estes valores foram calculados pelo *software* instalado no computador do carro dinamométrico.

$$C_e = \frac{(Ch \times 1.000 \times \rho)}{N_b} \quad (10)$$

Onde:

$C_e$  – Consumo específico de combustível ( $g/kW.h^{-1}$ );

$Ch$  – Consumo horário de combustível ( $L.h^{-1}$ );

$\rho$  – Densidade do combustível ( $0,835 \text{ kg.L}^{-1}$ );

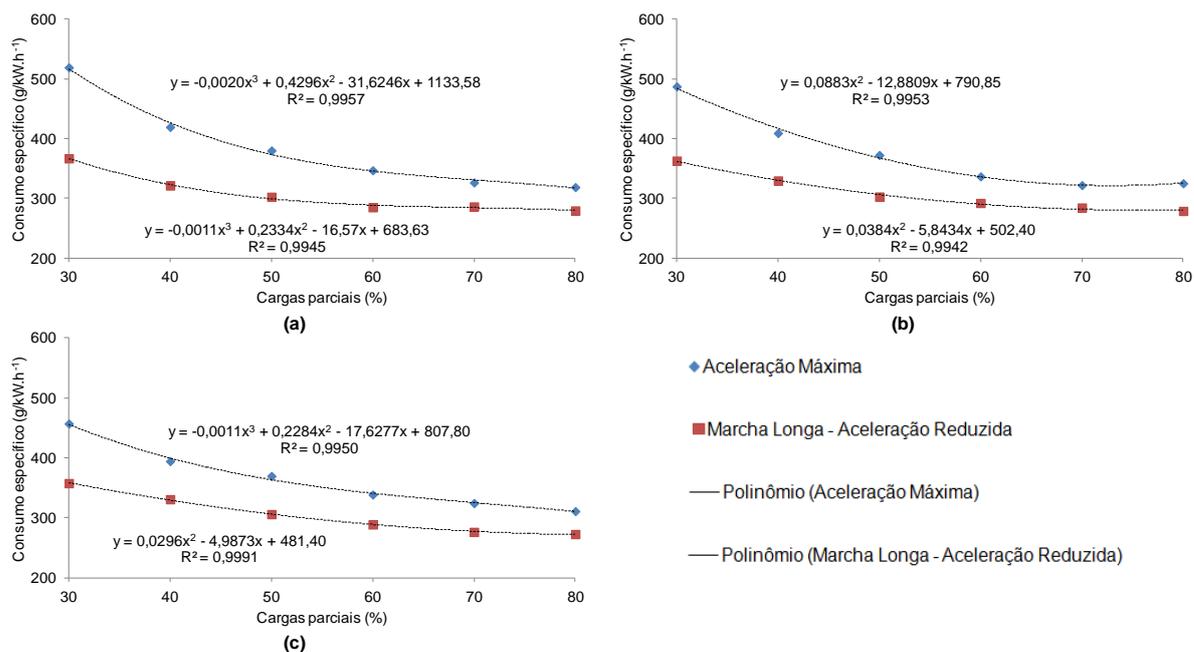
$N_b$  – Potência na barra de tração (kW).

O consumo específico de combustível apresentou um comportamento normal (conforme o esperado), com diminuição do consumo à medida que aumentou a

carga aplicada ao trator (potência na barra de tração). Assim, como ocorre para a variável consumo horário, o ajuste das curvas de regressão polinomial e suas equações apresentaram elevado coeficiente de determinação (Figura 22).

De acordo com a ASAE (2006), o consumo específico de combustível é uma função não linear da potência na barra de tração. Os resultados também indicam que para uma mesma velocidade de deslocamento, à medida que as cargas aumentam a diferença de consumo específico entre as estratégias de condução é reduzida. Esta mesma tendência é observada entre as três velocidades utilizadas, sendo que quanto maior a velocidade, menor é esta diferença (Figura 22).

Figura 22 - Variação do consumo específico de combustível em função das cargas parciais impostas ao trator, utilizando as estratégias de condução, para as velocidades de deslocamento: a) 5,16; b) 7,29 e c) 10,48 km.h<sup>-1</sup>.



Fonte: Autor.

Para todos os tratamentos estudados, o trator conduzido utilizando a estratégia MLAR foi estatisticamente inferior ao modo AM quanto ao consumo específico de combustível, pelo teste de Tukey ao nível nominal de 5% de significância. Estes resultados estão expressos na Tabela 7.

Tabela 7 - Diferença das médias de consumo específico de combustível ( $\text{g/kW.h}^{-1}$ ) para as estratégias de condução, os níveis de cargas parciais aplicados ao trator e as velocidades de deslocamento.

Modos	Cargas (%)					
	30	40	50	60	70	80
-----5,16 $\text{km.h}^{-1}$ -----						
AM	519,03 <sup><math>\beta\text{Ce}^*</math></sup>	419,27 <sup><math>\beta\text{Cd}</math></sup>	379,92 <sup><math>\beta\text{Bc}</math></sup>	346,66 <sup><math>\beta\text{Bb}</math></sup>	326,27 <sup><math>\beta\text{Aa}</math></sup>	318,51 <sup><math>\beta\text{ABa}</math></sup>
MLAR	366,72 <sup><math>\alpha\text{Bd}</math></sup>	321,25 <sup><math>\alpha\text{Ac}</math></sup>	302,32 <sup><math>\alpha\text{Ab}</math></sup>	284,80 <sup><math>\alpha\text{Aa}</math></sup>	286,09 <sup><math>\alpha\text{Ba}</math></sup>	279,35 <sup><math>\alpha\text{Aa}</math></sup>
-----7,29 $\text{km.h}^{-1}$ -----						
AM	487,14 <sup><math>\beta\text{Be}</math></sup>	409,03 <sup><math>\beta\text{Bd}</math></sup>	372,32 <sup><math>\beta\text{Bbc}</math></sup>	336,46 <sup><math>\beta\text{Ab}</math></sup>	321,80 <sup><math>\beta\text{Aa}</math></sup>	324,95 <sup><math>\beta\text{Ba}</math></sup>
MLAR	362,80 <sup><math>\alpha\text{ABe}</math></sup>	329,58 <sup><math>\alpha\text{Bd}</math></sup>	302,65 <sup><math>\alpha\text{Ac}</math></sup>	291,94 <sup><math>\alpha\text{Ab}</math></sup>	284,30 <sup><math>\alpha\text{ABa}</math></sup>	278,64 <sup><math>\alpha\text{Aa}</math></sup>
-----10,48 $\text{km.h}^{-1}$ -----						
AM	457,02 <sup><math>\beta\text{Af}</math></sup>	394,34 <sup><math>\beta\text{Ae}</math></sup>	369,63 <sup><math>\beta\text{Ad}</math></sup>	338,57 <sup><math>\beta\text{ABc}</math></sup>	324,27 <sup><math>\beta\text{Ab}</math></sup>	310,90 <sup><math>\beta\text{Aa}</math></sup>
MLAR	357,59 <sup><math>\alpha\text{Ae}</math></sup>	330,79 <sup><math>\alpha\text{Bd}</math></sup>	305,85 <sup><math>\alpha\text{Ac}</math></sup>	288,71 <sup><math>\alpha\text{Ab}</math></sup>	276,21 <sup><math>\alpha\text{Aa}</math></sup>	272,62 <sup><math>\alpha\text{Aa}</math></sup>

\* Médias seguidas da mesma letra do alfabeto grego na coluna entre modos de condução, letra maiúscula do alfabeto latino na coluna entre velocidades de deslocamento para o mesmo modo de condução e letra minúscula do alfabeto latino na linha não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando o valor nominal de 5% de significância.

Fonte: Autor.

Ao fazer uma análise das estratégias de condução dentro de cada nível de carga, observa-se que, para as três velocidades de deslocamento estudadas, quanto maior a carga aplicada ao trator, menor é o consumo específico de combustível. Este resultado vai ao encontro dos obtidos por Acuña et al. (1995), onde observaram que no nível de carga dinâmica 1 (35,8 kN) o consumo específico foi maior em relação ao nível 2 (38,4 kN), devido à baixa potência exigida do trator.

Baixos valores de consumo específico de combustível significam otimização simultânea do desempenho do motor, da eficiência de tração e da adequação do implemento à fonte de potência (LYNE et al., 1984). A existência de relação inversa entre o consumo específico de combustível e as cargas impostas ao trator reforça essa afirmação.

Apesar de haver um aumento linear da quantidade de combustível consumido por hora pelo motor, a potência desenvolvida na barra de tração do trator também aumenta. Esta potência, segundo Salvador et al. (2009), é função da força de tração e da velocidade real de deslocamento.

Outra análise permite concluir que não há diferença de consumo específico para cargas elevadas (70 e 80%), com exceção do modo AM na velocidade de 10,48 km.h<sup>-1</sup>. De acordo com Márquez (2012), o consumo específico serve para valorar a eficiência de um motor, ou seja, o trabalho que pode ser produzido (kWh) a partir de uma unidade (grama) de combustível, independentemente da potência disponível.

Ao analisar as médias de consumo específico dentro do mesmo modo e carga, nota-se comportamento similar para ambos os modos de condução. Quanto maior a velocidade de deslocamento menor é o consumo específico de combustível do motor. Este comportamento é similar ao encontrado por Lopes et al. (2003), onde afirmam que o fator marcha teve influência significativa no consumo específico, sendo que esta variável reduziu na medida em que aumentou a velocidade.

Monteiro (2011a) encontrou economia de 9,5% no consumo específico de combustível quando a velocidade de deslocamento do trator aumentou de 6,5 para 7,5 km.h<sup>-1</sup>, por meio da mudança de marcha B2 para B3, mostrando que o aumento da velocidade de deslocamento melhorou o rendimento energético do trator ensaiado. Em trabalho realizado por Jenane et al. (1996), a sétima marcha ofereceu uma oportunidade maior para operar o trator de forma mais eficiente do que a quarta marcha, nas condições estabelecidas no experimento.

O operador deve, portanto, segundo Lyne et al. (1984), selecionar uma velocidade de deslocamento (marcha de trabalho) e rotação no motor compatíveis com as características operacionais do implemento e com a qualidade do trabalho a realizar, com o objetivo de economizar potência e, conseqüentemente, combustível.

Além disso, para as cargas baixas (30 e 40%), há diferença estatística entre as três velocidades para o modo AM. Conforme as cargas são aumentadas esta diferença deixa de existir, principalmente, para a estratégia MLAR. Isto pode ser verificado para a carga de 50%, por exemplo, onde os valores médios de consumo específico foram de 302,32; 302,65 e 305,85 g/kW.h<sup>-1</sup> para as velocidades de 5,16; 7,29 e 10,48 km.h<sup>-1</sup>, respectivamente.

Lyne et al. (1984) verificaram que elevados níveis de potência e baixos valores de consumo específico de combustível poderiam ser obtidos por meio da otimização do desempenho do motor e da eficiência de tração.

#### 4.1.4 Eficiência térmica do motor

A partir dos dados de consumo específico e do poder calorífico inferior do combustível foram obtidos os valores de eficiência térmica do motor, por meio da equação 11, importantes para identificar o comportamento do motor.

$$ET = \left( \frac{3600}{(Ce \times PCI)} \right) \times 100 \quad (11)$$

Onde:

ET – Eficiência térmica do motor (%);

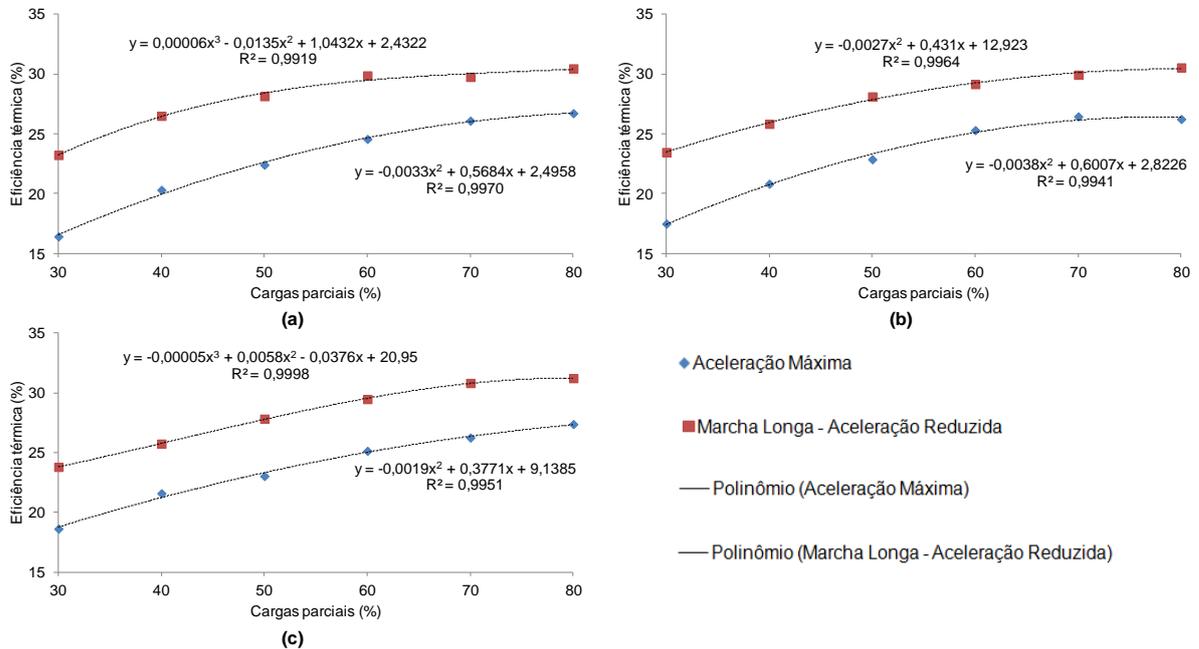
Ce – Consumo específico de combustível (g/kW.h<sup>-1</sup>);

PCI – Poder calorífico inferior do combustível (42,295 kcal.kg<sup>-1</sup>).

O comportamento da eficiência térmica do motor foi inverso ao do consumo específico, isto é, à medida que ocorre uma diminuição do consumo, em função do aumento da carga, tem-se uma melhoria na eficiência térmica do motor. A eficiência térmica é simplesmente o inverso do produto do consumo específico de combustível e o poder calorífico do mesmo (RAKOPOULOS et al., 2008).

O ajuste das curvas de regressão polinomial e suas equações apresentaram um elevado coeficiente de determinação, todos acima de 0,9919 (Figura 23). Percebe-se ainda, que para uma mesma velocidade de deslocamento, à medida que as cargas são incrementadas a diferença de eficiência térmica entre as estratégias de condução é reduzida. Esta mesma tendência é observada entre as três velocidades utilizadas, sendo que quanto maior a velocidade menor é esta diferença, inclusive para as cargas mais baixas.

Figura 23 - Variação da eficiência térmica do motor em função das cargas parciais impostas ao trator, utilizando as estratégias de condução, para as velocidades de deslocamento: a) 5,16; b) 7,29 e c) 10,48 km.h<sup>-1</sup>.



Fonte: Autor.

Para analisar se houve diferença na eficiência térmica do motor em função das estratégias de condução, cargas e velocidades de deslocamento, foi realizado o teste de Tukey, ao nível nominal de 5% de significância (Tabela 8).

Ao fazer uma análise das estratégias de condução dentro do mesmo nível de carga e velocidade de deslocamento, pode-se afirmar que quando o trator é conduzido de forma estratégica (MLAR) é possível fazer com que o motor obtenha maior eficiência térmica, visto que está relacionada com a condição em que o motor proporcione o menor consumo específico de combustível, levando-se em consideração um valor de poder calorífico constante.

Para as três velocidades de deslocamento, ao utilizar a rotação inicial do motor em 1.524 rpm, que configura a estratégia MLAR, foram obtidos os maiores valores de eficiência térmica do motor (Tabela 8), indicando a eficácia com que ocorre a combustão nos cilindros (MIALHE, 1996).

Tabela 8 - Diferença das médias de eficiência térmica do motor (%) para as estratégias de condução, os níveis de cargas parciais aplicados ao trator e as velocidades de deslocamento.

Modos	Cargas (%)					
	30	40	50	60	70	80
-----5,16 km.h <sup>-1</sup> -----						
AM	16,40 <sup>βCe</sup>	20,30 <sup>βBd</sup>	22,40 <sup>βBc</sup>	24,56 <sup>βBb</sup>	26,09 <sup>βAa</sup>	26,72 <sup>βBa</sup>
MLAR	23,22 <sup>αAd</sup>	26,50 <sup>αAc</sup>	28,15 <sup>αAb</sup>	29,88 <sup>αAa</sup>	29,76 <sup>αBa</sup>	30,47 <sup>αBa</sup>
-----7,29 km.h <sup>-1</sup> -----						
AM	17,47 <sup>βBe</sup>	20,81 <sup>βBd</sup>	22,86 <sup>βABc</sup>	25,30 <sup>βBb</sup>	26,45 <sup>βAa</sup>	26,23 <sup>βBa</sup>
MLAR	23,46 <sup>αAe</sup>	25,83 <sup>αBd</sup>	28,12 <sup>αAc</sup>	29,16 <sup>αBb</sup>	29,94 <sup>αBa</sup>	30,55 <sup>αBa</sup>
-----10,48 km.h <sup>-1</sup> -----						
AM	18,62 <sup>βAf</sup>	21,59 <sup>βAe</sup>	23,03 <sup>βAd</sup>	25,14 <sup>βAc</sup>	26,25 <sup>βAb</sup>	27,38 <sup>βAa</sup>
MLAR	23,80 <sup>αAe</sup>	25,74 <sup>αBd</sup>	27,83 <sup>αAc</sup>	29,48 <sup>αBb</sup>	30,82 <sup>αAa</sup>	31,23 <sup>αAa</sup>

\* Médias seguidas da mesma letra do alfabeto grego na coluna entre modos de condução, letra maiúscula do alfabeto latino na coluna entre velocidades de deslocamento para o mesmo modo de condução e letra minúscula do alfabeto latino na linha não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando o valor nominal de 5% de significância.

Fonte: Autor.

Os maiores valores foram observados para as cargas mais elevadas (70 e 80%). Com a utilização da estratégia de condução “MLAR”, para a carga de 80%, a eficiência térmica do motor teve um incremento médio de 14,03; 16,47 e 14,06% para as velocidades de 5,16; 7,29 e 10,48 km.h<sup>-1</sup>, respectivamente. No caso dos motores de tratores agrícolas e florestais, segundo Peña et al. (1993), podem ser atingidos rendimentos de até 36%.

## 4.2 TRANSMISSÃO CVT

Nesta parte são apresentados e discutidos os resultados referentes à eficiência no consumo de combustível de um trator agrícola equipado com transmissão CVT. A temperatura do ar variou de 19 a 25°C e a umidade relativa diminuiu de 25 para 21%, já a pressão atmosférica permaneceu praticamente constante, em 95,2 kPa (Apêndice A).

Os resultados experimentais nos permitem concluir que houve efeito significativo da interação entre os fatores: velocidade e carga ( $p \leq 0,05$ ). Como houve

interação entre os dois fatores foram analisados seus efeitos e o resumo da análise de variância é apresentado na Tabela 9.

Tabela 9 - Resumo da ANOVA para os parâmetros rotação do motor (rpm), consumo horário ( $L.h^{-1}$ ) e específico de combustível ( $g/kW.h^{-1}$ ), para velocidade, carga e suas interações.

Fontes de variação	GL	Quadrados médios		
		Rotação do motor	Consumo horário	Consumo específico
Velocidade	2	44709,33	25,67	335,32
Carga	5	116896,25	229,79	3760,66
Velocidade x Carga*	10	7371,86	0,21	81,32
Erro	36	505,29	0,05	9,86
cv (%)	-	1,67	1,25	1,03
Média geral	-	1346,23	18,40	305,58

\* Houve efeito significativo da interação entre os fatores ( $p \leq 0,05$ ).

Fonte: Autor.

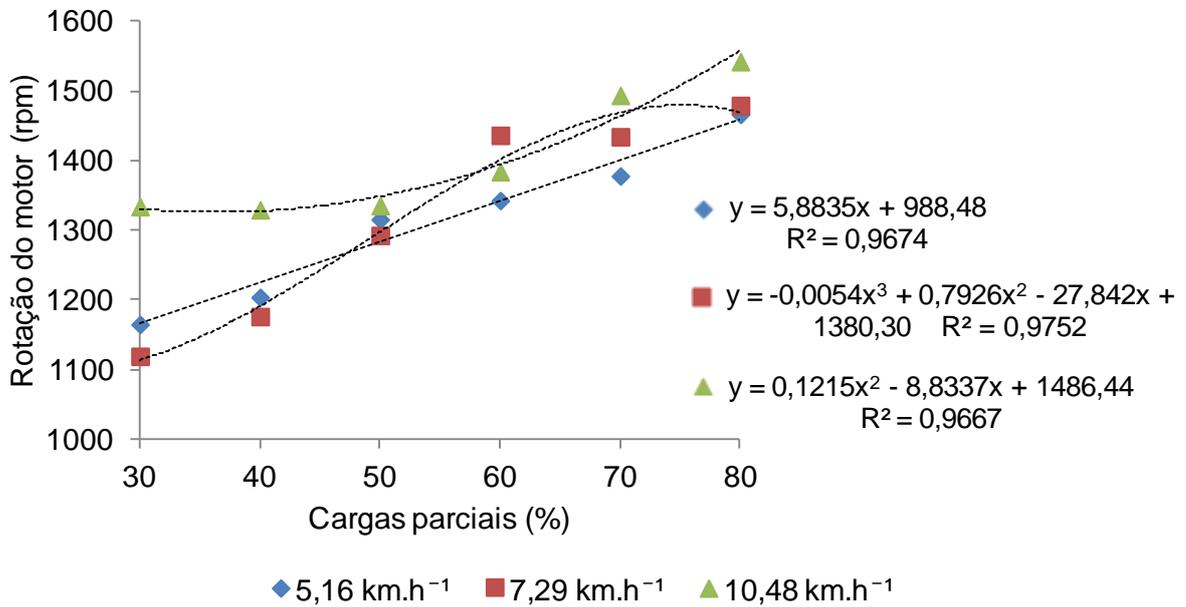
Assim como verificado na Tabela 5, também é possível observar nesta tabela os baixos valores do cv, revelando pequena dispersão dos dados e, conseqüentemente, boa precisão do experimento.

#### 4.2.1 Rotação do motor

A rotação do motor para o modo de condução automático teve distintos comportamentos para as três velocidades de deslocamento avaliadas, explicados pelas equações polinomiais (Figura 24). Porém, a tendência do motor em aumentar sua rotação em função do aumento da carga foi a mesma para as três velocidades.

Ainda, ao observar a Figura 24, em especial, a variação da rotação do motor para a velocidade de  $10,48 \text{ km.h}^{-1}$ , notam-se valores maiores, desde as cargas menores. Porém, na velocidade de  $7,29 \text{ km.h}^{-1}$ , constatou-se a maior diferença, com um acréscimo de 32,23% na rotação do motor, passando de 1119,08 rpm (30%) para 1479,71 rpm (80%).

Figura 24 - Variação da rotação do motor em função das cargas parciais impostas ao trator, para as três velocidades de deslocamento.



Fonte: Autor.

Esta é uma característica das transmissões CVT, pois na tentativa de manter a velocidade real de trabalho desejada a rotação do motor é aumentada. No momento em que a sobrecarga imposta ao trator e, conseqüentemente, ao motor, for ainda maior, onde o motor já não tem mais como fornecer torque e potência para vencer tal sobrecarga, a velocidade real do trator tende a diminuir.

Desta forma, o rendimento do motor será otimizado, já que em circunstâncias de pequenas forças de tração como operações de transporte, por exemplo, a central eletrônica da transmissão CVT emitirá um sinal para que a rotação do motor seja reduzida, enquanto que em situações que requerem aceleração, o motor trabalhará na rotação de potência máxima (LINARES, 2003; RENIUS & RESCH, 2005).

Para analisar a existência de diferenças significativas na rotação do motor em função das médias das velocidades de deslocamento e das cargas parciais, realizou-se o teste de Tukey, a 5% de probabilidade de erro. Estes resultados estão expressos na Tabela 10.

Tabela 10 - Diferença das médias de rotação do motor (rpm) para as velocidades de deslocamento e os níveis de cargas parciais impostas ao trator.

Velocidades (km.h <sup>-1</sup> )	Cargas (%)					
	30	40	50	60	70	80
5,16	1164,89 <sup>Ba</sup>	1203,89 <sup>Aa</sup>	1315,80 <sup>Ab</sup>	1342,95 <sup>Abc</sup>	1378,23 <sup>Ac</sup>	1466,70 <sup>Ad</sup>
7,29	1119,08 <sup>Aa</sup>	1176,23 <sup>Ab</sup>	1292,84 <sup>Ac</sup>	1436,70 <sup>Bd</sup>	1434,67 <sup>Bd</sup>	1479,71 <sup>Ad</sup>
10,48	1334,19 <sup>Ca</sup>	1329,58 <sup>Ba</sup>	1335,68 <sup>Aa</sup>	1384,39 <sup>Aa</sup>	1494,07 <sup>Cb</sup>	1542,63 <sup>Bb</sup>

\* Médias seguidas da mesma letra maiúscula na coluna e minúscula na linha não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando o valor nominal de 5% de significância.

Fonte: Autor.

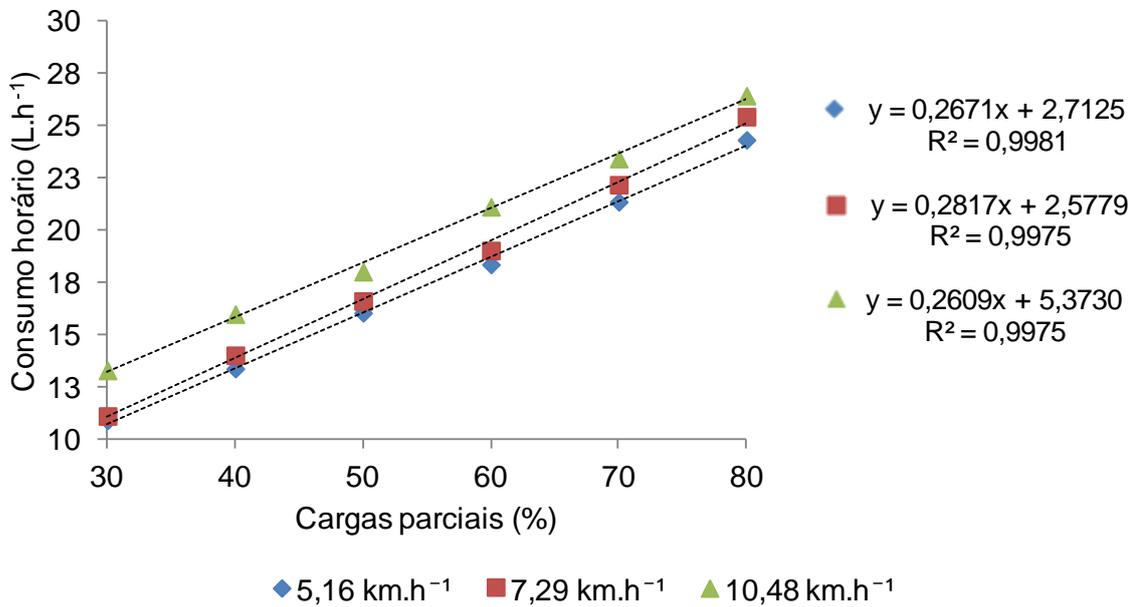
Fazendo uma análise geral dos resultados contidos na Tabela 10, pode-se afirmar que a rotação do motor aumentou à medida que as cargas parciais impostas ao trator foram sendo incrementadas. Isso ocorreu para as três velocidades de deslocamento.

#### 4.2.2 Consumo horário de combustível

O consumo horário de combustível teve comportamento similar para as três velocidades de deslocamento avaliadas, explicados pelas equações lineares, apresentadas na Figura 25.

Outro resultado interessante para a variável consumo horário pode ser obtido a partir das equações de regressão, onde se pode esperar, em média, um acréscimo de 2,67; 2,82 e 2,61 L.h<sup>-1</sup> no consumo de combustível para cada aumento de 10% na carga imposta ao trator, para as velocidades de 5,16; 7,29; e 10,48 km.h<sup>-1</sup>, respectivamente. Observa-se ainda, um elevado ajuste (R<sup>2</sup>) das equações para as três velocidades de deslocamento (Figura 25).

Figura 25 - Variação do consumo horário de combustível em função das cargas parciais impostas ao trator, para as três velocidades de deslocamento.



Fonte: Autor.

Com exceção das velocidades de 5,16 e 7,29 km.h<sup>-1</sup> para a carga parcial de 30%, todos os tratamentos avaliados tiveram seus resultados diferidos estatisticamente entre si quanto ao consumo horário de combustível, pelo teste de Tukey, ao nível nominal de 5% de significância. Estes resultados podem ser observados na Tabela 11.

Tabela 11 - Diferença das médias de consumo horário de combustível (L.h<sup>-1</sup>) para as velocidades de deslocamento e os níveis de cargas parciais impostas ao trator.

Velocidades (km.h <sup>-1</sup> )	Cargas (%)					
	30	40	50	60	70	80
5,16	10,90 <sup>Aa</sup>	13,38 <sup>Ab</sup>	16,05 <sup>Ac</sup>	18,37 <sup>Ad</sup>	21,37 <sup>Ae</sup>	24,34 <sup>Af</sup>
7,29	11,11 <sup>Aa</sup>	14,02 <sup>Bb</sup>	16,62 <sup>Bc</sup>	19,04 <sup>Bd</sup>	22,19 <sup>Be</sup>	25,45 <sup>Bf</sup>
10,48	13,29 <sup>Ba</sup>	15,99 <sup>Cb</sup>	18,02 <sup>Cc</sup>	21,13 <sup>Cd</sup>	23,44 <sup>Ce</sup>	26,46 <sup>Cf</sup>

\* Médias seguidas da mesma letra maiúscula na coluna e minúscula na linha não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando o valor nominal de 5% de significância.

Fonte: Autor.

A partir dos resultados expressos na Tabela 11, percebe-se que para a maioria das combinações possíveis houve diferença para as três velocidades avaliadas e para as seis cargas parciais impostas. As cargas diferiram entre si em seis grupos distintos (letras de “a” a “f”). À medida que as velocidades e as cargas parciais são incrementadas o consumo horário aumenta linearmente.

Para cada uma das velocidades, tem-se um incremento no consumo horário de combustível de 223,30; 229,07 e 199,10% quando comparado à carga de 80% em relação à de 30%, para as velocidades de 5,16; 7,29 e 10,48 km.h<sup>-1</sup>, respectivamente. A maior velocidade é a que possui o menor aumento percentual de consumo horário de combustível (199,10%), porém, desde a primeira carga, é a velocidade de deslocamento que imprime o maior consumo de combustível.

De acordo com os resultados de um ensaio na Universidade de Nebraska, um trator equipado com transmissão CVT conduzido no modo automático foi mais econômico que outro equipado com transmissão mecânica, de engrenagens, quando a potência na barra de tração foi menor que 76 a 81% da potência máxima (HOWARD et al., 2013).

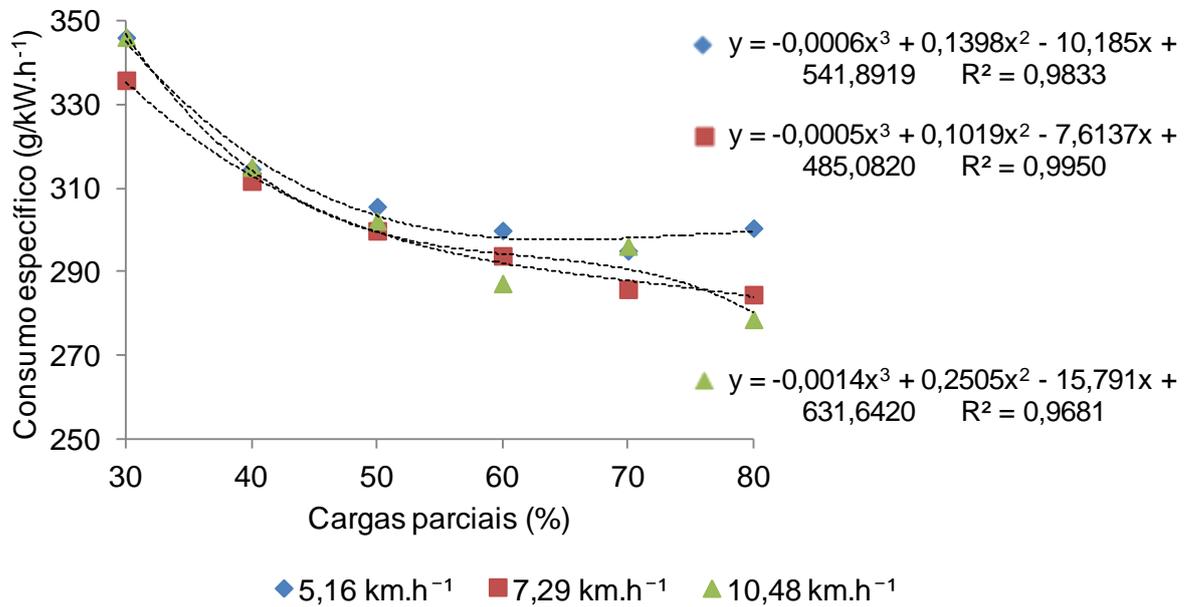
Quando não se necessita de potência elevada, a relação de transmissão se modifica e a rotação do motor é reduzida, porém a velocidade de trabalho é mantida constante (ALONSO, 2014). Assim, segundo o mesmo autor, pode-se obter um consumo eficiente de combustível.

#### **4.2.3 Consumo específico de combustível**

Assim como foi observado para o trator com transmissão Powershift, o consumo específico de combustível também apresentou um comportamento normal, isto é, conforme o esperado, para o trator equipado com transmissão CVT, com diminuição do consumo específico à medida que as cargas parciais impostas ao trator foram sendo aumentadas.

Como ocorreu com as demais variáveis, o ajuste das curvas de regressão polinomial e suas equações apresentaram elevado coeficiente de determinação (Figura 26).

Figura 26 - Variação do consumo específico de combustível em função das cargas parciais impostas ao trator, para as três velocidades de deslocamento.



Fonte: Autor.

Para analisar se houve diferença no consumo específico de combustível em função das velocidades de deslocamento e das cargas parciais, realizou-se o teste de Tukey, a 5% de probabilidade de erro. Estes resultados estão apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 - Diferença das médias de consumo específico de combustível (g/kW.h<sup>-1</sup>) para as velocidades de deslocamento e os níveis de cargas parciais impostas ao trator.

Velocidades (km.h <sup>-1</sup> )	Cargas (%)					
	30	40	50	60	70	80
5,16	346,21 <sup>Bd</sup>	314,72 <sup>Ac</sup>	305,71 <sup>Ab</sup>	299,98 <sup>Bab</sup>	295,11 <sup>Ba</sup>	300,57 <sup>Bab</sup>
7,29	335,98 <sup>Ad</sup>	311,82 <sup>Ac</sup>	299,91 <sup>Ab</sup>	293,92 <sup>Bb</sup>	285,91 <sup>Aa</sup>	284,62 <sup>Aa</sup>
10,48	346,30 <sup>Be</sup>	315,16 <sup>Ad</sup>	302,26 <sup>Ac</sup>	287,29 <sup>Ab</sup>	296,26 <sup>Bc</sup>	278,70 <sup>Aa</sup>

\* Médias seguidas da mesma letra maiúscula na coluna e minúscula na linha não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando o valor nominal de 5% de significância.

Fonte: Autor.

Ao observar a Tabela 12 pode-se afirmar que, para as cargas de 30, 40, 50 e 70% com o trator conduzido sob a velocidade de  $7,29 \text{ km.h}^{-1}$  foram obtidos os menores valores de consumo específico de combustível, sendo que para as cargas de 40 e 50% estes valores não diferiram das demais velocidades, o que pode ser explicado pela maior potência na barra de tração desenvolvida nesta velocidade.

Ao fazer uma análise do efeito do aumento das cargas para a mesma velocidade de deslocamento verifica-se que, para as velocidades de  $5,16$  e  $7,29 \text{ km.h}^{-1}$ , não há diferença de consumo específico entre as cargas elevadas (70 e 80%) e entre as cargas intermediárias (50 e 60%), porém para as cargas inferiores (30 e 40%) existe diferença de consumo específico entre elas (Tabela 12).

Ao avaliarem o desempenho em pista de um trator agrícola com transmissão CVT, Coffman et al. (2010) afirmam que operando no modo automático foi possível reduzir significativamente o consumo de combustível em relação ao modo manual. Ainda, segundo os autores, a transmissão CVT no modo automático teve vantagens em relação ao modo manual, para baixas potências na barra de tração e, tanto o consumo horário quanto o específico de combustível, foram similares para os dois modos de operação, quando as potências desenvolvidas na barra de tração foram maiores.

Os tratores que dispõem de transmissão automática de velocidades possibilitam melhor utilização da potência do motor. Por isso, estes modelos, além de possuírem um manejo mais cômodo para o operador, oferecem maior economia de combustível, em comparação aos modelos sem velocidades automáticas (ALONSO, 2014).

Além disso, de acordo com Alonso (2014), o trabalho conjunto do motor e da transmissão é muito importante, para oferecer uma rotação constante do motor e poder variar a velocidade de deslocamento de acordo com as condições de trabalho. Atualmente, isto pode ser alcançado graças às estratégias de condução dos tratores modernos e, em especial, dos modelos equipados com transmissão contínua (CVT).

Dentro de uma economia global na qual se insere a agricultura brasileira, a importância e a difusão de informações sobre o desempenho das máquinas são essenciais para tomadas de decisões, principalmente, aquelas relacionadas à otimização da relação custo e benefício (MONTEIRO, 2011a).

## 5 CONCLUSÕES

Tendo como base os resultados obtidos no trabalho, pode-se concluir que:

i. Com relação ao trator com transmissão Powershif, à medida que as cargas parciais e a velocidade aumentam a rotação do motor permanece constante, diferentemente do trator com transmissão CVT, que tem sua rotação aumentada.

ii. O modo Marcha Longa - Aceleração Reduzida pode ser recomendado como uma estratégia de condução do trator com transmissão Powershift, visto que foram obtidas economias de até 29,39% de óleo Diesel e maiores eficiências térmica do motor em relação ao modo Aceleração Máxima, normalmente recomendado pelos fabricantes.

iii. O consumo específico do trator com transmissão CVT diminui à medida que as cargas parciais e as velocidades de deslocamento são incrementadas, evidenciando maior eficiência de consumo de combustível nestas condições.

iv. Existe relação entre o consumo de combustível e a velocidade de deslocamento, onde para ambas as transmissões, quanto maior a velocidade maior é o consumo horário e menor é o consumo específico de combustível.

## 6 RECOMENDAÇÕES

Como recomendação para trabalhos futuros, sugere-se:

I. Realizar experimentos semelhantes em condições de campo, a fim de consolidar esta técnica como uma importante estratégia de condução de tratores agrícolas.

II. Dar continuidade na realização de estudos com tratores equipados com outros tipos comerciais de transmissão CVT, a fim de avaliar se as tendências encontradas neste trabalho referem-se a todos os tratores com transmissão CVT ou se são específicas para o fabricante e modelo de trator utilizado neste experimento.

## REFERÊNCIAS

- ACUÑA, R. R. D.; MANTOVANI, E. C.; MARTYN, P. J.; BERTAUX, S. Comparação do coeficiente de tração e da eficiência tratorária de um trator agrícola obtidos pela equação de Wismer e Luth e por ensaios de campo. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, v. 30, n. 4, p. 523-530, abr. 1995.
- ANP. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. **Síntese dos Preços Praticados – Brasil**. Rio de Janeiro, 2016. Disponível em: <[http://www.anp.gov.br/preco/prc/Resumo\\_Semanal\\_Index.asp](http://www.anp.gov.br/preco/prc/Resumo_Semanal_Index.asp)>. Acesso em: 24 ago. 2016.
- ALONSO, M. J. G. **Descripción y estudio técnico de las estrategias de conducción de los tractores Deutz-Fahr**. 2014. 198f. Trabajo fin de carrera (Departamento de Ingeniería Rural). Universidad Politécnica de Madrid – Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos, Madrid, 2014.
- ASAE. AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. **ASAE EP496.2: Agricultural Machinery Management**. St Joseph, p. 367-372. 2003.
- ASAE. AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. **ASAE D497.5: Agricultural Machinery Management**. St Joseph, p. 343-349. 2006.
- BARTZ, W. J.; WIENECKE, D. **Influence of oil formulation on fuel economy of passenger cars**. SAE, 2000. (Paper nº 2000-01-2050).
- BASHFORD, L. L. **Power losses due to slip and motion resistance**. ASAE. St. Joseph, EUA: ASAE, 1984. (Paper No. 84-1564).
- BASSO, H. D. El tractor como base de La mecanización: En trabajos de tracción. In: 17º Conferencia Internacional de Mecanización Agraria, 1º Ponencia Zaragoza, España, p. 3-34. 1985.
- BILSKI, B. Exposure to audible and infrasonic noise by modern agricultural tractors operators. **Applied Ergonomics**, v. 44, p. 210-214, aug. 2013.
- BRIXIUS, W. W.; WISMER, R. D. **The role of slip in traction**. ASAE. St. Joseph, EUA: ASAE, 1978. (Paper No. 78-153).
- COFFMAN, B. A.; KOCHER, M. F.; ADAMCHUK, V. I.; HOY, R. M.; BLANKENSHIP, E. E. Testing fuel efficiency of a tractor with a continuously variable transmission. **Applied Engineering in Agriculture**, v. 26, n. 1, p. 31-36, 2010.
- 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 - Faculdade de Ciências Agrônômicas, Botucatu, 2000.

- DE COBO, L. B. D. Selección y dimensionamiento de la maquinaria agrícola – en función de la potencia y condiciones de trabajo. In: **Oficina regional de la FAO para América Latina y el Caribe**. Santiago, Chile, 1988.
- ESTRADA, J. S.; SCHLOSSER, J. F.; FARIAS, M. S.; RODRIGUES, F. A.; MARTINI, A. T.; SANTOS, G. O. Performance of an agricultural engine using blends of Diesel and ethanol. **Ciência Rural**, v. 46, n. 7, p. 1200-1205, jul. 2016a.
- ESTRADA, J. S.; SCHLOSSER, J. F.; FARIAS, M. S.; MARTINI, A. T.; SANTOS, G. O. Mass of agricultural tractors available in the brazilian market. **Ciência Rural**, v. 46, n. 8, p. 1390-1394, ago. 2016b.
- FERREIRA, D. F. Sisvar: A computer statistical analysis system. **Ciência e Agrotecnologia**, v. 35, n. 6, p. 1039-1042, nov./dez. 2011.
- FRANTZ, U. G.; SCHLOSSER, J. F.; FARIAS, M. S.; FERIGOLO, L. F.; EBERT, L. C. Eficiência energética de um trator agrícola utilizando duas configurações de tomada de potência. **Ciência Rural**, v. 44, n. 7, p. 1219-1222, jul. 2014.
- GABRIEL FILHO, A.; SILVA, S. L.; MODOLO, A. J.; SILVEIRA, J. C. M. Desempenho de um trator operando em solo com diferentes tipos de cobertura vegetal. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 24, n. 3, p. 781-789, set./dez. 2004.
- GOERING, C. E. **Engine and Tractor Power**. 3. ed. USA: ASAE, 1992. 539p.
- GOMEZ, M. M. **A continuously variable power-split transmission in a hybrid electric sport utility vehicle**. 2003. 120f. Thesis (Department of Mechanical and Aerospace Engineering). West Virginia University, Morgantown, West Virginia, 2003.
- GRISSE, R.; PITMAN, R.; PERUMPRAL, J. V.; ROBERSON, G. T. **Gear up and Throttle Down to Save Fuel**. Virginia Cooperative Extension: Publication nº 442-450, 2014. 8p.
- HANSSON, P. A.; LINDGREN, M.; NORDIN, M.; PETTERSSON, O. A methodology for measuring the effects of transient loads on the fuel efficiency of agricultural tractors. **Applied Engineering in Agriculture**, v. 19, n. 3, p. 251-257, 2003.
- HEDBOM, A. Emission tests of two Volvo/VME heavy duty off road engines. **AB Svensk Bilprovning**, Haninge, Sweden: Report MTC 9307A, 1994. 41p.
- HOWARD, C. N.; KOCHER, M. F.; HOY, R. M.; BLANKENSHIP, E. E. Testing the fuel efficiency of tractors with continuously variable and standard geared transmissions. **Transactions of the ASABE**, v. 56, n. 3, p. 869-879, 2013.
- IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Censo agropecuário 2006**. Rio de Janeiro, 2006. 146p. Disponível em: <<http://www.ibge.gov.br/home/>>. Acesso em: 15 out. 2015.

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

JENANE, C., BASHFORD, L. L. Tractive performance of a mechanical front-wheel assist tractor as related to forward speeds. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v. 77, n. 2, p. 221-226, 2000.

KABIR, M. S. N.; CHUNG, S. O.; KIM, Y. J.; SHIN, S. H. Comparison of Test Standards for the Performance and Safety of Agricultural Tractors: A Review. **Journal of Biosystems Engineering**, v. 39, n. 3, p. 158-165, set. 2014.

KAWAHARA, E.; IKEJIRI, K.; FURUMOTO, M.; YAMAMOTO, N. **Hydraulically operated continuously variable transmission**. U.S. Patent nº 4944154, jul. 1990. 16p.

KIM, J. H.; KIM, K. U.; WU, Y. G. Analysis of transmission load of agricultural tractors. **Journal of Terramechanics**, v. 37, p. 113-125, 2000.

KIM, Y. J.; CHUNG, S. O.; CHOI, C. H. Effects of gear selection of an agricultural tractor on transmission and PTO load during rotary tillage. **Soil & Tillage Research**, v. 134, p. 90-96, 2013.

KEMPF, T. Development of an Automatically Shifted Partial Powershift Transmission. **Landtechnik**, v. 54, n. 2, p. 70-71, 1999.

KRESS, J. H. **Hydrostatic power-splitting transmissions for wheeled vehicles: Classification and theory of operation**. SAE, 1968. (Paper nº 680549).

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

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

LINARES, P. Transmisiones CVT con ramificación mecánica-hidrostática de la potencia. **Monografías**, Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos, Departamento de Ingeniería Rural, Universidad Politécnica de Madrid, 2003. 163p.

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

LINARES, P.; MÉNDEZ, V.; CATALÁN, H. Design parameters for continuously variable power-split transmissions using planetaries with 3 active shafts. **Journal of Terramechanics**, v. 47, p. 323-335, 2010.

LINDGREN, M.; ARRHENIUS, K.; LARSSON, G.; BÄFVER, L.; ARVIDSSON, H.; WETTERBERG, C.; HANSSON, P.; ROSELL, L. Analysis of unregulated emissions from an off-road Diesel engine during realistic work operations. **Atmospheric Environment**, v. 45, n. 30, p. 5394-5398, 2011.

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

LYNE, P. W. L.; BURT, E. C.; MEIRING, P. Effect of tire and engine parameters on efficiency. **Transactions of the ASABE**, Saint Joseph, v. 27, n. 1, p. 5-11, 1984.

MACMILLAN, R. H. **The mechanics of tractor - implement performance: Theory and worked examples**. Melbourne, 2002. 165p.

MÁRQUEZ, L. **Solo Tractor'90**. Madrid: Laboreo, 1990. 231p.

MÁRQUEZ, L. **Tractores Agrícolas: Tecnología y Utilización**. Espanha: B&H Grupo Editorial, 2012. 844p.

MATTOS, P. C.; HERMANN, P. R.; CAPELLI, N. L. Estudo comparativo de desempenho do trator agrícola empregando óleo Diesel e mistura de etanol/óleo de mamona como combustíveis. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 11, 1981, Brasília. **Anais...** Brasília, DF, 1981. p. 1083-1085.

MIALHE, L. G. **Manual da mecanização agrícola**. São Paulo: Agronômica CERES, 1974. 301p.

MIALHE, L. G. **Gerência de sistema tratorizado versus operação otimizada de tratores**. Piracicaba, SP: ESALQ/USP, 1991. 30p.

MIALHE, L. G. **Máquinas Agrícolas: Ensaio e certificação**. Piracicaba, SP: ESALQ/USP, 1996. 722p.

MOLARI, G.; SEDONI, E. Experimental evaluation of power losses in a power-shift agricultural tractor transmission. **Biosystems Engineering**, v. 100, p. 117-183, 2008.

MOLIN, J. P.; ARAÚJO, J. C.; ZAMBUZZI, P. C.; PEREIRA, F. J. S. Ensaio de características dimensionais, ponderais e de desempenho na barra de tração de um quadriciclo 4x2 TDA. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 22, n. 2, p. 278-287, 2002.

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 de concreto e solo agrícola**. 2011. 92f. Tese (Doutorado em Agronomia). Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Botucatu, 2011a.

MONTEIRO, L. A.; LANÇAS, K. P.; GUERRA, S. P. Desempenho de um trator agrícola equipado com pneus radiais e diagonais com três níveis de lastros líquidos. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 31, n. 3, p. 551-560, mai./jun. 2011b.

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

OECD. Organization for Economic Cooperation and Development. **CODE 2: Standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance**. Paris, 2014. 104p.

ORTIZ-CAÑAVATE, J.; HERNANZ, J. L. **Técnica de la mecanización agraria**. 3. ed. Madrid: Ediciones Mundi Prensa, 1989. 641p.

PAMI. Prairie Agricultural Machinery Institute. **Standardized tractor performance testing - What it is - and isn't?** Humboldt, Saskatchewan Canada: PAMI, 1996. (Research update 727).

PAOLUZZI, R. A Question of Efficiency. **Oleodinamica-pneumatica**, v. 6, n. 10, 2007.

PARK, S. H.; KIM, Y. J.; IM, D. H.; KIM, C. K.; JUNG, S. C.; KIM, H. J.; LEE, J. S.; KIM, S. S. Characteristics of tractor PTO power and workloads. **Journal of Biosystems Engineering**, v. 35, n. 1, p. 15-20, 2010a.

PARK, S. H.; KIM, Y. J.; IM, D. H.; KIM, C. K.; JANG, Y.; KIM, S. S. Analysis of factors affecting fuel consumption of agricultural tractor. **Journal of Biosystems Engineering**, v. 35, n. 3, p. 151-157, 2010b.

PELOIA, P. R.; MILAN, M. Proposta de um sistema de medição de desempenho aplicado à mecanização agrícola. **Revista Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 30, n. 4, p. 681-691, jul./ago. 2010.

PEÑA, S. V.; COLLADO, J. M.; ALVAREZ, M. A. G. **Los tractores en la explotación forestal**. Madrid: Mundi-Prensa, 1993. 150p.

PÉREZ-MARTÍNEZ, P. J. Energy consumption and emissions from the road transport in Spain: a conceptual approach. **Transport**, v. 27, n. 4, p. 383-396, Dec. 2012.

REITER, H. How Much Power is Lost in a Tractor Transmission? **Landtechnik**, v. 46, n. 1/2, p. 16-20, 1991.

RENIUS, K. T. Trends in tractor design with particular reference to Europe. **Journal Agriculture Engineering Research**, v. 57, p. 3-22. 1994.

RENIUS, K. T.; VAHLENSIECK, B. Efficiency of Continuously Variable Transmissions (CVT) for Tractors. **Landtechnik**, v. 51, n. 5, p. 248-249, 1996.

RENIUS, K. T.; RESCH, R. **Continuously variable tractor transmissions**. ASAE. St. Joseph, EUA: ASAE, 2005. (Distinguished lecture Series, 29).

RESSICA, J. M.; BOTTA, G. F.; SIMONE, M. E. Consumo de combustível del tractor en relación a las curvas características del motor y su transmisión. In: **IV Congreso Argentino y II Internacional de Ingeniería Rural**. 1996.

RIBAS, R. L.; SCHLOSSER, J. F.; FRANTZ, U. G.; FARIAS, M. S.; NIETIEDT, G. H. Transmissões presentes em tratores agrícolas no Brasil. **Ciência Rural**, Santa Maria, v. 40, n. 10, p. 2206-2209, out. 2010.

RUSSINI, A. **Estimativa do desempenho de tratores agrícolas em campo e pista a partir do ensaio dinamométrico**. 2012. 142f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola). Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2012.

RYU, I. H.; KIM, D. C.; KIM, K. U. Power Efficiency Characteristics of a Tractor Drive Train. **Transactions of the ASABE**, v. 46, n. 6, p. 1481-1486, 2003.

SALVADOR, N.; MION, R. L.; BENEZ, S. H. Consumo de combustível em diferentes sistemas de preparo periódico realizados antes e depois da operação de subsolagem. **Ciência e Agrotecnologia**, Lavras, v. 33, n. 3, p. 870-874, mai./jun. 2009.

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

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

SHELLENBERGER, M. J. C. **Design consideration for variable power-split hydraulic drives for industrial applications**. 1999. 101f. Thesis (Department of Mechanical and Aerospace Engineering). West Virginia University, Morgantown, West Virginia, 1999.

SIEMENS, J. C.; BOWERS, W. W. **Machinery management: how to select machinery to fit the real needs of farm managers**. East Moline: John Deere Publishing, 1999. 5p.

SILVA, S. L.; BENEZ, S. H.; LEVIEN, R.; SIQUEIRA, R. Força de tração obtida com integrador de força e sistema computadorizado, operando um rolo faca. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 26, 1997, Campina Grande. **Anais...** Campina Grande: UFPB/SBEA, 1997. CD-ROM.

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.

SILVEIRA, G. M.; SIERRA, J. G. Eficiência energética de tratores agrícolas fabricados no Brasil. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v. 14, n. 4, p. 418-424, 2010.

SIMONE, M. E.; DRAGHI, L.; HILBERT, J. A.; JORAJURIA, C. D. **El Tractor Agrícola – fundamentos para su selección y uso**. Argentina: Almalevi, 2006. 255p.

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

SRIVASTAVA, A. K.; GOERING, C. E.; ROHRBACH, R. P.; BUCKMASTER, D. R. **Engineering Principles of Agricultural Machines**. 2. ed. St. Joseph, EUA: ASABE, 2006. 559p.

STORCK, L.; LOPES, S. J.; LÚCIO, A. D. **Experimentação II**. Caderno didático, Santa Maria, Departamento de Fitotecnia, Centro de Ciências Rurais, Universidade Federal de Santa Maria, 2004. 205p.

SUMER, S. K.; KOCABIYIK, H.; SAY, S. M.; CICEK, G. Comparisons of 540 and 540e PTO operations in tractors through laboratory tests. **Bulgarian Journal of Agricultural Science**, v. 16, n. 4, p. 526-533, 2010.

VALE, W. G.; GARCIA, R. F.; JUNIOR, D. C.; GRAVINA, G. A.; SOUZA, F. S. Desempenho operacional e energético de um trator agrícola durante a operação de roçagem. **Global Science and Technology**, v. 4, n. 2, p. 68-75, mai./ago. 2011.

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. 1427-1434, 1999.

ZOZ, F.; GRISSE, R. D. **Traction and tractor performance**. ASAE. St. Joseph, EUA: ASAE, 2003. (Distinguished lecture Series, 27).

## APÊNDICE A - CONDIÇÕES ATMOSFÉRICAS DURANTE A REALIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS.

<b>Hora</b>	<b>Temperatura do ar (°C)</b>	<b>Umidade relativa do ar (%)</b>	<b>Pressão atmosférica (kPa)</b>
10h45min	19	47	95,7
10h55min	19	47	95,7
11h05min	25	37	95,7
11h13min	27	34	95,6
11h55min	23	40	95,7
12h05min	27	31	95,6
12h15min	24	35	95,7
12h25min	30	24	95,7

Quadro C.1 – Condições atmosféricas obtidas a partir de sensores instalados no carro dinamométrico, no dia 30.03.2015, enquanto realizava-se o experimento com o trator MF 7616 Dyna-6, utilizando-se a estratégia de condução Aceleração Máxima.

<b>Hora</b>	<b>Temperatura do ar (°C)</b>	<b>Umidade relativa do ar (%)</b>	<b>Pressão atmosférica (kPa)</b>
12h32min	29	28	95,6
12h41min	32	25	95,6
12h47min	35	22	95,6
13h16min	35	18	95,6
13h26min	33	18	95,6
13h37min	35	17	95,6
13h46min	32	19	95,6
13h53min	40	13	95,5
16h16min	29	22	95,5
16h26min	32	18	95,5

Quadro C.2 – Condições atmosféricas obtidas a partir de sensores instalados no carro dinamométrico, no dia 30.03.2015, enquanto realizava-se o experimento com o trator MF 7616 Dyna-6, utilizando-se a estratégia de condução Marcha Longa - Aceleração Reduzida.

<b>Hora</b>	<b>Temperatura do ar (°C)</b>	<b>Umidade relativa do ar (%)</b>	<b>Pressão atmosférica (kPa)</b>
16h02min	19	25	95,2
16h12min	22	23	95,2
16h22min	24	24	95,2
16h32min	20	29	95,2
16h42min	20	25	95,1
16h52min	25	21	95,1
17h02min	22	26	95,2

Quadro C.3 – Condições atmosféricas obtidas a partir de sensores instalados no carro dinamométrico, no dia 08.04.2015, enquanto realizava-se o experimento com o trator MF 7618 Dyna-VT, utilizando-se o modo automático.

## ANEXO A - PROCEDIMENTOS PARA REALIZAÇÃO DE ENSAIOS DE DESEMPENHO EM TRAÇÃO, ESTABELECIDOS NO CÓDIGO 2 DA OECD (2014).

As principais condições que devem ser observadas durante a realização dos ensaios de tração e consumo de combustível são descritas a seguir:

a) Os ensaios podem ser realizados com um ou mais conjunto de pneus de diferentes tamanhos, sendo possível a inclusão de vários resultados no relatório;

b) A altura das garras dos pneus não deve ser inferior a 65% da altura das garras dos pneus quando novos (desgaste). Devem-se comparar as medições obtidas com os dados de um pneu novo, de mesma marca, tamanho e tipo;

c) Pode ser utilizada lastragem metálica. Para tratores de rodas, também pode ser utilizada lastragem hidráulica. A massa total estática sobre cada pneu (incluindo água no interior dos mesmos e, aproximadamente, uma massa de 75 kg, que representa o condutor) e a pressão interna dos pneus deverá estar situada entre os limites especificados pelo fabricante;

d) Para tratores de rodas o ensaio deverá ser realizado sobre uma pista de concreto ou pavimentada, limpa, seca, totalmente horizontal e com o mínimo possível de juntas de dilatação. Para tratores de esteiras ou com rodas metálicas os ensaios deverão ser realizados em pista de terra compactada na superfície e subsolo, nivelada, drenada e que proporcione boa aderência aos elementos de tração;

e) Deverão ser utilizadas, pelo menos, sete marchas (caixa de câmbio convencional), que proporcionem velocidades entre 2,5 e 17,5 km.h<sup>-1</sup> (ou a marcha que desenvolva a potência máxima de tração). Caso o trator esteja equipado com Transmissão Continuamente Variável (CVT), onde não é possível selecionar uma relação de transmissão fixa, deverão ser selecionadas sete velocidades de deslocamento:

Tratores de rodas							
km.h <sup>-1</sup>	2,5	3,5	5,0	6,5	8,0	11,0	17,5
Tratores de esteiras ou rodas metálicas							
km.h <sup>-1</sup>	1,5	2,5	3,5	5,0	6,5	8,0	10,0

f) A linha de tração deverá ser horizontal. Durante o ensaio, a altura da barra de tração deverá permanecer fixa em relação à altura do trator. No caso de tratores de rodas, deverá ser mantida a seguinte relação:

$$(P \times H) \leq (0,8 \times W \times Z)$$

Onde:

P – Máxima força de tração;

H – Altura estática da linha de tração sobre o solo;

W – Peso estático exercido pelos rodados dianteiros sobre o solo;

Z – Distância entre eixos.

Quando forem ensaiados tratores de rodas com o bloqueio do diferencial entre eixos acionado, deve-se selecionar a altura da barra de tração para manter a aderência consistente entre os rodados dianteiros e traseiros quando alcançar a máxima força de tração;

g) O controle do acelerador se fixará para a máxima potência. Os ensaios não serão realizados em velocidades de deslocamento que superem os limites de segurança do carro dinamométrico;

h) Para cada marcha selecionada e, oferecendo a potência máxima nesta velocidade, deverão ser coletados dados referentes à rotação do motor, potência, força de tração, velocidade, patinamento das rodas motrizes, consumo de combustível, temperatura do combustível, líquido de arrefecimento e óleo lubrificante, bem como as condições atmosféricas;

i) Durante o ensaio, a temperatura ambiente não deverá ser superior a 35 °C;

j) Em caso de tratores de rodas, os valores de patinamento não devem ser excedidos em 15%. Como o patinamento varia de acordo com o grau de desgaste dos pneus, faz-se necessário revisar a altura das garras com regularidade, especialmente antes da determinação da potência máxima de tração.