

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE VEÍCULOS PARA ATIVIDADES AGRÍCOLAS POR MEIO DO  
CONSUMO DE COMBUSTÍVEL E TORQUE NA TOMADA DE POTÊNCIA

por

Carlos Alberto Kern Thomas

Tese para obtenção do Título de  
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, 22 de novembro de 2010

Análise de veículos para atividades agrícolas por meio do consumo de combustível e torque na tomada de potência

por

Carlos Alberto Kern Thomas

Engenheiro Eletricista

Tese de doutorado submetida ao corpo Docente do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de

Doutor em Engenharia

Área de concentração: Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Vilson João Batista

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Nelson Back - UFSC

Prof. Dr. Antônio Lilles Tavares Machado – UFPel

Prof. Dr. Milton Antonio Zaro - UFRGS

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes - UFRGS

Prof. Dr. Horácio A. Vielmo  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 22 de novembro de 2010.

Dedico este trabalho à minha família e à minha amada companheira Helen.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais Hugo Thomas e Leny Kern Thomas que considero os melhores modelos de dignidade, honestidade, dedicação, sabedoria e superação.

À minha companheira Helen Mattos pela paciência e compreensão, muito necessárias durante a execução deste trabalho.

Ao meu orientador, mestre e amigo Wilson João Batista pelo otimismo, pela disponibilidade, e pelo apoio recebido das mais diversas formas.

Ao aluno de graduação Roberto Valentino Boeing por toda ajuda prestada, por todo conhecimento transmitido durante a execução deste trabalho, pela dedicação demonstrada, mas principalmente pelo exemplo de bom caráter que representa.

Ao pessoal da engenharia de tratores da John Deere Brasil que muito nos apoiou.

Aos professores do PROMEC pela dedicação e comprometimento com o ensino público, gratuito e de qualidade que caracteriza o serviço prestado pela UFRGS ao longo dos anos.

Aos senhores membros da comissão de avaliação deste trabalho por aceitarem gentilmente o convite; honrando-nos com suas presenças, comentários e sugestões,

Ao pessoal do LAMEF, em especial ao Eng. Fabiano Mattei e ao Prof. Dr. Telmo R. Strohaecker por todas as formas de auxílio prestadas.

Ao pessoal da Estação Experimental da UFRGS em nome do seu diretor Prof. Dr. Renato Levien, pela disponibilidade material indispensável para a realização dos testes de campo.

A todos os meus amigos que direta ou indiretamente contribuíram na concretização deste trabalho.

## **RESUMO:**

Na hora de investir na compra de um novo trator o empresário do agronegócio se coloca diante da difícil missão de fazer uma escolha racional entre os diversos modelos comerciais dos diferentes fabricantes e das suas reais necessidades. O objetivo principal deste trabalho foi desenvolver um ferramental que permita obter informações para a comparação teórica entre as demandas de torque e potência exigidas em trabalho de campo de um trator e os resultados de testes convencionais realizados em bancadas dinamométricas. Para tanto, foram realizados ensaios em tratores comerciais de variadas marcas e modelos sob condições de laboratório com um banco dinamométrico acoplado a tomada de força, seguindo a norma *OECD "Code 2" - Standard Code for the Official Testing of Agricultural Tractors*. Nestes testes determinou-se, entre outras características, o consumo específico de combustível nas diversas situações solicitadas pela norma. No campo foram executados sucessivos conjuntos de ensaios registrando níveis de torque e rotação do motor, necessários para caracterizar o perfil de desempenho na realização de diferentes atividades de um trator agrícola. O mesmo aparato adotado para as medições de laboratório foi utilizado nas medições em campo, com exceção da medida de consumo de combustível, da rotação do motor e do torque demandado, sendo que para este último fez-se uso de um sistema digital de telemetria. Foram realizados estudos estatísticos para investigar as incertezas das medições associadas ao conjunto de sensores, transdutores e sistema de aquisição de dados usados nos testes. Os resultados alcançados nos diversos testes de laboratório formaram um banco de dados contendo as respectivas informações técnicas que serão disponibilizados em uma página da Internet. A análise estatística destes dados permitiu estabelecer limites para validar o sistema de medição desenvolvido e a comparação entre resultados de campo e de laboratório. Seguindo esta metodologia pode-se tomar uma decisão racional entre os diferentes modelos de trator agrícola.

**Palavras chave:** Instrumentação embarcada, medidas de torque, teste em trator agrícola, máquinas agrícolas.

## **ABSTRACT**

While investing a new tractor that can live up to their demands, the agrobusiness entrepreneur encounters the difficult task of making a rational choice between different models from different manufacturers. The aim of this work is to develop a tool that provides information for the theoretical comparison between demands of torque and power in a tractor field work, as well as the results of conventional dynamometer tests. Tests were performed in laboratory, with commercial tractors of varied marks and models, with a dynamometric bench connected to power take-off according to “Code 2” - Standard Code for the Official Testing of Agricultural Tractors. These tests determine, among others characteristics, the specific fuel consumption in the different situations required by standard. In the field, a successive sets of tests are executed registering levels of torque and engine rotation, which are necessary to characterize a performance profile in the accomplishment of different activities performed by an agricultural tractor. The same apparatus of measurement adopted for laboratory tests was used for field tests, with the exception of fuel consumption measurement, engine rotation and demanded torque. The latter makes use of a digital telemetry system. Statistical studies were carried to investigate the uncertainties of the measurements associated with the set of sensors, transducers and data acquisition system used in the tests. The results achieved in the different laboratory tests form a database of technical information. The statistical analysis of the data allowed the establishment of limits to validate the developed measurement system; and the comparison between laboratory and field results. Following this methodology can assist in a rational decision making among the different models of agricultural tractor.

**Keywords:** Onboard instrumentation, agricultural measures of torque, test in agricultural tractor, agricultural machines.

## ÍNDICE

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1 Objetivos .....	1
1.2 Justificativa.....	3
1.3 Metodologia de pesquisa.....	4
1.4 Estrutura do trabalho .....	4
1.5 Limitações do trabalho .....	5
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E ASPECTOS TEÓRICOS SOBRE TRATORES.</b>	<b>6</b>
2.1 O trator agrícola.....	6
2.2 Aspectos relevantes .....	12
2.2.1 Saúde pública e meio ambiente.....	13
2.2.2 Econômicos .....	17
2.2.3 Técnicos .....	18
2.3 A escolha de um modelo adequado de trator agrícola .....	31
2.4 Ensaio em banco dinamométrico.....	38
2.4.1 Medição de torque, rotação, potência e consumo de combustíveis.....	39
2.4.2 Seleção de um dinamômetro .....	42
2.4.3 Visão geral de uma célula de testes de laboratório.....	47
2.4.4 Cuidados especiais .....	49
2.4.5 Princípios de medição de torque .....	50
2.4.6 Combustíveis.....	51
2.4.7 A influência das condições ambientais .....	55
<b>3. MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>58</b>

<b>3.1</b>	<b>A norma adotada.....</b>	<b>58</b>
<b>3.2</b>	<b>Incertezas dos testes:.....</b>	<b>62</b>
<b>3.3</b>	<b>Os sistemas de medição adotados.....</b>	<b>64</b>
3.3.1	Ensaio em laboratório.....	65
3.3.2	Ensaio no campo.....	89
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>98</b>
4.1	Ensaio de laboratório.....	98
4.2	Ensaio no campo.....	111
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b>	<b>116</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>118</b>
6.1	Sugestões para futuros trabalhos.....	118
<b>7</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>120</b>
<b>8</b>	<b>ANEXOS E APÊNDICES</b>	<b>126</b>



## LISTA DE SIMBOLOS

$A$	Número de anos de uso do trator
$a_x$	Aceleração na direção do movimento
$b$	Comprimento da alavanca
$cf$	Fator final para correção de potência
$d$	desvio em relação à média
$D_A$	Forças de arraste aerodinâmico
$D(\%)$	Valor relativo máximo ou mínimo do trator usado, com $A$ anos de uso, em relação ao trator novo
$F$	Força medida no freio
$F_x$	Força de tração nas rodas
$G$	Aceleração da gravidade
$I_d$	Massa inercial do dinamômetro
$I_e$	Inércia rotacional do motor
$I_w$	Inércia rotacional do eixo e das rodas
$I_t$	Inércia rotacional da transmissão (vista pelo motor)
$M$	Coefficiente de regressão
$\dot{m}$	Taxa de consumo de combustível
$M$	Massa do veículo
$Mr$	Massa dos componentes girantes
$n_c$	Frequência crítica
$N$	Velocidade angular do motor
$N_f$	Relação final de transmissão
$N_t$	Razão de transmissão
$N_{tf}$	Reação de transmissão combinada total
$P$	Potência do motor
$P_a$	Pressão Atmosférica
$P_{ab}$	Pressão barométrica do ar seco
$P_b$	Potência no freio
$P_c$	Potência corrigida

$P_d$	Pressão de ar úmido
$P_{in}$	Potência de entrada
$P_{out}$	Potência de saída
$P_{pto}$	Potência na TDP
$Q_{avg}$	Consumo médio de combustível
$R$	Raio das rodas
$R_o$	Fator de redução de Potência ciclo Otto
$R_d$	Fator de redução de Potência ciclo Diesel
$R_{hx}$	Esforços de tração
$R_x$	Somatório de forças de resistência a rolagem
$Sfc$	Consumo específico de combustível
$T$	Torque de saída do motor
$T_a$	Temperatura ambiente
$T_{ab}$	Temperatura absoluta do ar aspirado
$T_b$	Torque no freio
$T_c$	Torque de entrada na transmissão
$T_d$	Torque de saída no eixo
$T_e$	Torque do motor (na rotação específica)
$\dot{V}$	Taxa de consumo volumétrico de combustível
$V_G$	Valor genérico de um trator agrícola usado;
$V_T$	Valor médio do trator agrícola novo.
$V(\%)$	Valor do trator usado, em relação ao novo, com A anos de uso
$\alpha_e$	Aceleração rotacional do motor
$\alpha_w$	Aceleração rotacional das rodas
$\alpha_d$	Aceleração rotacional do eixo (cardan)
$\eta_e$	Eficiência da transmissão
$\eta_{tf}$	Eficiência combinada total
$\rho$	Densidade do combustível

## SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASAE	<i>American Society Of Agricultural engineers</i> ( atual ASABE)
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
DIN	<i>Deutsches Institut Für Normung</i> - Instituto Alemão de Normalização
GUM	<i>Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement</i> - Guia Para Expressão da Incerteza
IC	Intervalo de confiança;
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
JD	John Deere
LAMEF	Laboratório de Metalurgia Física;
MF	Massey Feurguson
NBR	Denominação de uma Norma Brasileira
NH	New Holland
MF	Massey Feurguson
NH	New Holland
OECD	<i>Organization for Economic Co-operation and Development</i> (Organização para Co-operação Econômico e de desenvolvimento).
PTO	<i>Power Take Off</i> , expressão inglesa para tomada de potência;
QFD	<i>Quality Funtion Deployment</i> – Desdobramento da Função Qualidade;
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
TDP	Tomada de Potência;
TDA	Tração Dianteira Auxiliar
VIM	Vocabulário Internacional de Metrologia;

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	O trator agrícola: Força de tração para diversos equipamentos da agricultura. Adaptada de Follle & Franz, (1990)	7
Figura 2.2	Número de tratores em uso no Brasil (Adaptado Coopercotia, 1963).	8
Figura 2.3	Constituição básica de um trator agrícola. Santos Filho (2001)	10
Figura 2.4	Diagrama esquemático do acionamento da TDP de um trator.	12
Figura 2.5	Eficiência tratória em função da patinagem (%) para tratores de 2 RM em diversas condições de solo. Adaptada Pacey & Shrock (1981)	23
Figura 2.6	Diferentes interfaces máquina-solo. Macmillan (2002)	23
Figura 2.7	Relação típica entre velocidade e força de tração- Adaptada de Gillespe, 1992.	28
Figura 2.8	Exemplo de relação de transmissão - Adaptada de Gillespe, 1992.	28
Figura 2.9	Características de motores ciclo Otto e ciclo Diesel. Adaptada de Gillespie, 1992.	29
Figura 2.10	Representação típica do consumo específico de um motor de combustão interna – Adaptada de Gillespie, 1992.	30
Figura 2.11	Resultados experimentais com diferentes combustíveis.	31
Figura 2.12	Diagrama característico de um sistema tratorizado, considerando o custo de execução relativo de uma operação agrícola. Adaptado de Mialhe (1996).	37
Figura 2.13	Custo médio operacional visto esquematicamente. Adaptado de Mialhe (1996).	38
Figura 2.14	Ilustrações dos freio de fita(a) e freio de Prony (b).	39
Figura 2.15	Sistema de medição de consumo produzido por Marchetti (2006)	40
Figura 2.16	Representação do consumo específico de um motor Diesel. Durkovic e Damjanovic, 2006.	41
Figura 2.17	Representações gráficas do consumo específico de combustível (a) e do coeficiente de eficiência (b) em função da pressão média efetiva e da rotação do motor - Durkovic e Damjanovic (2006)	41
Figura 2.18	Exemplo de dinamômetro de corrente de Foucault.	42
Figura 2.19	Representação de um dinamômetro hidráulico.	43

Figura 2.20	Curvas características de testes em dinamômetros inerciais.	44
Figura 2.21	Matriz obtida no QFD para determinar o princípio de funcionamento mais adequado.	45
Figura 2.22	Laboratório com dinamômetro de motores.	46
Figura 2.23	Ilustrações de dinamômetros de Chassi: para tração dianteira (a), tração traseira (b) e tração nos dois eixos (c).	46
Figura 2.24	Dinamômetro para TDP AW Dynamometer INC modelo NEB 600.	47
Figura 2.25	Esquema básico da sala do dinamômetro. Adaptada Plint & Martyr (1997)	48
Figura 2.26	Típica sala de controle de dinamômetros. Adaptada de Plint & Martyr (1997)	49
Figura 2.27	Alinhamento necessário entre motor e dinamômetro.	49
Figura 2.28	Simplificação para análise dinâmica do conjunto.	50
Figura 2.29	Esquema funcional de um transdutor tipo <i>slipring</i> - Plint e Martyr (1997).	51
Figura 2.30	Evolução cronológica do uso do biodiesel.	53
Figura 2.31	Curvas das relações percentuais de potência, Torque e Consumo de biodiesel B50 em comparação com o diesel mineral. Adaptada de Silva <i>et al.</i> ,(2006).	54
Figura 2.32	Peças do motor submetido a utilização de óleo vegetal bruto: A) mancal do virabrequim e B) válvula injetora – Valtra (2005)	54
Figura 3.1	Representação de alguns dos pontos do teste normalizado necessários para medir o consumo de combustível.	60
Figura 3.2	Detalhes do sistema de aplicação de carga: (a) Tanque d'água contendo o sistema de frenagem; (b) conjunto de três cilindros de freio; (c) lona de freio.	61
Figura 3.3	Visão geral do dinamômetro e da torre de arrefecimento.	61
figura 3.4	Propriedades estatísticas de medições. Adaptada de Plint e Martyr, 1977.	63
Figura 3.5	Sistema de aquisição de dados: a) Módulo de aquisição ADS 2000 da Lynx e o microcomputador utilizado; b) Armário metálico contendo o módulo de aquisição e conexões elétricas.	66
Figura 3.6	Tela de configuração das entradas analógicas do software AqDados V7.2.6.	67
Figura 3.7	Detalhe da célula de carga e da barra de reação encontrados no dinamômetro.	68

figura 3.8	Representação dos resultados da calibração do dinamômetro.	69
Figura 3.9	Exemplo de um registro do valor do torque ao longo de uma etapa do ensaio.	69
Figura 3.10	Representação da distribuição típica obtida nas medições de torque na TDP.	70
Figura 3.11	Representação de uma medição de torque com a incerteza associada.	71
Figura 3.12	Curva de calibração para medidas de rotação no dinamômetro.	72
Figura 3.13	Representação gráfica da distribuição obtida na medição da rotação na TDP	72
Figura 3.14	Representação de uma medição de rotação na TDP com a incerteza.	73
Figura 3.15	Representação gráfica da calibração dos sensores LM35.	73
Figura 3.16	Histograma de uma medição de temperatura do ar na admissão de um ensaio realizado.	74
Figura 3.17	Representação da variação da temperatura do combustível em um ensaio.	75
Figura 3.18	Representação dos resultados do processo de calibração dos termopares.	76
Figura 3.19	Modelo gráfico das medidas de temperatura no teste realizado: a) do líquido de arrefecimento; b) do lubrificante do motor do trator testado.	77
Figura 3.20	A) Medidor de temperatura e umidade relativa RTH-DM; B) Representação da precisão típica para medição de Umidade Relativa do Ar; C) Gráfico da precisão do sensor de Temperatura Ambiente. Adaptadas de Novus, 2009.	77
Figura 3.21	Tela de aferição por ganho e referência do AqDados V7.2.6 que permite ao usuário associar uma função linear à variável de entrada.	78
Figura 3.22	Representação das aferições da umidade relativa do ar (A) e temperatura ambiente (B).	78
Figura 3.23	Representação dos resultados experimentais de um caso analisado: (a) da Umidade Relativa do ar e (b) da Temperatura Ambiente.	79
Figura 3.24	Representação da magnitude da umidade relativa do ar registrada ao longo de um ensaio com a incerteza associada.	80
Figura 3.25	Configuração da balança de combustível utilizada.	80
Figura 3.26	Curva de calibração da célula de carga .	81
Figura 3.27	Representação da massa de diesel registrada durante o teste de um trator a plena potência.	82

Figura 3.28	Histograma.do consumo de combustível de um trator.	83
Figura 3.29	Representação dos valores assumidos para o Fator de correção de potência em condições ambientais distintas.	84
Figura 3.30	Representação gráfica da calibração do transdutor de pressão.	85
Figura 3.31	Representação das medidas de pressão atmosférica	85
Figura 3.32	Apresentação de resultados da Pressão atmosférica com a incerteza associada: (a) a incerteza tipo A de uma medição; (b) a associação dos dois tipos de incerteza.	86
Figura 3.33	Representação temporal da potência observada na TDP de um trator em testes de laboratório.	87
Figura 3.34	Resultados de um ensaio para determinar a potência de trator com as respectivas incertezas associadas.	87
Figura 3.35	Consumo específico de combustível ao longo de um ensaio de máxima potência.	88
Figura 3.36	Aspecto geral do sistema componente fixado ao eixo e detalhe do componente principal	90
Figura 3.37	Representação da solicitação e tensões no eixo (a); tipo de extensômetro usado nesta aplicação: “espinha de peixe” (b); e eixos cardam encontrados nos tratores (c).	91
Figura 3.38	Fotos da aplicação dos <i>strain-gages</i> ao eixo (a) e do sistema nele montado (b).	91
Figura 3.39	Detalhe do dispositivo usado para aplicar diferentes níveis de torque ao eixo no processo de calibração do sistema de telemetria responsável por esta medição.	92
Figura 3.40	Sistema de medição de torque montado no trator.	92
Figura 3.41	Representação da demanda de potência a campo (a) e o respectivo histograma (b) de um ensaio a campo.	93
Figura 3.42	Representação dos valores da rotação do motor em uma atividade de campo (a) e o respectivo histograma (b).	93
Figura 3.43	Medidor de consumo de combustível usado (a) e representação de algumas características técnicas (b). Adaptado de Techmeter 2009.	94

Figura 3.44	Visão geral da grade niveladora usada.	96
Figura 3.45	Representação da velocidade de deslocamento teórica do trator JD 7515 em função das relação de transmissão (marcha) adotada.	97
Figura 4.1	Representação dos resultados obtidos no ensaio do trator JD6615.	99
Figura 4.2	Resultados determinados na avaliação experimental de um Valtra BM100.	99
Figura 4.3	Representação de potência corrigida e do consumo específico do TM 180.	100
Figura 4.4	Resultados de potência e consumo específico de combustível para o BH160.	101
Figura 4.5	Resultados experimentais referentes ao trator MF297.	102
Figura 4.6	Curvas resultantes dos ensaios com o trator MF299.	102
Figura 4.7	a) Presença de poeira nos filtros de ar do motor ; b) Limpeza dos filtro de ar.	103
Figura 4.8	Presença de materiais sólidos nos filtros de combustível de alguns modelos.	103
Figura 4.9	Registro do diesel encontrado no tanque de combustível de um trator.	104
Figura 4.10	Representação de resultados obtidos para o MF292.	104
Figura 4.11	Representação dos resultados seguindo solicitações da <i>Code 2</i> .	105
Figura 4.12	Registros de potência corrigida e CEC do trator NH7650.	105
Figura 4.13	Resultados de ensaios no NH8030 número de série S41473.	106
Figura 4.14	Desempenho de um trator John Deere 7715.	106
Figura 4.15	Trator com quatro horas de funcionamento: considerando a incerteza do procedimento experimental os resultados mostram-se compatíveis com o valor nominal (35 kW).	107
Figura 4.16	Representação das curvas obtidas para a potência corrigida e para o torque presente na TDP.	107
Figura 4.17	Curvas estabelecidas para um JD7815 com desempenho alterado.	108
Figura 4.18	Trator John Deere modelo 7715 utilizado para ensaios de laboratório.	109
Figura 4.19	Representação de alguns resultados obtidos no ensaio para avaliar o desempenho de um trator JD7715.	109
Figura 4.20	Resultados dos ensaios: potências observadas em laboratório.	110
Figura 4.21	Consumo específico de combustível observado nos tratores testados.	110



Figura 4.22	CEC de Tratores turbinados usando mistura de combustível B2.	111
Figura 4.23	Visão geral (a) e detalhada (b) da fixação do equipamento de medição.	111
Figura 4.24	Localização da Estação Experimental da UFRGS.	112
Figura 4.25	Localização do lote usado para testes de campo.	112
Figura 4.26	Comparativo de níveis de potência obtido em laboratório.	113
Figura 4.27	Resultados dos testes de campo com o trator JD 7515.	113
Figura 4.28	Consumo específico de combustível médio nos diferentes regimes de trabalho.	114

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 .	Resultados de produção dos Fabricantes de tratores de roda no Brasil em 2009 por, adaptada de Anfavea, 2010.....	8
Tabela 2.2	Produção de tratores no Brasil, conforme nível de potência produzida (adaptada de Anfavea, 2010).....	9
Tabela 2.3	Comparação de emissão de poluentes de diferentes combustíveis, Duarte (2009).....	16
Tabela 2.4	Comparação entre as médias do peso e da relação peso/potência segundo o tipo de tração dos tratores agrícolas comercializados no Brasil. – Adaptada de Schlosser (2005) .....	21
Tabela 2.5	Aplicações características para diferentes solos. Adapada de Macmillan (2002). .....	24
Tabela 2.6	Crítérios mais importantes para a escolha de um trator e a respectiva pontuação atribuída pelos usuários do produto – Silva (2009) .....	33
Tabela 2.7	Norma ASAE D497 – 4, constantes para determinar a potência na BT .	36
Tabela 2.8	Características atribuidas ao princípio de funcionamento do dinamômetro .....	44
Tabela 2.9	Propriedades complementares do biodiesel em comparação ao óleo diesel comercial. ....	52
Tabela 3.1	Características de termopares conforme a norma ANS MC 96.1 (1992). ..	76
Tabela 3.2	Valores típicos de eficiência e velocidade operacional de alguma operações agrícola. Adaptada de ASAE (1984). ....	96
Tabela 4.1	Relação dos valores de velocidade teóricos e médias encontradas em campo.....	114
Tabela 4.2	Custo relativo para cada situação testada a campo. ....	115

## **1. INTRODUÇÃO**

Grande parte da energia consumida no mundo provém de combustíveis fósseis. Com previsão de esgotamento futuro, estas fontes de energia mostram-se limitadas e assim sendo, é de suma importância o bom aproveitamento destes recursos. Neste contexto, os óleos vegetais aparecem como alternativa para substituição ao combustível diesel para motores de combustão interna. A possibilidade do emprego de eco-combustíveis é bastante atrativa tendo em vista o aspecto ambiental, por se tratar de uma fonte renovável de energia. O desenvolvimento destas alternativas poderá permitir a redução do consumo de petróleo, ou ainda sua total substituição. Há alguns anos a utilização destes óleos vem sendo testada, produzindo resultados muito satisfatórios.

A aplicação direta dos óleos vegetais nos motores pode ser limitada por algumas propriedades físicas, principalmente devido a sua alta viscosidade que implica problemas nos motores. Assim, visando a redução da viscosidade dos óleos vegetais, diferentes alternativas tem sido consideradas para a obtenção do biodiesel; tais como as rotas de craqueamento e reação de transesterificação. Dentre as alternativas, a transesterificação tem se apresentado como a opção de baixo custo, visto que o processo é relativamente simples, promovendo a obtenção do biodiesel, cujas propriedades são similares às do óleo diesel.

Já se verificam relatos de empresários que estão produzindo e utilizando experimentalmente o biodiesel em suas frotas. Neste sentido, diversos percentuais de misturas estão sendo utilizados (desde o já comercial B2 - biodiesel 2% - diesel 98%, até atingir B100 - 100% de biodiesel).

Também a utilização de diferentes percentuais de misturas de óleos vegetais brutos adicionados ao diesel está sendo utilizada, mesmo que não se conheçam as conseqüências que esta utilização trará aos motores e ao meio ambiente.

Este projeto foi estruturado para realizar testes sistemáticos em campo e em bancada dinâmométrica a fim de medir o desempenho de tratores agrícolas operando com a mistura de combustível B2, conforme objetivos geral e específico descritos a seguir.

### **1.1 Objetivos**

O presente projeto tem como objetivo geral desenvolver um sistema de testes para medir o desempenho de tratores agrícolas equipados com motores de combustão interna ciclo

diesel. O sistema de testes será composto por duas formas distintas de avaliação: a primeira trata-se de uma bancada dinamométrica cujas condições ambientais e métodos seguem descrição de norma internacional amplamente usada por fabricantes destes tipos de máquinas. Já o segundo método avalia o desempenho dos tratores agrícolas durante algumas das suas tarefas em campo.

Conseqüentemente, será criada uma base de dados que fornecerá uma série de informações técnicas para auxiliar na validação do projeto de produto – retorno para engenharia e o agricultor na hora da escolha do modelo de trator mais adequado.

Como objetivos específicos propõe-se a instrumentação embarcada de veículos agrícolas, para levantamento de dados durante os serviços de campo, para medir e registrar as diversas variáveis tais como, temperaturas do óleo lubrificante e do líquido de arrefecimento, velocidade angular do motor, torque e potência. Para tanto se propõe o seguinte delineamento experimental:

- Instrumentar um trator agrícola para levantamento de dados de campo sobre o perfil dinâmico de demanda de torque/potência em diferentes situações de serviço e alimentado com combustível convencional;
- Estabelecer comparativo de resultados entre medições de campo e medições realizadas conforme norma em ensaios de laboratório;
- Avaliar o desempenho do aparato de medição;

Justificam-se as montagens e realização dos testes em bancada, visto que nestas condições têm-se as diversas variáveis sendo monitoradas e/ou controladas, condições diferentes daquelas encontradas em campo (onde se registra eventos e condições com menor controle).

Desta forma, pretende-se gerar, a partir da bancada instrumentada, um volume de dados estatisticamente robusto que atenda as demandas da engenharia no que se refere ao desempenho estático da máquina. Além disso, com a instrumentação e sucessivos testes de campo foi possível obter resultados mais úteis ao agricultor quando comparados aos testes convencionais de laboratório, uma vez que levam em consideração fatores dinâmicos - transientes do motor e não somente aquelas condições estáticas de carga.

## 1.2 Justificativa

O papel da Universidade nos projetos de pesquisa como o presente trabalho justifica-se plenamente uma vez que não tem qualquer relação de compromisso pontual com o meio produtivo, muito focado em resultados imediatos, por do seu envolvimento com o ganho de capital.

Além da busca por fontes alternativas de energia para utilização nos mais diversos setores da sociedade, faz-se necessário o uso do método científico para avaliar a boa utilização das fontes de energia disponíveis atualmente. Desta forma, a sistematização de testes deve ajuizar as variáveis envolvidas, para esclarecer os interessados em questões envolvendo meio ambiente, desempenho, economia e durabilidade dos motores.

A substituição indiscriminada do diesel convencional por misturas alternativas pode trazer sérias consequências ao meio ambiente, uma vez que os motores não estão projetados para utilizar estes diferentes tipos de combustíveis. Neste sentido, é imperativo que se faça uma estimativa de consumo e emissões de poluentes nas mais diferentes misturas e aplicações destes combustíveis.

Outro aspecto a ser investigado é o tempo de vida útil dos componentes do motor, conferindo e prevenindo o desgaste auxiliado pela aplicação de um plano de manutenção compatível com os novos combustíveis. Há que se considerar que inicialmente os motores são projetados e construídos para uso de um determinado tipo de combustível, por exemplo, o diesel de petróleo. As misturas de diesel com biodiesel B2, B5, B10, B20,..., B100%, devem estar devidamente apoiadas em desenvolvimentos tecnológicos sérios para dar respaldo e credibilidade ao Programa do Biodiesel Brasileiro. Sabe-se que ações de Governo perpassam as condições somente tecnológicas, visto a sua abrangência política, econômica e social. Seu desdobramento atinge aspectos como a possibilidade de geração de renda, fixação do homem no campo e oportunidades para a agricultura familiar, aspectos educativos na formação de cooperativas e pontos de autonomia energética descentralizada e, estrategicamente de elevado interesse ao país.

Assim, diante das diversas demandas possíveis, bem como das necessidades identificadas, verifica-se a relevância do estudo.

### **1.3 Metodologia de pesquisa**

O trabalho de pesquisa se inicia com o levantamento do estado da arte, das necessidades envolvidas e com a elaboração de um projeto ser utilizado na pesquisa. Na segunda etapa da pesquisa tratou-se a escolha e aquisição dos componentes do aparato de instrumentação necessário e por fim sua montagem. Em seguida foi realizado um conjunto de testes em condições de laboratório para verificar o desempenho desse aparato e assim buscar a correção dos itens que foram considerados em desacordo com os requisitos do projeto. Nesta etapa também foi determinado o modelo de relatório para os testes de cada veículo testado. A realização de ensaios em diversos modelos e marcas de tratores agrícolas comercializados no Brasil deu-se a seguir e serviu para obter dados que permitiram conhecer melhor algumas características e peculiaridades de parte deste mercado. Numa nova fase, foi realizada a adequação do aparato instrumental para que pudesse ser usado em testes de campo. Desta forma, um trator foi equipado com um conjunto de sensores, transdutores e um sistema de aquisição de dados e levado a campo para obter informações sobre o consumo de combustível dentre outras para comparar o seu desempenho em atividades de campo com aquelas obtidas em laboratório. A comparação dos resultados de consumo específico de combustível visou compreender a relação entre ensaios de laboratório e de campo.

### **1.4 Estrutura do trabalho**

O presente trabalho apresenta-se estruturado em seis capítulos. Neste se tem uma visão geral do tema abordado (seus objetivos, justificativas e limitações). O capítulo 2 estabelece uma fundamentação teórica sobre o uso do trator agrícola. Faz-se considerações sobre a composição básica de tratores e implicações nos aspectos ambientais, sociais, econômicos e técnicos envolvidos na sua utilização. Ainda nesse capítulo encontram-se informações sobre combustíveis e suas características, sobretudo como são realizados ensaios normalizados em motores e tratores para a avaliação de seu desempenho.

O Capítulo 3 descreve os materiais e métodos utilizados para se obter os dados experimentais, encontrados nos diferentes tratores testados, assim como a descrição dos sistemas previstos para medição em laboratório e ensaios de campo. Também nesse capítulo encontra-se delineada a metodologia e o instrumental utilizados para atender a norma técnica adotada e suas principais características.

No capítulo 4 são apresentados os resultados e as discussões dos ensaios efetuados em diferentes tratores sob condições de laboratório, como também aqueles relacionados com os testes de campo realizados.

As considerações finais e as conclusões se encontram no capítulo 5.

O capítulo 6 apresenta as referências bibliográficas utilizadas para a fundamentação do presente trabalho.

Constam ainda apêndices e anexos que foram utilizados nas atividades desenvolvidas.

### **1.5 Limitações do trabalho**

O presente tema de pesquisa aborda unicamente a questão de avaliação do desempenho das máquinas nas condições descritas. Não faz nenhum tipo de análise da emissão de poluentes. tão pouco se preocupa em avaliar os desgastes ou alterações nos componentes dos motores, alterações nos lubrificantes, ou ainda considerar condições da interface máquina-solo. Essas limitações devem ser temáticas para estudos futuros, abrangendo avaliações complementares. Neste trabalho não se testou combustíveis, não se caracterizou solo ou equipamentos agrícolas. Os testes de campo se limitaram ao uso de um único modelo de trator agrícola.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E ASPECTOS TEÓRICOS SOBRE TRATORES.

O trator é um engenho móvel que proporciona força de tração: permite tracionar. A palavra tração e nome trator tem a mesma origem e são quase sinônimos de puxar. O trator é um veículo automotor frequentemente encontrado nos setores comerciais e industriais do meio produtivo e essencialmente ligado ao transporte de cargas. Pode ser também classificado com um engenho envolvido em operação na condição fora de estrada: movimentação de terra, construção de estradas, ou em serviços militares. No entanto, é no setor agrícola que se mostra mais difundido e vem substituindo cada vez mais a mão de obra humana no desempenho dos mais diferentes afazeres, Machado *et al* (1999).

### 2.1 O trator agrícola

Em se tratando daqueles que trabalham em campo, Folle e Franz, 1990 escrevem: “O trator é um veículo que produz potência para ser usada como, quando e onde se julgar oportuno ou, em outras palavras, é uma fonte econômica de potência a serviço dos implementos agrícolas. Pela sua importância, pode-se dizer ainda que o trator é uma central móvel de potência, da qual se deve conhecer seus princípios de funcionamento e utilização para se poder otimizar o seu uso”.

Embora seja natural pensar que o trator é utilizado como unidade de força de tração na aplicação agrícola, cabe lembrar que a maioria inclui ainda uma tomada de potência como forma de obter torque em um eixo rotativo, bem como uma tomada hidráulica como fonte de fluido hidráulico pressurizado. Com uso individual, ou combinado destes recursos, mostra sua flexibilidade.

Foi somente após a II Guerra Mundial que, no Brasil, houve um sensível progresso no setor da mecanização agrícola, com o restabelecimento do comércio entre o País e as demais nações da América e da Europa.

O trator agrícola pode ser entendido como principal fonte de potência da agricultura moderna. É projetado para realizar as mais diversas operações agrícolas desenvolvidas a campo (Figura 2.1). Pode ser acoplado a diversas máquinas ou implementos, e caracteriza-se por apresentar robustez, versatilidade, confiabilidade e segurança. Suas funções básicas são:



a) Tracionar máquinas e implementos de arrasto tais como arados, grades, adubadoras e carretas agrícolas, utilizando a barra de tração;

b) Tracionar máquinas, simultaneamente com o acionamento de seus mecanismos, tais como colhedoras, pulverizadores, aparadoras, enfardadeiras, e semeadoras por meio da barra de tração e da tomada de potência (TDP); auxiliados ou não pelo engate de três pontos e/ou tomada(s) hidráulica(s);

c) Acionar máquinas estacionárias sem movimentação do conjunto, tais como batedoras, descascadoras ou bombas de recalque d'água, pelo uso da TDP.

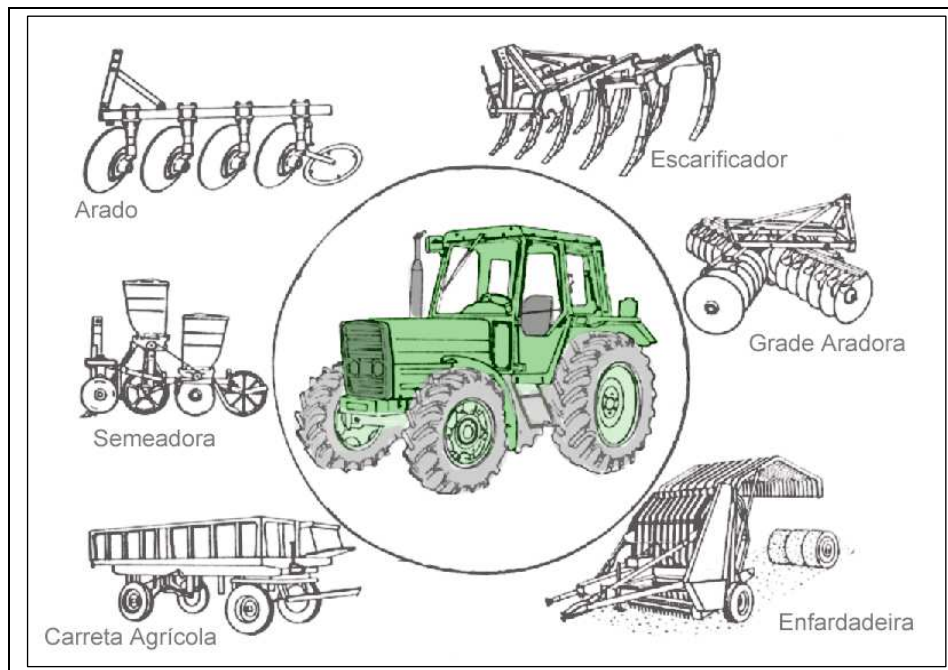


Figura 2.1 - O trator agrícola: Força de tração para diversos equipamentos da agricultura. Figura adaptada de Folle & Franz, (1990)

A figura 2.2 representa um recorte histórico com uma estimativa do total da frota de tratores agrícolas em uso no Brasil entre 1951 e 1960. Nesse período verifica-se uma diferença de aproximadamente 50.000 tratores em uso. Esse valor é inferior ao número de tratores produzidos somente no último ano no Brasil.

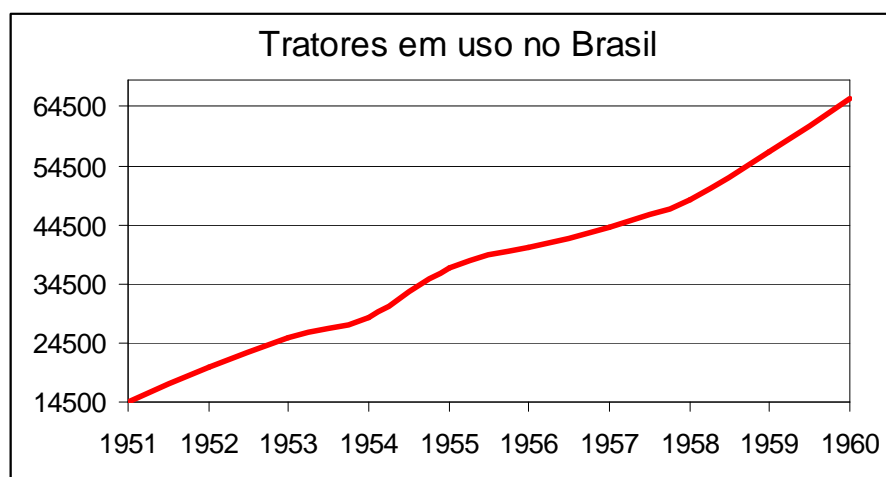


Figura 2.2 – Número de tratores em uso no Brasil (Adaptado de Coopercotia, 1963).

A partir de 1961, novas perspectivas se abriram para a mecanização agrícola nacional, com o início da produção de tratores de roda no país. Tendo neste ano sido de apenas algumas centenas, já em 1962 a fabricação superou a casa das seis mil unidades (Coopercotia, 1963).

O setor registra um crescimento até os dias de hoje, com a presença de diversos fabricantes no Brasil, cujos volumes de produção do ano de 2009 estão registrados na tabela 2.1.

Tabela 2.1–Produção dos Fabricantes de tratores de roda no Brasil em 2009, adaptada de Anfavea, 2010.

Fabricante	Produção	Percentual de Mercado
AGRALE.	1455	2,6
CASE BRASIL	600	1,1
NEW HOLLAND LATINO AMERICANA	12623	22,9
AGCO DO BRASIL	21042	38,2
JOHN DEERE BRASIL	6825	12,4
VALTRA DO BRASIL	10300	18,7
OUTRAS EMPRESAS	2179	3,9
total	<b>55024</b>	

As características dos produtos deste setor de mercado podem variar de um país para outro. A tabela 2.2 registra a realidade brasileira classificando a produção de tratores do ano de 2009, segundo as faixas de potência. Verificando que cerca de 70% dos consumidores compram máquinas com motores de potência entre 36,8 kW (50 CV) e 72,8 kW (99 CV), fica clara uma forte preferência por estes produtos. O apêndice 1 apresenta uma tabela que resume o estudo feito para mapear a realidade regional de mercado, listando marcas, modelos e

algumas diferenças características. Recentes incentivos de financiamento estabelecidos pelo governo brasileiro devem aumentar ainda mais o consumo de tratores na faixa preferencial de potência, além de aumentar a oferta de modelos desta categoria.

Tabela 2.2 – Produção de tratores no Brasil, conforme nível de potência produzida (adaptada de Anfavea, 2010).

<b>Potência</b>	<b>Produção</b>
ATÉ 49 CV	1267
DE 50CV A 99CV	38628
DE 100 A 199CV	14459
MAIS DE 200CV	670

Trintin *et al.* (2005) coloca que a utilização de máquinas e equipamentos agrícolas, quando feita de maneira adequada, eleva a eficiência operacional, aumenta a capacidade efetiva de trabalho, facilita as tarefas do homem no campo, possibilita a expansão das áreas de plantio, proporciona aumento de produtividades e permite atender ao cronograma de atividades em um tempo hábil, citando (Modolo, 2003).

Também Souza *et al.* (2001) afirmam que a utilização adequada de máquinas e equipamentos agrícolas tem inúmeras vantagens, como melhorar o rendimento operacional, facilitar o trabalho do homem do campo, possibilitar a expansão do cultivo e atender ao cronograma de atividades no tempo disponível, citando (Delafosse, 1986). Nesse trabalho ainda colocam que um problema atualmente encontrado é que, antes do uso pleno e intensivo do equipamento, são feitas mudanças sem mesmo se identificar os sistemas que demandam por melhorias.

Trintin *et al.* (2005) ressaltam a importância do trator por aumentar a produtividade aliado a maior eficiência das atividades agrícolas, tornando-as menos árduas e mais atraentes. No entanto, estas máquinas exigem avanços tecnológicos constantes, que resultam da concorrência de mercado.

A constituição mecânica básica de um trator com seus sistemas e partes principais pode ser resumida pelo desenho esquemático apresentado na figura 2.3.

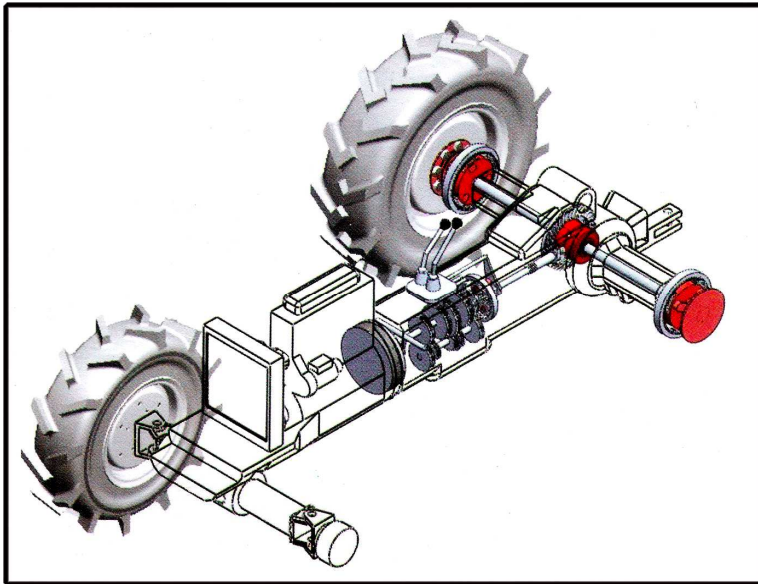


Figura 2.3 - Constituição básica de um trator agrícola. Figura adaptada de Machado *et al* (2010)

Fazem parte desta composição, segundo Santos Filho (2001):

a) **Motor:** Responsável pela transformação da energia potencial do combustível em energia mecânica, na forma de potência disponível no eixo de manivelas.

b) **Embreagem:** Órgão receptor da potência do motor e responsável pela sua transmissão à caixa de mudança de marchas, sob o comando de um pedal ou alavanca acionável pelo operador (pedal de embreagem).

c) **Caixa de mudança de marchas:** Órgão mecânico responsável pela transformação de movimento para o sistema de rodados do trator. É o responsável pela transformação de torque e velocidade angular do motor, sendo comandada pela alavanca de mudança de marchas.

d) **Coroa, pinhão e diferencial:** Órgãos transformadores e transmissores de movimentos responsáveis pela transmissão do movimento da caixa de mudança de marchas a cada uma das rodas motrizes; envolvendo uma redução proporcional de velocidade e uma mudança na direção do movimento de um ângulo de 90°.

e) **Redução final:** Órgão que transmite os movimentos do diferencial às rodas motrizes com redução da velocidade angular e aumento do torque.

f) **Rodados:** São os órgãos operadores responsáveis pela sustentação e direcionamento do trator, bem como sua propulsão, desenvolvida a partir da transformação da potência do motor em potência na barra de tração.

g) **Tomada de potência (TDP):** Órgão responsável pela transformação do movimento do motor para uma árvore de engrenagens, cuja extremidade externa está localizada na parte traseira do trator, local onde são acoplados sistemas mecânicos rotativos. As tomadas de potência possuem rotações na faixa de 540 a 1000 rpm e são normalizadas pela ABNT-PB-83.

h) **Sistema hidráulico:** Órgãos receptores, transformadores e transmissores da potência do motor por meio de um fluido sob pressão aos órgãos operadores, representados, principalmente, por cilindros hidráulicos. São normalizados pela ABNT-PB-131.

i) **Reguladores:** Conjunto de órgãos que tem por função regular a velocidade angular do motor em função das variações das cargas às quais o trator é submetido.

j) **Sistema de engate de três pontos:** Responsável pela tração e suspensão de implementos e máquinas agrícolas. É normalizado pela ABNT-PB-84, categoria I, II (tratores agrícolas) e III (tratores industriais e florestais).

k) **Barra de tração (BT):** Órgão responsável pela tração de máquinas e implementos. É normalizado pela ABNT-PB-85.

Cabe ressaltar que a tomada de potência (TDP) também é conhecida por *PTO (Power Take-Off transmission)*. Esta é frequentemente encontrada na parte traseira dos tratores convencionais e consiste de uma transmissão que leva a potência do motor para um eixo externo do trator. Nesta, habitualmente, se conectam implementos e dispositivos auxiliares ao trabalho de campo que demandam potência do motor. Esquemáticamente, a figura 2.4 ilustra o funcionamento da TDP. Normalmente acionada por uma alavanca independente, é acoplada pela embreagem colocada no segundo estágio do mesmo pedal que controla a embreagem entre o motor e a caixa de transmissão.

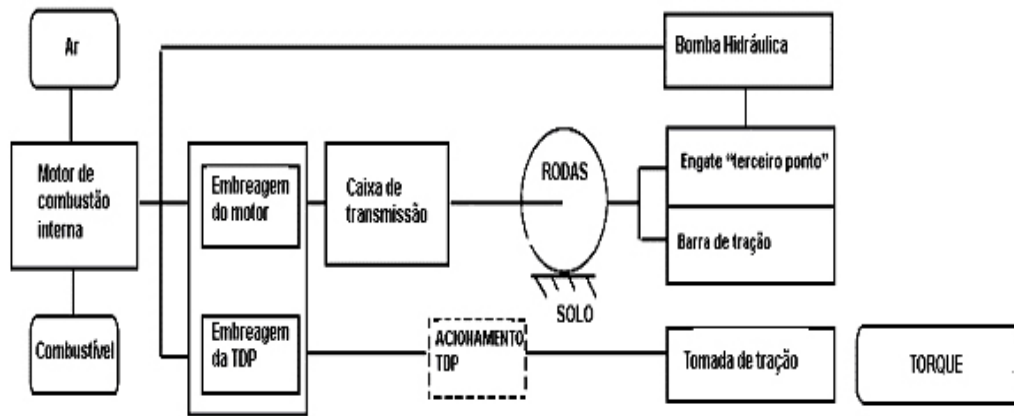


Figura 2.4 – Diagrama esquemático do acionamento da TDP de um trator.

A velocidade angular da TDP é determinada pela velocidade do motor (com uma relação de transmissão fixa), independentemente da velocidade de deslocamento do trator (determinada somente pela rotação do motor e da relação de transmissão). As perdas na TDP são consideradas muito pequenas e ocasionalmente menores que 5%. De uma forma geral as tomadas de potência apresentam rotação nominal de 540 RPM. No entanto, a velocidade angular de 1000 RPM pode ser requerida para o funcionamento de alguns equipamentos. Por esse motivo os fabricantes oferecem tratores com saídas específicas numa dessas rotações. Em alguns modelos as transmissões permitem obter as duas velocidades, dando ao usuário a opção de escolha.

Segundo Martins (2006) hoje, no mercado de máquinas agrícolas, existe um grande número de modelos de tratores com inúmeras características, o que acaba criando diferenças entre as marcas, bem como entre modelos de mesma marca. Desse modo, as empresas tentam realizar melhorias nos sistemas que equipam os tratores, fazendo com que estes apresentem novas características, novos desenhos e mais conforto.

## 2.2 Aspectos relevantes

O uso de tratores na agricultura deve ser visto sob diferentes fatores qualitativos e/ou quantitativos. Os agentes de causa ou efeito mostram-se merecedores de atenção especial, uma vez que a mecanização agrícola se entende consideravelmente na atualidade.

### 2.2.1 Saúde pública e meio ambiente

As atividades rurais são consideradas como as mais perigosas que existem para os trabalhadores, podendo superar, inclusive, aquelas da construção civil, segundo Reis e Machado (2009).

Uma das principais consequências da modernização da agricultura brasileira foi a substituição progressiva do trabalho manual pelo trabalho mecanizado. A introdução de instrumentos e insumos modernos nas tarefas agrícolas ampliou significativamente os tipos de acidentes de trabalho a que estão sujeitos os trabalhadores rurais, afirmam Rodrigues e Silva, (1986). Se antes os acidentes de trabalho no meio rural estavam restritos basicamente a quedas, ferimentos com ferramentas de trabalho (enxada, facão) e envenenamentos causados por animais peçonhentos, a manipulação de agrotóxicos e a utilização intensa de máquinas agrícolas ampliou consideravelmente os riscos a que estão sujeitos os trabalhadores rurais em seu trabalho diário.

Conforme Schlosser *et al.* (2002) os prejuízos econômicos e sociais advindos dos acidentes com tratores agrícolas também são bastante elevados. Estes ocorrem tanto em termos de danos físicos ao operador como em termos financeiros, para o Estado, sociedade em geral e para o próprio acidentado.

A sustentabilidade ambiental relacionada às atividades humanas refere-se à capacidade do meio ambiente em sustentar o modo de vida das populações, segundo Menkes (2004).

Os gases que mais influenciam no processo de mudanças climáticas são os chamados gases de efeito estufa: dióxido de carbono, monóxido de carbono, metano, óxido nitroso, ozônio e clorofluorcarbonos.

Canakci (2006) afirma que a poluição global do ar é um problema sério. Muito dessa poluição é causada pelo uso de combustíveis fósseis para transporte. Por isso, os fabricantes projetaram motores e sistemas de alimentação de combustível que provem a potência suficiente dentro dos limites de emissões regulamentadas. O Biodiesel pode ser usado em motores diesel com poucas ou nenhuma modificações. Misturas de diesel-combustível com biodiesel tem lubricidade superior e permite maior durabilidade dos componentes. O biodiesel mistura-se bem com o diesel e permanece misturado.

A taxa de acumulação de gás carbônico (CO<sub>2</sub>) na atmosfera da Terra aumentou acentuadamente; entre 2002 e 2003, levantando entre os cientistas o temor de que os efeitos

do aquecimento global possam se manifestar mais rapidamente do que o esperado.

O incremento na taxa de gás carbônico na atmosfera foi detectado pelo grupo de pesquisa liderado pelo Dr. Charles Keeling, da Universidade da Califórnia em San Diego, que monitora, desde 1958, as concentrações de gás carbônico em pontos afastados de fontes de poluição, como o vulcão extinto Mauna Loa, no Havaí. O salto recente também foi detectado em outras estações de medição, como na Irlanda e na ilha norueguesa de Svalbard, no Ártico. A literatura contemporânea registra diversos fenômenos que estão sendo diretamente relacionados ao acirramento do efeito estufa, decorrente da queima de combustíveis fósseis. Pesquisadores americanos apontam que os incêndios florestais que assolaram o hemisfério norte nos últimos anos podem ter contribuído para tornar mais intenso o efeito estufa. Outra tendência observada nos meios acadêmicos americanos são as investigações que tentam demonstrar que as florestas e oceanos, que funcionam como sumidouros ou depósitos de gás carbônico, retirando o seu excesso da atmosfera, estão perdendo essa capacidade, por saturação do sistema.

Um estudo realizado por Lucena (2004) coloca que o biodiesel possui um forte apelo social, por se tratar de uma fonte de energia renovável, limpa, originada na agricultura. É capaz de gerar emprego e renda no campo, assim como diminuir a dependência brasileira dos mercados internacionais de energia. O governo brasileiro, associado a outros agentes privados interessados, tem promovido estudos de viabilização econômica, visando analisar a possibilidade de introduzir o biodiesel na matriz energética brasileira.

A partir da explosão industrial e urbana do século XIX, a poluição atmosférica aumentou consideravelmente e de tal forma que as relações entre o homem e seu meio ambiente tornaram-se totalmente alteradas. A Revolução Industrial rompeu de vez com o equilíbrio que ainda era possível o homem manter com a natureza. Nas décadas de 60 e 70, o problema agravou-se muito, adquirindo proporções dramáticas, tanto pela sua intensificação como pela extensão geográfica, o que se constituiu, na época, em motivo de inquietação crescente nas zonas urbanas e industriais, segundo Braun *et al* (2003).

O incremento na concentração do dióxido de carbono, do metano, do óxido nitroso e dos clorofluorcarbonos é responsável por cerca de 90% do aumento do efeito estufa ocorrido até hoje. Esta elevação deve-se ao crescimento da atividade humana, principalmente após a Revolução Industrial. Mantidas as expectativas de desenvolvimento de países do Terceiro Mundo, espera-se um aumento ainda maior dessas concentrações.



Egúsquiza (2006), lembra que nas últimas décadas, especial atenção tem sido dada ao problema de formação de compostos poluentes durante a operação de motores de combustão interna. Devido aos contínuos efeitos negativos sobre a saúde humana destes compostos tóxicos, as legislações ambientais tornam-se cada vez mais rígidas quanto ao nível máximo de emissões em veículos de transporte.

Sobre as emissões de poluentes, Braun *et al* (2003) esclarece: “Os compostos de emissão, tanto dos motores à diesel quanto à gasolina ou de combustíveis mistos, podem ser classificados em dois tipos: os que não causam danos à saúde, ou seja, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O e N<sub>2</sub>; e os que apresentam perigos à saúde, sendo esses subdivididos em compostos cuja emissão está regulamentada, que são: CO, os hidrocarbonetos (HC), os óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>), os óxidos de enxofre (SO<sub>x</sub>) e material particulado (MP); e aqueles que ainda não estão sob regulamentação: aldeídos, amônia, benzeno, cianetos, tolueno e hidrocarbonetos aromáticos polinucleares (HPA)”.

Os aldeídos apresentam capacidade de irritar os olhos e as vias aéreas superiores em humanos, podem causar dores de cabeça, sensação de desconforto e de irritabilidade. Há relatos de incidência de asma causada por irritação no trato respiratório superior devido à exposição ao formaldeído. Ainda são potenciais causadores de danos à flora, inclusive a hortaliças, e à fauna, principalmente aos organismos unicelulares que são relativamente sensíveis ao formaldeído, comenta Abrantes *et al* (2005).

Enfatizando a questão dos particulados num estudo sobre a poluição gerada por máquinas de combustão interna movidas a diesel, Braun *et al* (2003) colocam que este material produzido consiste, basicamente, de aglomerados de núcleos de carbono, e de hidrocarbonetos, SO<sub>3</sub> ou ácido sulfúrico, e água, adsorvidos ou condensados sobre esses núcleos carbônicos. Nessa pesquisa concluiu-se ser necessário combinarem-se as atividades de pesquisa, tanto para melhorar o processo de combustão e a qualidade dos combustíveis, quanto para se aprimorar os sistemas de tratamento dos compostos de exaustão, principalmente os conversores catalíticos para particulados.

A emissão de alguns poluentes dos veículos a diesel já está regulamentada no Brasil. Apesar disso, essa alta taxa de crescimento associada a resultados de estudos epidemiológicos trazem novas preocupações em relação à saúde da população no que se refere à exposição aos aldeídos.

Segundo Koserski e Hess (2006), os veículos movidos a diesel são fontes significativas de emissão de materiais tóxicos, e diversos estudos científicos têm correlacionado o desenvolvimento de doenças graves na população dos meios urbanos, como câncer, hipertensão, cardiopatias, acidentes vasculares e problemas respiratórios, com a exposição a tais poluentes atmosféricos, citando (Freitas *et al.* (2004); Gonçalves *et al.* (2005); Lin *et al.* (2003), (2004); Martins *et al.* (2002)). Coloca que, em termos globais, a emissão de dióxido de carbono a partir da queima de combustíveis fósseis tem ocasionado o incremento do efeito estufa, apontado como causa das intensas alterações climáticas registradas nos últimos 50 anos, citando (Baird (1998); Lora (2000)).

Cerca de 99% (78% Ni e 21% O<sub>2</sub>) da atmosfera terrestre é constituída por elementos que absorvem pouco calor. As fontes energéticas essenciais às sociedades industriais estão na origem das mudanças climáticas. Os combustíveis fósseis - petróleo, carvão e gás natural - respondem por 80% do CO<sub>2</sub> adicional que hoje retém o calor na atmosfera. O dióxido de carbono, o metano e o óxido nitroso são os gases responsáveis por grande parte do calor retido e representam menos de 1% do total na atmosfera. As atividades humanas elevam os níveis destes três elementos danosos.

O estudo coordenado por Duarte Filho (2009) apresenta as diferenças encontradas (tabela 2.3) nos parâmetros mais comuns para avaliar a emissão de poluentes durante a combustão das mistura B5 (soja e mamona) em relação ao óleo diesel comercial. Esse estudo ainda apresenta caracterizações relativas aos testes realizados numa frota de veículos, bem como aos ensaios dinamométricos.

Tabela 2.3 - Comparação de emissão de poluentes de diferentes combustíveis, Duarte (2009).

Parâmetro de emissão	Combustível	Diferença em relação ao óleo diesel (%)
HC	B5 Soja	0
	B5 Mamona	+ 17
CO	B5 Soja	0
	B5 Mamona	+ 13
NOx	B5 Soja	- 2,2
	B5 Mamona	- 2
MP	B5 Soja	+ 1,1
	B5 Mamona	+ 8,0

De 1960 a 2000 a população mundial praticamente dobrou e paralelamente observou-se um aumento dos níveis de CO<sub>2</sub>. Se as emissões permanecerem no atual patamar, os teores

de CO<sub>2</sub> devem alcançar em 2100 o dobro daqueles observados antes da revolução industrial. Isto deve provocar um aumento de temperatura média do planeta, com uma série de perigosas consequências.

McKimbbem (2007) afirma que, para os cientistas, as emissões de CO<sub>2</sub> devem ser cortadas ao menos pela metade nos próximos 50 anos para evitar um desastre climático global.

Os assim chamados “eco combustíveis” mostram-se como melhor alternativa para o controle do aquecimento global. Cabe lembrar o que Bourne (2007) comenta: “Um século atrás, o primeiro carro de Henry Ford utilizava álcool como combustível, ao passo que Rudolf Diesel alimentava com óleos de amendoim o motor que recebeu seu nome”.

### 2.2.2 Econômicos

A lucratividade global da atividade agrícola não está relacionada somente à produtividade. Outros aspectos devem ser considerados e assim sendo, a análise de custos deve estabelecer uma das principais preocupações do agricultor.

Num processo de aquisição de bens como máquinas agrícolas, deve ser dada especial atenção ao fator custo, levantando a real qualificação de cada produto. Lembrando que são dois os componentes principais: custos fixos e custos operacionais. Os fixos se devem a depreciação, juros, alojamento e seguros. Já nos custos operacionais encontram-se despesas com combustíveis, lubrificantes, manutenção e salários.

Teixeira (1995) baseou-se na frota de tratores agrícolas de pneus de uma agroindústria sucroalcooleira para determinar uma equação para estimar os custos acumulados de reparos e manutenções, tendo utilizado como parâmetro de estimativa, em função do uso do trator, medida em termos de horas anuais de operação.

Molina Júnior e Canale(1998) publicaram um trabalho visando estimar a relação entre o valor de um trator agrícola usado e um veículo novo equivalente (classificados em 10 diferentes classes de potência). Para uma aproximação dos valores reais praticados no mercado, foi estabelecida a equação 2.1 e os índices dos coeficientes encontram-se tabelados nesta publicação.

$$V(\%) = mA + b \quad 2.1$$

Na qual,  $V(\%)$  - valor do trator usado, em relação ao novo, com  $A$  anos de uso;

$m$  - coeficiente de regressão,

$A$  - número de anos de uso do trator,

$b$  - coeficiente de regressão.

Também foram tabelados neste trabalho, valores referentes aos coeficientes da equação 2.2, que permitem calcular valores relativos máximos e mínimos para cada uma das respectivas classes.

$$D(\%) = V(\%) \pm d \quad 2.2$$

onde,  $D(\%)$  = valor relativo máximo ou mínimo do trator usado, com  $A$  anos de uso, em relação ao trator novo

$d$  = desvio em relação à média.

Considerando todas as classes de tratores estudadas neste trabalho, os valores médios destes coeficientes são:  $m = -0,0471$ ,  $b = 0,7002$  e  $d = 0,0496$ . Desta forma, pela equação 2.3, pode-se calcular genericamente o valor médio de um trator agrícola usado:

$$V_G = (0,7002 - 0,471A)V_T \quad 2.3$$

Dados:  $V_G$  = Valor genérico de um trator agrícola usado;

$A$  = Número de anos de uso do trator;

$V_T$  = Valor médio do trator agrícola novo.

Em relação ao custo operacional, Níquel (2007) afirma que a energia constitui-se de um insumo chave para o desenvolvimento econômico e social; seu consumo já não obedece a uma relação com a evolução do Produto Interno Bruto (PIB), como acontecia no passado recente. O aumento da eficiência de uso e os programas de conservação de energia, aliados a uma economia cada vez mais voltada para serviços, fizeram com que tal relação caísse.

### 2.2.3 Técnicos

No processo de aquisição da máquina agrícola, os empresários do agronegócio buscam um produto que satisfaça plenamente suas necessidades. Cada vez mais os compradores buscam máquinas que atendam tanto as necessidades gerais, quanto suas particularidades. Por vezes, encontram algumas características num modelo e outras numa diferente opção do mercado. Os modelos disponíveis, contudo, raramente atendem plenamente as peculiaridades.

Por esse motivo, não raramente optam por equipamentos, marcas e/ ou modelos movidos por puro sentimento, simpatia à marca, tradição de mercado, novidades tecnológicas (desnecessárias algumas vezes), opcionais oferecidos, ou unicamente devido ao custo. Há ocasiões em que a escolha se mostra inadequada. Muitas vezes o comprador culpa o fabricante ou o modelo e origina dúvidas quanto a qualidade do produto. Em muitos casos, entretanto, o insucesso da compra, os sentimentos de insatisfação e frustração experimentados são consequências de uma decisão pouco racional e que deveria depender de dados técnicos sua boa compreensão e correta interpretação. Assim, o empreendedor da área deve adequar as máquinas às suas necessidades, verificar condições de garantia e assistência técnica. Além do custo de aquisição, o empresário do agronegócio deve estar atento às demandas de potência, manutenção, ergonomia, segurança e consumo de combustível.

Com o rápido avanço da agroindústria, as fábricas de máquinas e implementos agrícolas nacionais se apressam em oferecer produtos cada vez mais eficientes e sofisticados, segundo Toschimitsu (2007).

Para a avaliação da performance de tratores e implementos, Mantovani *et al* (1999) desenvolveram uma metodologia que se baseia na determinação dos seguintes parâmetros: curva de potência do motor (em laboratório), consumo de combustível, rotação do motor, velocidade de deslocamento, força de tração entre trator-implemento, e profundidade de trabalho. A cadeia de medições é realizada em três etapas independentes. A primeira é o levantamento indireto da curva de potência do motor. A segunda é a aquisição e o armazenamento de dados no campo e a terceira é o processamento dos dados obtidos gerando um relatório de desempenho do conjunto trator-implemento-solo.

Em virtude do grande número de fatores que influenciam no desempenho energético de conjuntos moto-mecanizados como trator /semeadora e da complexidade de suas interações, há a necessidade de estudos específicos visando a identificar as demandas energéticas dos diversos componentes e dos mecanismos de ação, segundo Bortolotto (2006). Nessa pesquisa concluiu-se que a força de tração foi influenciada pela velocidade de deslocamento e pelas condições de cobertura.

Almeida (1990) propõe uma metodologia de ensaio para a determinação da dependência do rendimento global de tratores em função da velocidade de deslocamento e da força de tração. Duas correlações são sugeridas para o rendimento global do trator: a primeira

em função da velocidade e da força de tração e a segunda função da rotação e torque do motor.

O principal motivo para um baixo desempenho na barra, segundo Gabriel filho *et al.*(2004), pode ser atribuído à patinação,. No entanto, outros fatores, como o tipo de solo, suas características e propriedades, a geometria do trator e a distribuição do peso sobre os rodados, a transferência de peso durante a operação e as características do rodado, também interferem na tração.

Numa visão geral sobre o desempenho de um trator agrícola, é oportuno salientar que:

- Para desenvolver velocidades de deslocamento mais altas, o trator encontra um limite dado pela máxima rotação do motor. A otimização da carga e do consumo de combustível são determinados pela escolha apropriada da rotação do motor e relação de transmissão.
- Para velocidades mais baixas, o limite é a patinação das rodas. Uma escolha apropriada da magnitude da carga (de tração), bem como peso e tamanho dos pneus, (particularmente nas rodas motrizes) permitirão buscar a otimização quanto à patinação.
- Em encostas íngremes e/ou arrancadas incorretas podem ultrapassar o limite superior de operação e levar ao mau uso do equipamento.

O monitoramento do desempenho do trator tem sido do interesse de pesquisadores a mais de três décadas, tendo como principal objetivo a otimização do desempenho do trator para aumentar a eficiência do combustível, de modo que desenvolva a máxima quantidade de trabalho por unidade de combustível consumido, escreve Silva (1997).

Schlosser *et al* (2004) colocam: “O estudo do desempenho de tratores agrícolas no campo é uma tarefa bastante complexa, pois a quantidade de variáveis a serem controladas e analisadas é muito grande. O conjunto mecânico possui diversos pontos que devem ser monitorados, seja por instrumentação e/ou metodologias específicas de controle, o que pode proporcionar subsídios para analisar seu desempenho. Esse monitoramento pode ser difícil e absorver bastante trabalho. Porém, quando se inclui o terreno onde está desenvolvendo tração, percebe-se que fica praticamente inexecutável controlar todas as variáveis pela quantidade e dificuldade de medi-las”.

Schlosser *et al* (2005) cita Mialhe (1996): “A caracterização ponderal é a parte do ensaio de uma máquina agrícola que trata especificamente da caracterização e mensuração relativas ao peso do espécime considerado”. O objetivo desse trabalho foi estudar os tratores agrícolas fabricados e comercializados no Brasil, no que se refere ao peso, visando a obtenção de dados que auxiliem na seleção e no uso adequado destas máquinas (tabela 2.4). Enfatiza que o peso do trator influi diretamente no desempenho deste a campo. Conclui nessa pesquisa que é possível verificar uma certa inadequação dos projetos dos tratores agrícolas fabricados e comercializados no Brasil, principalmente considerando os de menor potência. No que se refere aos tratores de maior potência, que devem apresentar uma maior versatilidade, há uma maior dependência de lastragem e necessidade de um aumento na quantidade de lastro possível de ser adicionado, juntamente ao desenvolvimento de mecanismos que dinamizem esse procedimento.

Tabela 2.4- Comparação entre as médias do peso e da relação peso/potência segundo o tipo de tração dos tratores agrícolas comercializados no Brasil. – Adaptada de Schlosser (2005)

Tração	Unidades	Peso (kg)	Potência (kW)	Relação peso/potência (kg kW <sup>-1</sup> )
4x2				
Média	63	2.978,9	52,75	58,08
Máximo	1	7.336,0	140,00	87,57
Mínimo	1	2.390,0	34,60	33,12
Massey Ferguson	21	4.303,6	72,60	61,80
Agrale	4	2.820,0	44,12	64,29
New Holland	11	3.509,9	80,67	45,96
John Deere	9	4.371,1	74,04	59,44
Ursus	4	3.332,5	50,18	68,77
Valtra	14	4.842,9	87,38	57,25
TDA				
Média	43	4.227,4	76,64	57,96
Máximo	1	5200,0	93,00	83,87
Mínimo	1	1050,0	13,20	43,10
Massey Ferguson	16	3565,9	60,57	60,66
Agrale	7	2000,7	33,34	63,03
New Holland	9	3509,9	80,67	45,96
John Deere	2	3342,5	59,11	56,76
Ursus	6	2575,0	44,99	57,76
Valtra	3	2946,67	52,27	56,15
Total	106			

A eficiência de um trator para desenvolver esforço tratório depende da interação entre o rodado e o solo, envolvendo um complexo conjunto de fatores: característica do rodado, patinagem, transferência de peso do trator, tipo de solo, umidade, estado de compactação, tipo de cobertura do solo, entre outros, que proporcionam diferentes condições de trabalho e interferem no desempenho do trator.

As rodas do trator associadas aos pneus tem a função de suportá-lo e de converter o movimento rotativo do motor para o movimento linear do trator como um todo. As rodas devem ser escolhidas para:

- Suportar o peso próprio do trator, juntamente com qualquer força transferida de um implemento em uso (resultante da geometria do implemento, resistência de rolagem, ou irregularidades do solo).
- Transmitir o torque ao solo (ou superfície) e suportar as forças de reação;
- Proporcionar sustentação e absorção de choques (mecânicos).

São importantes variáveis em relação aos pneus:

1. Dimensões (diâmetro e largura) que determinam a sua capacidade de tração e resistência à rolagem.
2. Deformação que por sua vez determina a pressão interna; conseqüentemente o peso que o pneu pode transportar e que tem relação com a capacidade de tração e com a resistência à rolagem;
3. Modelo que, juntamente com as características do terreno, determinam o contato com a superfície.

Perdas de potência na interface do pneu com o terreno (figura2.5) mostram-se significativas, especialmente em superfícies macias (baixa eficiência), daí a potência disponível para tração pode ser muito menor do que a potência do motor.

Desta forma, a escolha dos pneus e do peso sobre os mesmos (lastro) é crucial para determinar o desempenho geral do trator.



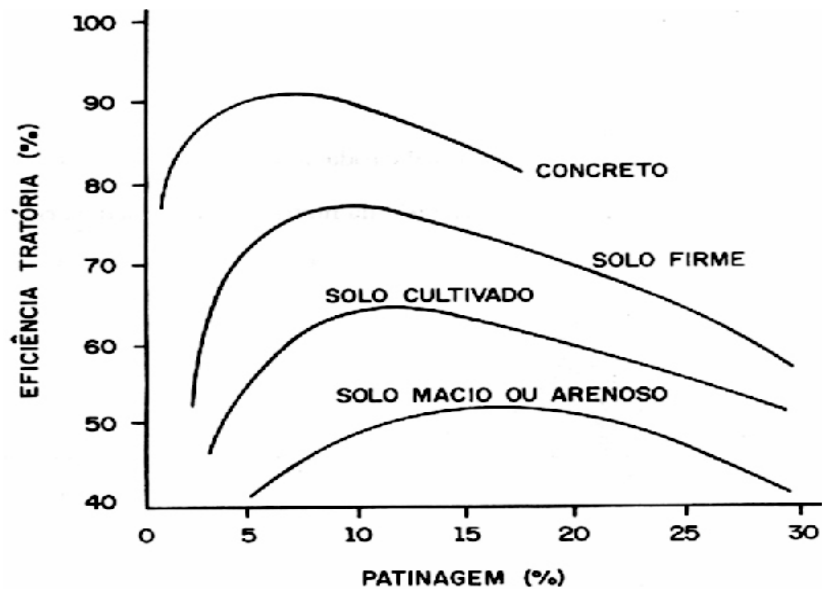


Figura 2.5 - Eficiência tratorria em função da patinação (%) para tratores de 2 RM em diversas condições de solo. Adaptada Pacey & Shrock (1981)

A figura 2.6 ilustra diversos tipos de interface solo-máquina: pneus e esteira, e relaciona estas diferentes aplicações (em relação ao solo) e suas características, auxiliando-se de forma complementar com a tabela 2.5.

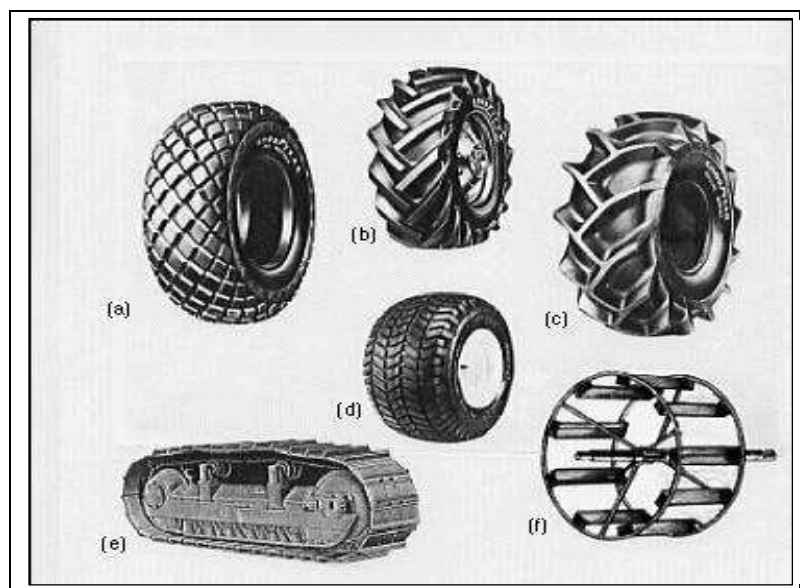


Figura 2.6 - Diferentes interfaces máquina-solo. Macmillan (2002)

É importante ressaltar que, se por um lado é buscada a menor perda possível na transmissão da potência motora ao solo, por outro lado deve-se procurar as menores movimentação e compactação de solo possíveis. A tabela 2.5 relaciona algumas classificações

de superfície de trabalho com as características dos rodados (pneus e/ou interfaces solo-áquina) empregados em cada caso.

Tabela 2.5 - Aplicações características para diferentes solos. Adapada de Macmillan (2002).

<b>Superfícies</b>	<b>Características</b>
(a) Superfícies “duras”- como estradas	Área grande, sulcos rasos com pressão alta.
(b) Trabalho agrícola normal, solo seco	Pesado, sulcos intermediários
(c) Solo agrícola macio, úmido	Sulcos profundos
(d) Gramados, necessário baixo afundamento	Largo, baixa pressão
(e) Solo seco, cargas pesadas em terra	Trilhas, como em um trator de esteira
(f) Terreno saturado de água (poças)	Gaiolas de metal com puxadores angulados como extensões dos pneus

No artigo de Barbosa *et al.* (2005) é citado Barger *et al.* (1963): “A escolha do pneu adequado para as rodas motrizes de um trator agrícola não deve abranger simplesmente suas três funções principais: suportar carga vertical nos eixos, transmitir potência e produzir força de tração. O problema é mais complexo, pois o trator trabalha em solos que podem apresentar características diferentes. O uso de pneus específicos para determinado tipo de superfície de rolamento permitiria aumentar seu desempenho operacional. No entanto, a variedade dos solos agrícolas é o fator que dificulta o projeto de componentes de tração que funcionem satisfatoriamente em qualquer situação”.

Ainda encontra-se referência a Neujahr & Schosser (2001): “Os resultados permitiram concluir que os pneus radiais apresentaram menor resistência ao rolamento, principalmente em velocidades maiores, menores índices de patinagem quando comparados aos pneus diagonais submetidos à mesma força de tração, menor consumo de combustível quando submetidos a forças de tração maiores que 20 kN, maior coeficiente dinâmico de tração e melhor desempenho em tração dentro dos limites de alta eficiência, ou seja, entre 5 e 20% de patinagem”.

A *performance* mecânica de um trator agrícola pode ser melhor avaliada quando são considerados dois aspectos básicos. Primeiramente, o veículo deve ser entendido como um conjunto de componentes cujas características conferem ao todo distintos comportamentos na dinâmica de trabalho. O pacote tecnológico aplicado ao sistema de controle do motor é fator

determinante do consumo de combustível e da emissão de gases poluentes, usados para avaliar a *performance* do motor.

A razão entre a potência do motor e o peso de um veículo é o primeiro determinante da máxima aceleração. Em baixa velocidade, o limite superior dessa aceleração pode ser obtido desprezando-se a ação de todas as forças de resistência à rolagem. Então, pela segunda lei de Newton tem-se a equação 2.4:

$$F_x = Ma_x \quad 2.4$$

onde  $M$  = massa do veículo  
 $a_x$  = aceleração na direção do movimento  
 $F_x$  = Força de tração nas rodas

No entanto, para uma estimativa mais aproximada da aceleração máxima do veículo, deve-se considerar a inércia e as perdas por atrito dos componentes girantes. O torque do motor chega à transmissão pela embreagem e pode ser determinado novamente pela segunda lei de Newton) como sendo a equação 2.5:

$$T_c = T_e - I_e \alpha_e \quad 2.5$$

Em que  $T_c$  = Torque de entrada na transmissão  
 $T_e$  = Torque do motor (na rotação específica)  
 $I_e$  = Inercia rotacional do motor  
 $\alpha_e$  = Aceleração rotacional do motor

Na transmissão o torque é multiplicado pela relação de transmissão e, descontadas as perdas inerciais, pode-se determinar este torque aproximadamente pela expressão dada na equação 2.6:

$$T_d = (T_c - I_t \alpha_e) N_t \quad 2.6$$

Onde:  $T_d$  = torque de saída no eixo  
 $N_t$  = Razão de transmissão  
 $I_t$  = Inércia rotacional da transmissão (vista pelo motor)

De forma similar, um novo valor de torque é entregue ao semi-eixo das rodas motrizes para o acionamento das rodas e pela relação final de transmissão, assim como das perdas inerciais pode ser calculado por meio da equação 2.7:

$$T_a = F_x r + I_w \alpha_w = (T_d - I_d \alpha_d) N_f \quad 2.7$$

Nesta:  $T_a$  = Torque no eixo  
 $F_x$  = Força de tração  
 $r$  = raio das rodas  
 $I_w$  = Inercia rotacional do eixo e das rodas  
 $\alpha_w$  = Aceleração rotacional das rodas  
 $I_d$  = inercia rotacional do eixo (cardan)  
 $\alpha_d$  = aceleração rotacional do eixo (cardan)  
 $N_f$  = Relação final de transmissão

Assim, as acelerações podem ser escritas em função das devidas relações conforme a equação 2.8:

$$\alpha_d = N_f \alpha_w \text{ e } \alpha_e = N_t \alpha_d = N_t N_f \alpha_w \quad 2.8$$

Lembrando que a aceleração linear do veículo,  $a_x$  é obtida pelo produto da aceleração rotacional da roda,  $\alpha_w$  com o raio externo  $r$  do pneu, obtendo-se então a equação 2.9:

$$F_x = \frac{T_e N_{t,f}}{r} - \left\{ (I_e + I_t) N_{t,f}^2 + I_d N_f^2 + I_w \right\} \frac{a_x}{r} \quad 2.9$$

sendo  $N_{t,f}$  = Relação de transmissão combinada final

Entretanto até agora não foram consideradas as perdas mecânicas. O produto das perdas de cada componente reduz o torque final. O efeito das perdas mecânicas pode ser aproximado pelo fator de eficiência. Assim, tem-se a equação 2.10:

$$F_x = \frac{T_e N_{t,f}}{r} \eta_{t,f} - \left\{ (I_e + I_t) N_{t,f}^2 + I_d N_f^2 + I_w \right\} \frac{a_x}{r} \quad 2.10$$

onde  $\eta_{t,f}$  = eficiência combinada da transmissão

Neste caso, o primeiro termo da equação estabelece o regime permanente do sistema, a força trativa, enquanto o segundo termo representa as perdas de força trativa devido aos

componentes inerciais do sistema. Cabe salientar que os equivalentes inerciais de cada componente (motor, cardan e transmissão) são multiplicados pelo quadrado da relação final de transmissão. No caso dos tratores, estas relações podem assumir valores significativos. Além disso, motores ciclo Diesel envolvem intrinsecamente componentes mecânicos de maior massa, quando comparados aos de ciclo Otto. Assim, é natural que os tratores apresentem maior influência desses componentes na dinâmica total do veículo.

Conhecendo-se a força de tração do veículo, é possível estimar sua aceleração (no plano horizontal) segundo a expressão dada pela equação 2.11:

$$M a_x = \frac{W}{g} a_x = F_x - R_x - D_A - R_{hx} \quad 2.11$$

Em que:  $R_x$  = Somatório de forças de resistência a rolagem;

$D_A$  = Forças de arraste aerodinâmico

$R_{hx}$  = Esforços de tração (no caso de implemento).

Neste caso,  $F_x$  inclui não só a componente de força trativa como também o termo de inércia rotacional. Desprezando-se os esforços de arraste aerodinâmico e passando a considerar a massa equivalente dos componentes girantes  $M_r$ , tem-se a equação 2.12:

$$(M + M_r) a_x = \frac{W + W_r}{g} a_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - R_{hx} \quad 2.12$$

A força de tração líquida gerada pelo conjunto mecânico (trator e implemento) determina a aceleração do veículo. A linha de potência constante do motor (figura 2.7) do gráfico força de tração x velocidade determina o limite superior para esforços de tração em regime constante de potência do veículo. Desta forma, entende-se que em regime constante de potência a força de tração de um veículo é dependente da velocidade de deslocamento do mesmo.

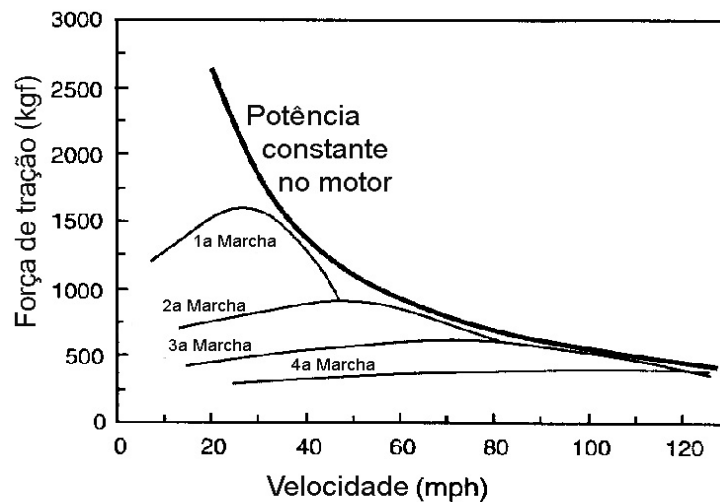


Figura 2.7 – Relação típica entre velocidade e força de tração- Adaptada de Gillespe, 1992.

A relação de transmissão (marchas) encontrada na caixa de transmissão também é responsável pela *performance* do conjunto mecânico. Para estabelecer um critério de relação de transmissão entre as diferentes marchas (figura 2.8), deve-se considerar os modos de operação, curva característica do motor (torque e potência), rotações do motor (potência nominal e máxima), consumo de combustível, número de marchas e custos envolvidos.

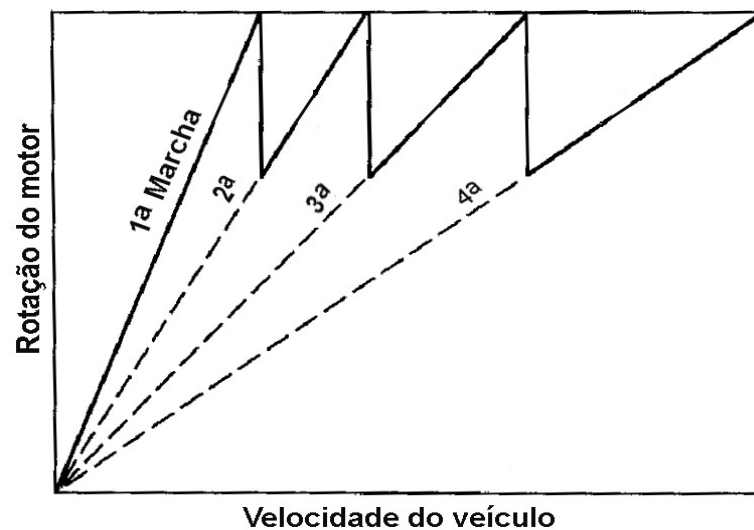


Figura 2.8 - Exemplo de relação de transmissão - Adaptada de Gillespe, 1992.

O torque do motor pode ser visto como o esforço que o motor é capaz de exercer, normalmente é medido por um dinamômetro acoplado ao seu eixo. O torque medido em dinamômetros é denominado “torque de freio” e é dado pela equação 2.13:

$$T = Fb \quad 2.13$$

Onde:  $T$  = torque no freio  
 $F$  = força medida no freio

$b$  = comprimento da alavanca

Já a potência fornecida pelo motor e absorvida pelo dinamômetro é o produto do torque pela velocidade angular do motor é dada pela equação 2.14

$$P = 2\pi NT \quad 2.14$$

Sendo:  $P$  = potência no freio  
 $N$  = velocidade angular

As duas características gerais de motores seguem, padrões bem determinados (figura 2.9) quando comparados um motor ciclo Otto alimentado com gasolina e outro de ciclo Diesel, consumindo o combustível que leva o mesmo nome.

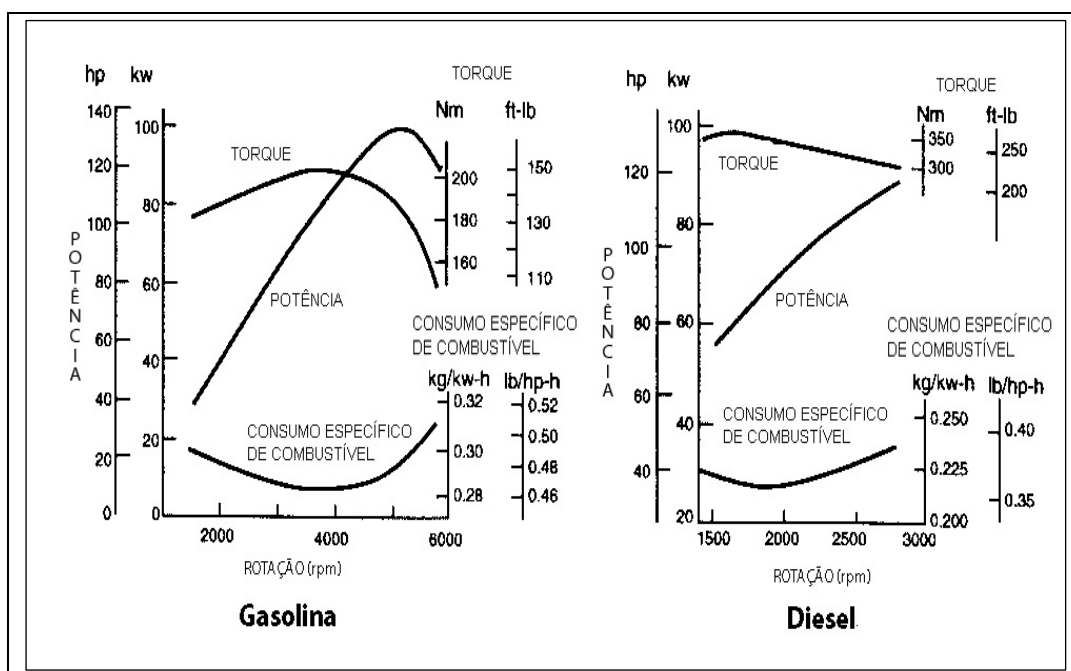


Figura 2.9 - Características de motores ciclo Otto e ciclo Diesel. Adaptada de Gillespie, 1992.

Taylor (1988) comenta que os motores de combustão interna operam pela transformação de energia calorífica resultante da queima ou da explosão de mistura ar/combustível em energia mecânica e baseiam-se no princípio segundo o qual os gases se expandem quando aquecidos. A pressão gerada, se controlada pode ser utilizada para movimentar órgãos da máquina, tendo-se, desta maneira, a transformação da energia calorífica do combustível em energia mecânica. Estes motores podem trabalhar com combustíveis líquidos voláteis (óleos pesados, diesel, querosene, gasolina, álcool, benzol, etc.), ou gases.

A grande maioria dos tratores agrícolas utiliza motores ciclo Diesel. Estes motores possuem como características principais a aspiração de ar puro, a compressão deste até temperaturas e pressões elevadas e a injeção de um combustível de baixa temperatura de auto ignição que, nessas condições, entra em combustão. A taxa de compressão dos motores diesel é da ordem de 20:1 e, por este fato, os motores são robustos e apresentam um rendimento térmico superior quando comparados a motores de ignição por centelha.

Juliato (2006) cita Lopes *et al.* (2003), colocando que a maneira mais técnica de se apresentar consumo de combustível é expressá-lo em unidade de massa por unidade de potência ( $\text{g.kWh}^{-1}$ ); conhecida por consumo específico.

Um indicador da eficiência da conversão da energia química do combustível em energia mecânica na forma de potência de tração é o consumo específico na barra de tração de um trator, comenta Almeida (1990). Nesse trabalho o autor visa determinar o rendimento total de um trator em pista de concreto.

A figura 2.10 ilustra o mapeamento do consumo específico de combustível de um motor de combustão interna. Nesse caso, as regiões de mesmo índice de consumo específico são delimitadas por linhas em razão da rotação do motor e da pressão média efetiva gerada. No entanto, é comum encontrar o mesmo gráfico mapeando o consumo específico em função da rotação e do torque do motor.

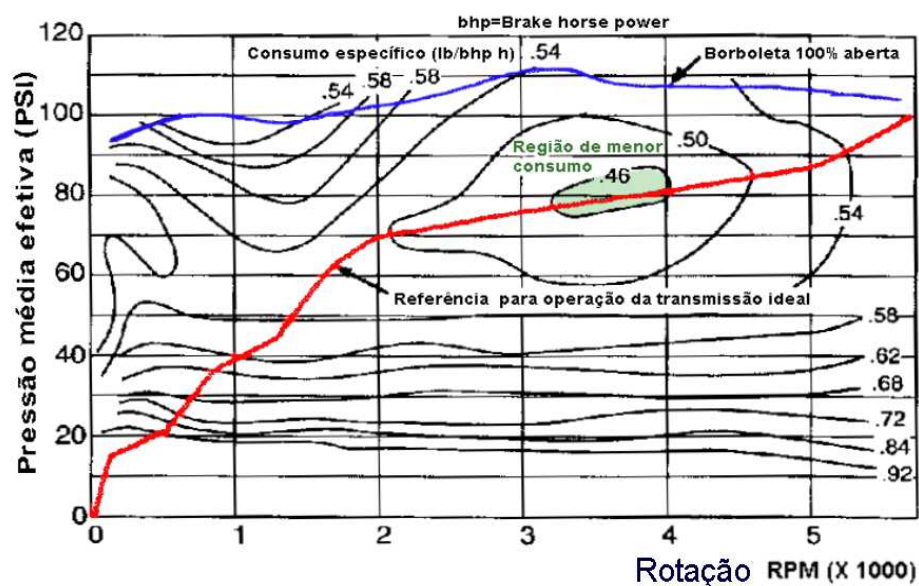


Figura 2.10- Representação típica do consumo específico de um motor de combustão interna – Adaptada de Gillespie (1992).



Testes iniciais realizados neste trabalho mostraram a necessidade de especial atenção em relação ao combustível utilizado. Embora existam normas que definam as características do óleo diesel comercial, verificou-se uma diferença significativa entre os resultados obtidos com combustíveis de diferentes origens (figura 2.11).

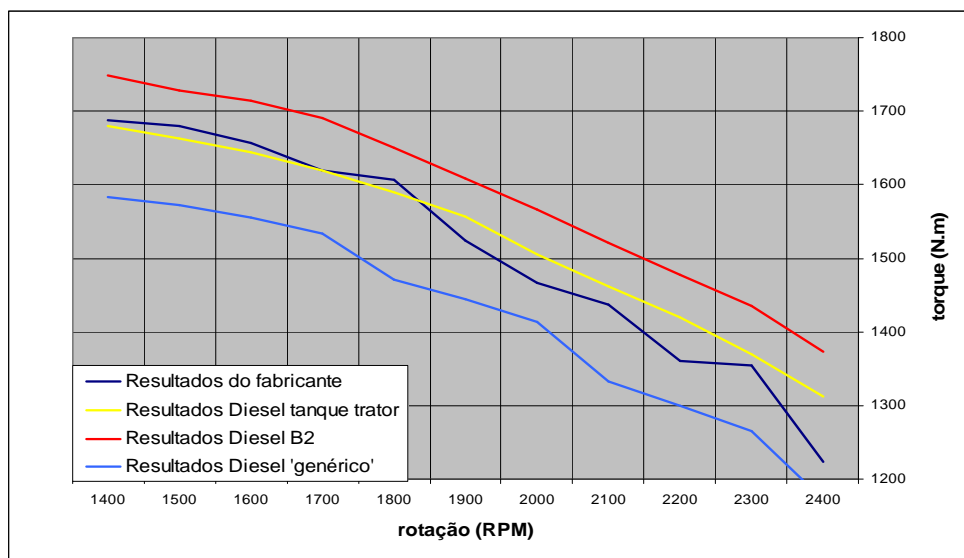


Figura 2.11 – Resultados experimentais com diferentes combustíveis.

Feitas as calibrações do sistema, foi inicialmente levantada uma curva para caracterizar um determinado trator com o combustível que se encontrava no próprio tanque. Comparados com os resultados obtidos em testes realizados pelo fabricante, observou-se pequenas diferenças. Um segundo teste foi realizado com um óleo diesel adquirido em um posto de combustível de outra marca comercial. A diferença entre os resultados mostrou-se ainda maior, mesmo quando refeitas todas as calibrações. Concluiu-se que a diferença observada entre os resultados poderia ter origem no combustível. Desta forma, realizou-se um terceiro ensaio, desta vez sabidamente com uma mistura (comercial) de 2% de biodiesel. Como esperado, os resultados foram superiores as demais, considerando a potência observada. Por esse motivo fez-se necessário adotar a caracterização do combustível em laboratório (anexo 1) antes mesmo de utilizá-lo nos ensaios.

### 2.3 A escolha de um modelo adequado de trator agrícola

Além dos aspectos analisados até o momento, tantos outros fatores de caráter técnico, pessoal e mesmo regional podem afetar um processo racional de escolha de um trator. Capacidade de trabalho, assistência técnica, fontes de financiamento, confiabilidade, implementos disponíveis, necessidades pessoais e razões sociais são mais algumas variáveis

que devem compor um processo de análise que venha contemplar o processo de escolha. Entende-se que a experiência acumulada deve-se somar a um amplo estudo que considere necessidades e informações técnicas, bem como valores envolvidos, nunca esquecendo de considerar as características locais específicas.

Com referência específica ao processo da escolha do modelo de tratores agrícolas, Ribas *et al* (2010) relata que muitas vezes surgem dificuldades no reconhecimento dos valores de potências, dos motores que os propulsionam, que muitas vezes impede a comparação de modelos similares, devido a informação de dados de origem diferentes, o que resulta de variação na forma e procedimentos de ensaio, para avaliação das magnitudes. Ainda colocam “É importante salientar que deveríamos todos estar utilizando o mesmo padrão de avaliação”.

Falando sobre o processo de escolha de tratores, Silva (2009) coloca: “Fica então registrada a capacidade de uma marca consistente conseguir transpor os elementos racionais, habitualmente associados à escolha de um produto ou serviço, indo diretamente aos valores emocionais do ser humano, induzindo decisões e influenciando até seu modo de vida”.

O estudo do processo de aquisição de tratores realizado por Silva (2009) ocorreu em duas fases. A primeira fase, mais qualitativa, serviu para melhor compreender a estrutura do processo de decisão. A segunda fase, mais quantitativa, permitiu quantificar um conjunto de grandezas no processo de decisão de compra de um trator. Nesse estudo foi analisado um grande número de fatores de diferentes naturezas que constituem um processo de escolha de um trator agrícola. Além disto, foram entrevistados usuários que deram destaque aos critérios mais significativos apresentados na tabela 2.6. Ressalta-se que 71,4% desses fazendeiros consideraram como muito importante a escolha correta do trator. Também se evidencia que entre os aspectos técnicos presentes na deliberação, recebe especial atenção a “economia de combustível”. No entanto, pode-se verificar uma menor atenção atribuída a este fator, uma vez que a análise de importância permite concluir que a marca, a disponibilidade de peças de reposição e os prazos de pagamento oferecidos receberam maior importância, segundo pontuação atribuída pelos consumidores.

Tabela 2.6 - Critérios mais importantes para a escolha de um trator e a respectiva pontuação atribuída pelos usuários do produto – Silva (2009)

	<b>Critérios</b>	<b>Pontuação</b>
	<b>Produto</b>	
1	Tecnologia	4
2	Qualidade	6
3	Economia de combustível	7
4	Durabilidade	6
5	Conforto	1
6	Performance do motor	4
7	Confiabilidade	3
8	Segurança	0
9	Garantia	1
	<b>Revenda</b>	
10	Suporte técnico	10
11	Disponibilidade de peças	10
12	Rapidez	1
13	Relacionamento	1
14	Localização	0
15	Agilidade no atendimento	8
	<b>Financiamento</b>	
16	Disponibilidade	8
17	Rapidez	4
18	Custo	3
	<b>Tradição</b>	
19	Prestígio que a marca traz	7
20	Reputação	0
21	Família	0
	<b>Preço</b>	
22	Valor na compra	8
23	Custo de manutenção	7
	<b>Relacionamento</b>	
24	Disponibilidade equipe vendas	6
25	Confiança	4
26	Comprometimento	5

Uma situação de consumo é definida por fatores que vão além das características da pessoa e do produto que influenciam a compra e o uso de produtos e serviços. O ambiente social e físico do consumidor afeta seus motivos para uso do produto, bem como seu modo de avaliação, segundo Solomon (2002).

Algumas das modernas ferramentas computacionais destinadas ao gerenciamento do agronegócio (ligadas ao conceito “precision farm”) podem incluir um instrumento especificamente desenvolvido para auxiliar o consumidor no procedimento de aquisição de um trator. No entanto, no processo de busca de informações estabelecido neste trabalho, não foi localizada qualquer referência bibliográfica ou relato científico comprovando a eficácia de algum destes programas computacionais. A complexidade envolvida neste processo de decisão estabelece que o melhor resultado mostra dependência de um grande número de variáveis. Para avaliar as alternativas, tais elementos avaliatórios necessitam de uma quantidade de

informações raramente disponível, fazendo uso de simplificações, que estabelecem maior incerteza resultante, ou ainda adotando metodologias, que, a princípio, não contemplam plenamente os fatores envolvidos.

O bom exercício da ciência e da engenharia pode colaborar nesse processo de forma significativa. O estado da arte permite aplicar diferentes técnicas para avaliação da qualidade dos resultados obtidos. Podem ser estabelecidos distintos critérios para atribuir ponderações otimizadas às variáveis envolvidas e assim ajuizando a escolha ideal. Entretanto, julga-se importante estabelecer valores precisos às variáveis de entrada, mesmo naqueles casos onde aspectos subjetivos ( exemplo: “X” é considerada a melhor marca para na região “A”).

Entretanto, na ausência de outro instrumento para avaliação do desempenho de um trator agrícola, o consumidor pode usar uma estimativa do consumo de combustível utilizado pelo maquinário, baseado em uma média do gasto anual ditada pela Normas ASAE EP496.2. O consumo anual de combustível é caracterizado seguindo as definições e equações conforme :

- *Seção 6.3.2.1- Consumo médio de combustível para tratores.* A média de consumo de combustível ao ano por trator pode ser utilizado para no cálculo global de custos do maquinário de uma empresa. Contudo, para determinar o custo de uma operação particular (como trabalho de um arado), o combustível utilizado deveria ser estimado com base na real potência necessária para cada atividade particular.
- *Seção 6.3.2.1.1- O consumo médio anual* de combustível para um uso específico em determinado modelo de trator pode ser aproximado com base nos dados de consumo médio obtidos nos testes segundo metodologia desenvolvida da Universidade de Nebraska. O consumo médio de gasolina em um completo ano pode ser calculado pela equação 2.15:

$$Q_{avg} = 0,305 P_{pto} \quad 2.15$$

Onde  $Q_{avg}$  = Consumo médio de gasolina [l/h]

$P_{pto}$  = Máxima potência na TDP [kW]

- *Seção 6.3.2.1.2-* Um trator diesel utiliza aproximadamente 73% (em volume) do combustível gasto por um trator a gasolina. A maioria dos tratores com finalidade agrícola testados nos últimos 25 anos apresenta motores ciclo diesel. Assim, a equação pode ser assim convertidana equação 2.16

$$Q_{avg} = 0,305 \times 0,73 P_{pto} \text{ ou } Q_{avg} = 0,233 P_{pto} \quad 2.16$$

Vale lembrar que essa estimativa não lconsidera qualquer diferenciação tecnológica, tais como a presença de turbo compressor e/ou *intercooler*, tipo de bomba injetora de combustível, ou ainda tipo de rodado adotado e forma de tração (4x2, 4x4, esteira, etc), assim como não leva em conta a natureza da aplicação mais frequente.

A potência necessária no motor de um trator pode ser estabelecida por uma série de outras metodologias existentes. Vale registrar que o procedimento proposto por Bowers (1978) é frequentemente adotado. Ainda que permita uma estimativa razoável, não deve ser tomado como único ou como o mais preciso. Consiste em aplicar as seguintes etapas:

- determinar a potência usável na barra de tração;
- estimar a resistência do solo;
- determinar a potência necessária para movimentar o implemento usado;
- estabelecer a lastragem de modo a alcançar níveis aceitáveis de patinagem.

Para estimar a resistência do solo, é necessário lembrar que esta depende não só do tipo de solo (leve, médio, ou pesado), como também do tipo de ferramenta (ou implemento) a ser utilizado. Além disso, o peso do trator e a forma com que este se distribui em cada um dos eixos, assim como a distância entre eixos, a altura da barra de tração em relação ao solo e os tipos de rodados motrizes (e seu estado de conservação), apresentam influência no índice de patinagem, estabelecendo de certa forma, uma conseqüentemente interdependência no valor da potência necessária para movimentar o conjunto.

Para o cálculo da potência efetiva na barra de tração, pode ser adotado o “Fator 0,86”, proposto por Bowers, no qual:

$$\text{Pot. TDP} = \text{Pot. Motor} \times 0,86$$

$$\text{Pot. Max. na barra de tração (BT) no concreto} = \text{Pot. TDP} \times 0,86$$

$$\text{Pot. Max. BT em solo firme} = \text{Pot. Max. BT no concreto} \times 0,86$$

$$\text{Pot. Utilizável, BT em solo firme} = \text{Pot. Max. BT, solo firme} \times 0,86$$

$$\text{Pot. Utilizável BT em solo arado} = \text{Pot. Utilizável, BT solo firme} \times 0,86$$

$$\text{Pot. Utilizável, BT em solo solto} = \text{Pot. Utilizável, BT, solo arado} \times 0,86$$

Outra metodologia alternativa segue orientações da norma ASAE D497 – 4, que considera inicialmente a potência na TDP obtida a partir da equação 2.17:

**Potência na TDP = Pot. Nominal do motor x 0,83**

2.17

O método a seguir estabelece que esse valor deve ser multiplicado pela constante característica dada pela tabela 2.7, a qual leva em conta o tipo de tração (interface solo-máquina usado) do trator e a condição básica do solo, no qual a máquina irá trabalhar.

Tabela 2.7 - Norma ASAE D497 – 4, constantes para determinar a potência na BT.

Tipo de tração do trator	Concreto	Condição do solo		
		Firme	arado	solto
4x2	0,87	0,72	0,67	0,55
4x2 TDA	0,87	0,77	0,73	0,65
4x4	0,87	0,78	0,78	0,70
Esteiras	0,87	0,82	0,80	0,78

A potência requerida para movimentar os implementos é sabidamente proporcional ao valor da força demandada, assim como da velocidade empregada para execução da atividade. Finalmente, a dependência entre o volume de combustível consumido e o valor da potência demandada deveria ser naturalmente esperada seguindo condições de uso consideradas como tecnicamente normais.

A interpretação das informações contidas no diagrama representado na figura 2.12 permite concluir que (conceitualmente), a capacidade operacional de um sistema tratorizado deve se mostrar diretamente proporcional a velocidade operacional empregada. Por outro lado, entende-se que o consumo de combustível indica uma relação direta com a potência demandada; e que esta também apresenta dependência com proporcionalidade direta ao mesmo fator velocidade presente na avaliação anterior. Embora uma primeira avaliação permita esperar um valor constante para a razão entre o custo da hora de trabalho e do respectivo trabalho realizado (sem qualquer dependência em relação a velocidade operacional empregada), na prática, deve-se buscar uma análise criteriosa destes dados para determinar um melhor resultado.

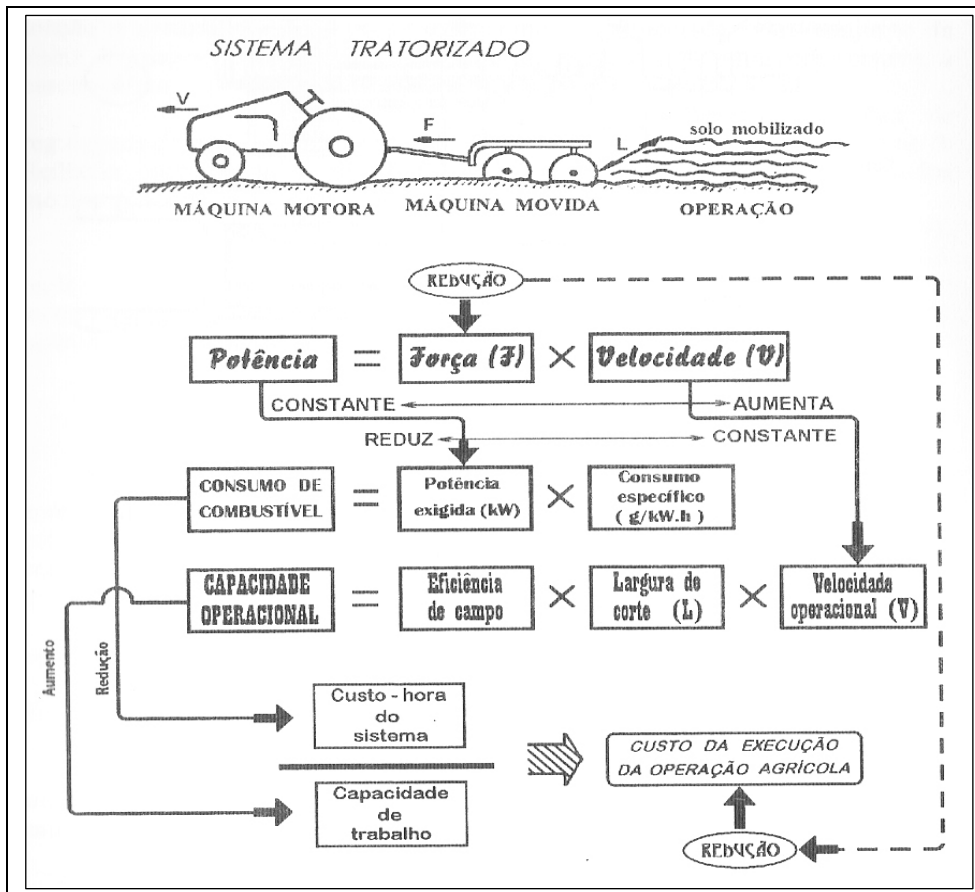


Figura 2.12 – Diagrama característico de um sistema tratorizado, considerando o custo de execução relativo de uma operação agrícola. Adaptado de Mialhe (1996).

Outra visão para o tratamento das informações é apresentada na figura 2.13. Neste caso, o custo médio operacional do sistema é determinado pelo produto do dispêndio energético específico com o custo da energia.

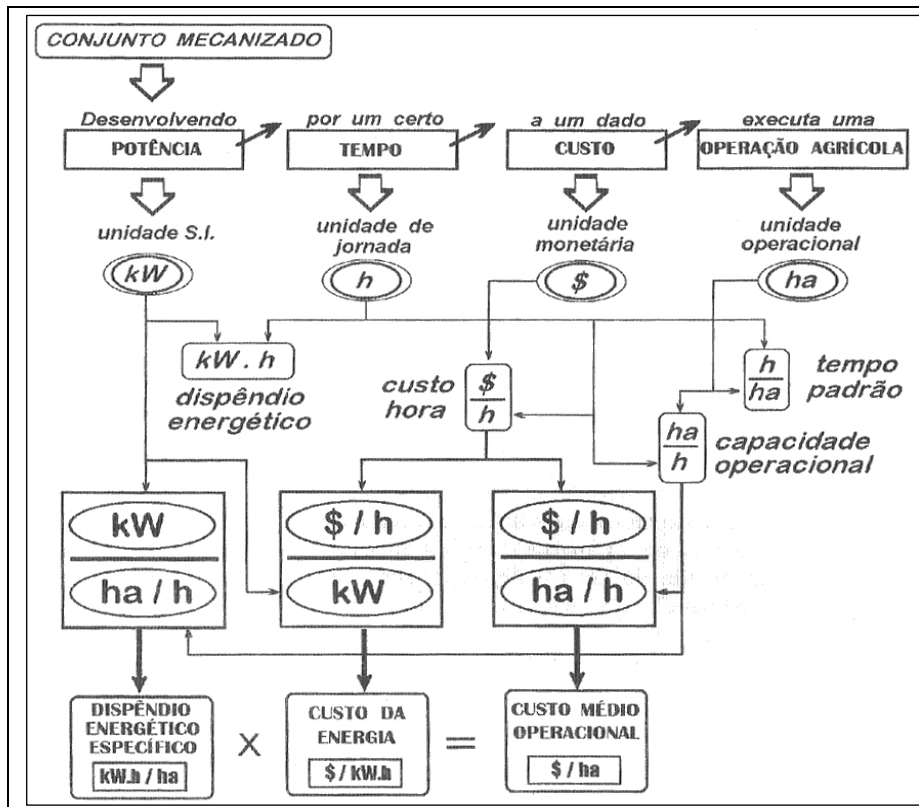


Figura 2.13 – Custo médio operacional visto esquematicamente. Adaptado de Mialhe (1996).

Fica claro nas representações que uma série de simplificações são adotadas. Para uma melhor avaliação mostra-se necessário avaliar o caso de forma mais completa, estabelecendo ponderações a variáveis como tipo de solo, umidade, compactação, relevo, atividade agrícola e consumo específico de combustível em cada regime possível.

## 2.4 Ensaios em banco dinamométrico

Os principais parâmetros dos motores podem ser obtidos por nsaios em dinamômetro (ou banco dinamométrico). São utilizados para determinação experimental de torque, potência, consumo de combustível e emissão de poluentes; para avaliações de componentes ou do conjunto; em regimes de rotações constantes e/ou transientes.

A partir das formas mais rudimentares como o freio por corda/ fita, ou o Freio de Prony (figura 2.14), foram realizadas as primeiras medidas em máquinas rotativas.



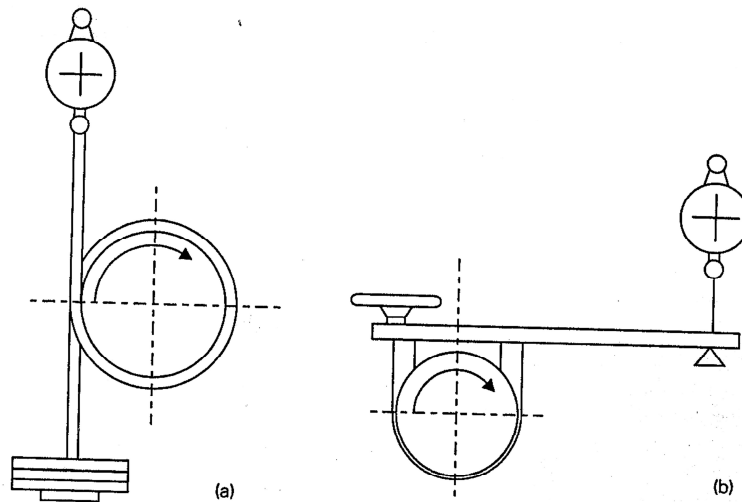


Figura 2.14 - Ilustrações dos freio de fita(a) e freio de Prony (b).

### 2.4.1 Medição de torque, rotação, potência e consumo de combustíveis

Os motores de combustão interna convertem a energia química do combustível em energia mecânica. Particularmente importantes, os fatores diretamente relacionados com este processo são:

Taxa de consumo de combustível	$\dot{m}$ [kg/h]
Densidade do combustível	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Taxa de consumo volumétrico de combustível	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /h]
Velocidade angular do motor	$N$ [rev/min]
Torque de saída do motor	$T$ [Nm]
Potência do motor	$P$ [kW]

A taxa de consumo de massa de combustível é dada na equação 2.18:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad 2.18$$

Já o consumo específico do equipamento é determinado pela equação 2.19:

$$sfc = \frac{\dot{m}}{P} \quad 2.19$$

Marchetti, 2006, escreve “Uma parcela considerável dos custos de produção agrícola refere-se a utilização de máquinas e implementos, especialmente no que diz respeito a uma das principais unidades de potência da agricultura – o trator. A otimização do seu desempenho global e, mais especificamente, a melhor utilização do potencial do seu motor para diminuir o

consumo de combustível é um dos fatores mais importantes na redução dos custos de produção agrícola”.

Neste estudo, o objetivo foi a montagem de um sistema automatizado para avaliação do consumo de combustível em tratores agrícolas.a campo. Foi desenvolvido um equipamento adaptável a estrutura do trator (figura 2.15) contendo medidores de fluxo e temperatura do combustível, medidor de deslocamento do trator (radar) e medição de esforços na barra de tração. O consumo específico de combustível foi calculado considerando a potência na barra de tração (produto da força com a velocidade).



Figura 2.15 - Sistema de medição de consumo produzido por Marchetti (2006)

O consumo específico de combustível expressa a performance econômica de um motor e é considerado um indicador extremamente importante do nível de avanço tecnológico e econômico de um automóvel ou de máquinas móveis de trabalho, segundo Durkovic e Damjanovic (2006).

Diagramas típicos de consumo específico de combustível podem ser construídos a partir da pressão efetiva e da rotação do motor, estabelecendo linhas de igual consumo específico. A figura 2.16 representa os resultados obtidos para o consumo específico de combustível do motor Diesel IMR S44/V no estudo realizado por Durkovic e Damjanovic (2006).

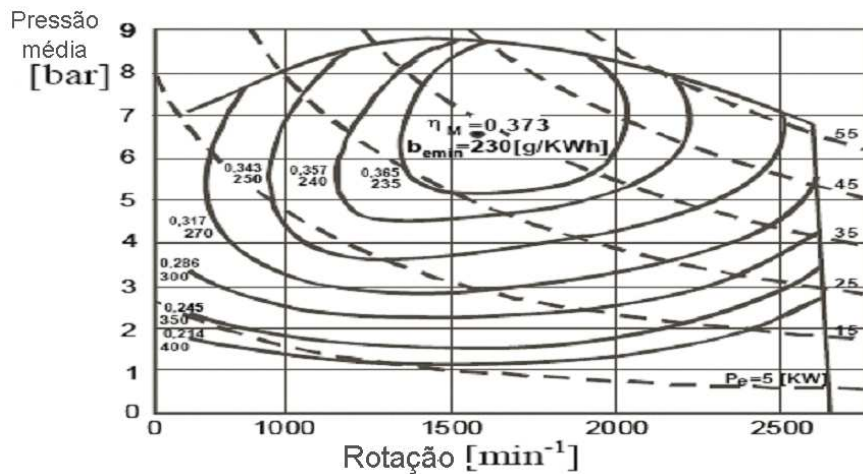


Figura 2.16 – Representação do consumo específico de um motor Diesel. Durkovic e Damjanovic, 2006.

Nesse estudo Durkovic e Damjanovic (2006), estabelece uma regressão polinomial de terceiro grau em função da pressão média efetiva e da rotação do motor, que pode descrever adequadamente o consumo específico (figura 2.17).

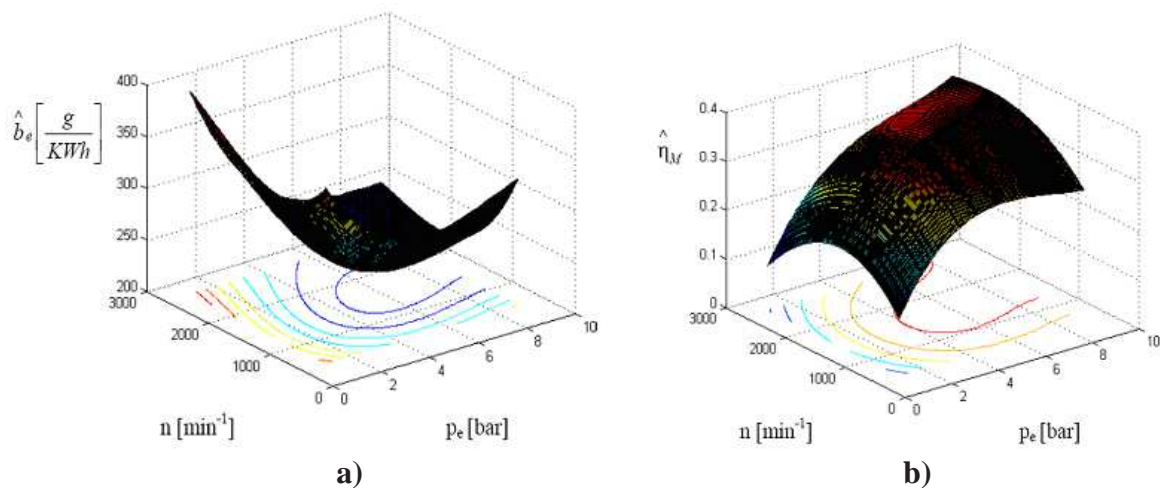


Figura 2.17 - Representações gráficas do consumo específico de combustível (a) e do coeficiente de eficiência (b) em função da pressão média efetiva e da rotação do motor - Durkovic e Damjanovic (2006)

Garret *et al.*(2001) coloca que a pressão média efetiva e o torque de um motor estão diretamente ligados, dependendo somente do volume do motor.

Heywood (1988) afirma que o torque é uma valiosa característica do motor, enquanto a capacidade de realizar trabalho dependente de seu volume. Diz ainda que a característica mais usual relativa a performance de um motor é obtida com a divisão da capacidade de trabalho, a cada ciclo do motor, pelo volume de deslocamento do pistão nesse

ciclo. O parâmetro obtido apresenta unidades de força por unidade de área e é conhecido por pressão média efetiva.

#### 2.4.2 Seleção de um dinamômetro

Durante o processo de seleção de um determinado modelo de dinamômetro é necessário considerar a natureza da aplicação. Dependendo dessa característica se escolhe a configuração do equipamento. A seguir, é necessário estabelecer as características requeridas nos resultados obtidos, uma vez que estas exigências podem ser determinantes frente aos diferentes princípios de funcionamento. Em igual grau de importância, é imperativo adequar o equipamento de forma a atender os requisitos quanto a magnitude das grandezas envolvidas. Finalmente, vale evidenciar que este projeto priorizou o menor custo que atendesse mínima e racionalmente às exigências técnicas estabelecidas, buscando dessa forma o bom exercício da engenharia.

Os tipos de dinamômetros disponíveis no mercado atualmente são hidráulicos, elétricos, hidrostáticos, por ventilação, ou por atrito. As principais características são:

a) Dinamômetro de correntes de Foucault:

Constituído por um rotor acionado pela máquina em prova, girando imerso em um campo magnético. A intensidade do campo é controlada por uma bobina alimentada por corrente contínua, podendo-se, assim, variar a carga aplicada. Um circuito de arrefecimento a água dissipa o calor gerado pelas correntes parasitas. Como nos demais dinamômetros, o esforço que tende transmitir movimento à carcaça é medido e assim são conhecidos os valores de potência e torque. Dinamômetros deste tipo (figura 2.18) são geralmente utilizados para ensaios de maior precisão.



Figura 2.18 – Exemplo de dinamômetro de corrente de Foucault.

b) Dinamômetros Elétricos:

Trata-se de um gerador elétrico, que acionado pela máquina em teste, produz energia elétrica, a qual será consumida por uma carga variável (cuba eletrolítica ou resistores). A medição exige correção dos instrumentos elétricos para compensar o rendimento do gerador. Tem a vantagem de poder ser utilizado como motor elétrico para medição de potência gasta por atrito na máquina em prova. Tem custo elevado e sua utilização só se justifica em casos especiais.

c) Dinamômetro de Ventilação:

Utilizado em provas longas, onde não se exija precisão nos resultados, como no amaciamento de motores e provas de durabilidade, é constituído por um ventilador acionado pelo motor sob teste. Para se obter a variação da carga aplicada, é necessário alterar o ângulo, o diâmetro, ou o tamanho das pás. Embora seja um dinamômetro de baixo custo, tem pouca utilização por não apresentarem praticidade técnica.

d) Dinamômetro Hidráulico:

Dentre os diversos tipos de dinamômetros, os hidráulicos (figura 2.19) se destacam por sua simplicidade e menor custo, embora não sejam considerados aqueles que apresentam melhores resultados. São provavelmente os dinamômetros comerciais mais usados.

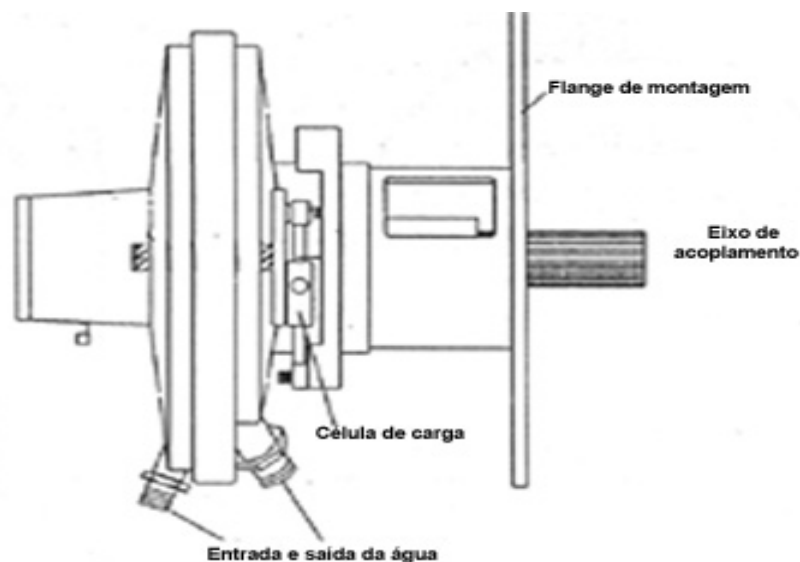


Figura 2.19 – Representação de um dinamômetro hidráulico.

Ainda existem os dinamômetros por atrito, que funcionam com lonas de freio semelhantes àsquelas utilizadas em aplicação automotiva, ou ainda os dinamômetros inerciais (figura 2.20), cujo funcionamento baseia-se na aceleração de uma massa conhecida. Nesses,

são avaliadas as taxas de variações da velocidade angular num intervalo de tempo.

Com base nestes dados obtém-se indiretamente a aceleração angular, e desta, o torque. Por esse motivo se observa uma histerese (aceleração e desaceleração da massa).

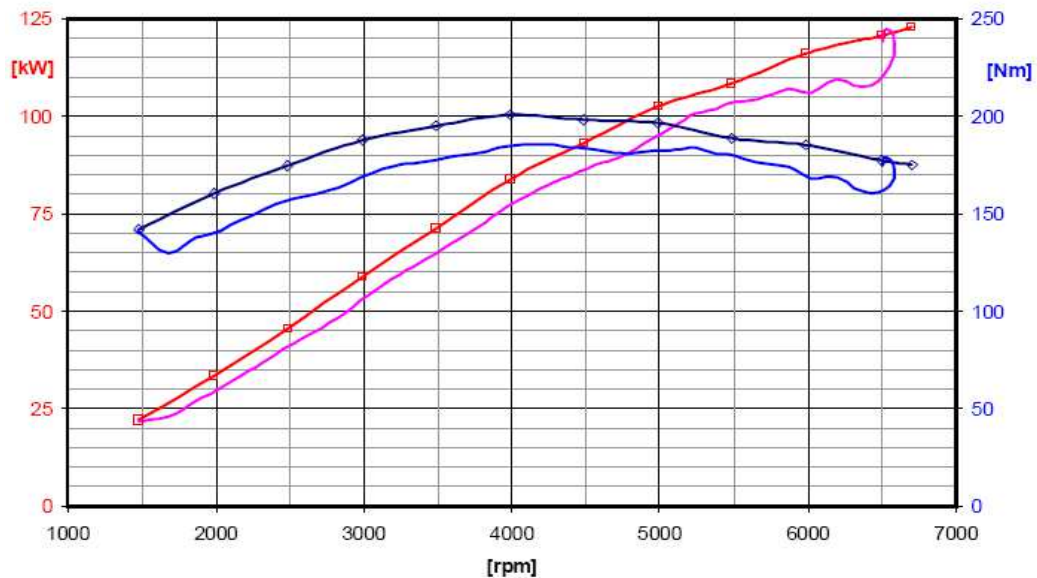


Figura 2.20 - Curvas características de testes em dinamômetros inerciais.

A tabela 2.8 estabelece uma série de vantagens e desvantagens de cada tipo de dinamômetro, classificados pelo princípio de funcionamento do freio. Para altos valores de torque em baixas rotações envolvidos neste trabalho aliados ao baixo custo do equipamento, fica evidente a escolha pelo dinamômetro de atrito.

Tabela 2.8- Características atribuídas ao princípio de funcionamento do dinamômetro.

Tipo de freio:	Hidráulico	Ventilação	Atrito	Foucault	Elétrico DC	Elétrico AC
<b>Vantagens</b>	Baixo custo e Baixa inércia	Baixo custo	Baixo custo e Altos torques	Baixa manutenção Controle preciso Mais usado industrialmente	Motor e absorvedor Resposta rápida	Motor e absorvedor Resposta rápida
<b>Desvantagens</b>	Controle difícil e Alta manutenção	Pouca utilização prática.	Baixas rotações	Alto custo Alta inércia	Alto custo Alta inércia	Alto custo Correntes altas

No entanto, outros fatores envolvidos foram causadores de um estudo mais criterioso sobre o tema. A figura 2.21 apresenta uma matriz obtida com a aplicação do QFD para

deliberação da melhor opção, quanto ao princípio de funcionamento, do dinamômetro a ser adotado neste trabalho.

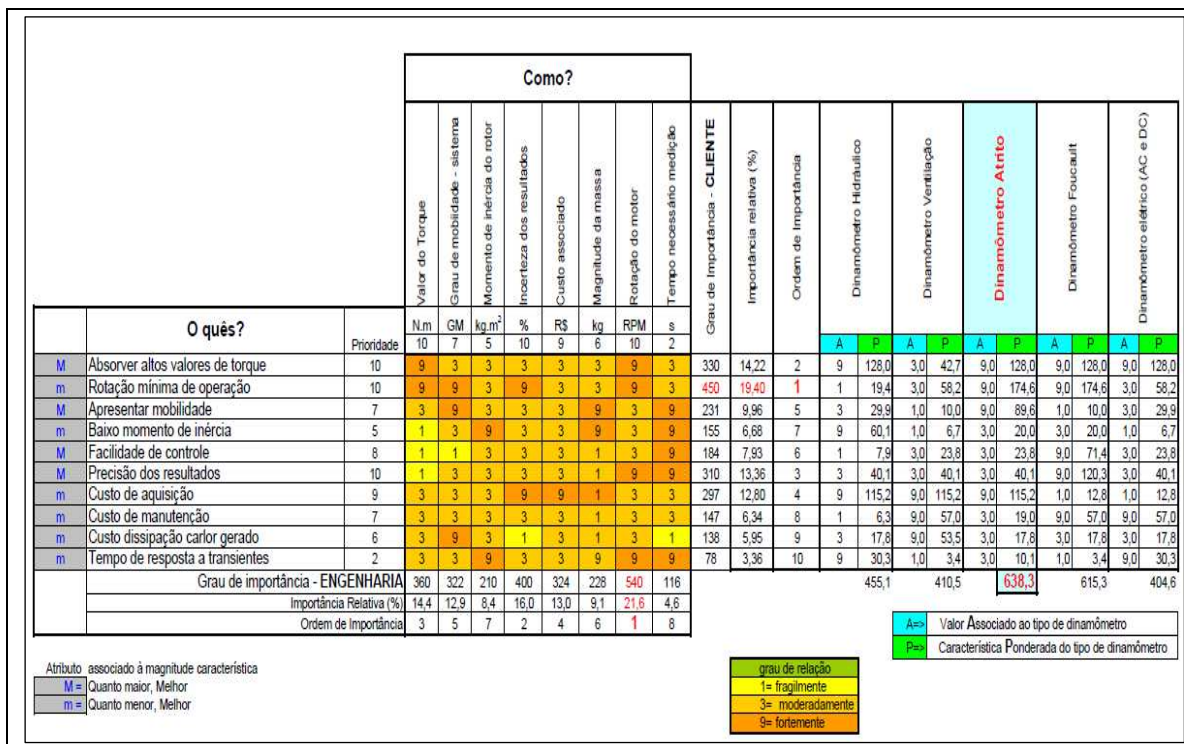


Figura 2.21 – Matriz obtida no QFD para determinar o princípio de funcionamento adequado.

Este estudo permitiu compreender que o fato de atender a aplicações de baixa rotação é a característica de maior importância, seguida pela capacidade de absorver altos valores de torque e pela precisão dos resultados. O dinamômetro com frenagem por atrito, portanto, mostrou que realmente origina a melhor escolha.

No meio automotivo, os dinamômetros podem ser utilizados nas mais distintas aplicações. Embora empregados principalmente para caracterizar o comportamento isolado de motores, também são frequentemente encontrados como ferramenta fundamental para avaliação do desempenho de lubrificantes, componentes ou conjuntos mecânicos. Quanto à aplicação, os dinamômetros podem ser classificados como:

a) Dinamômetro de motores:

Também chamados de bancos dinamométricos, são geralmente encontrados em laboratórios (figura 2.22). Nesses casos normalmente apresentam condições climáticas mais controladas e têm sua utilização principal voltada ao desenvolvimento e medições lidas aos motores propriamente ditos, embora em muitos casos permitam também levantar dados sobre a caixa de transmissão.





Figura 2.22 - Laboratório com dinamômetro de motores.

b) Dinamômetro de Chassi:

Estes equipamentos de medição (figura 2.23) são utilizados para avaliar os valores do torque e da potência líquidos nos eixos de tração. Podem ser puramente inerciais, ou ainda associados à algum tipo de freio. Permitem caracterizar a performance total do veículo, além de considerar as perdas nos componentes intermediários (embreagem, caixa de transmissão, diferencial). Permitem avaliar a dinâmica do veículo e quando programáveis, simular condições especiais como uma pista de competição, uma situação fora de estrada.

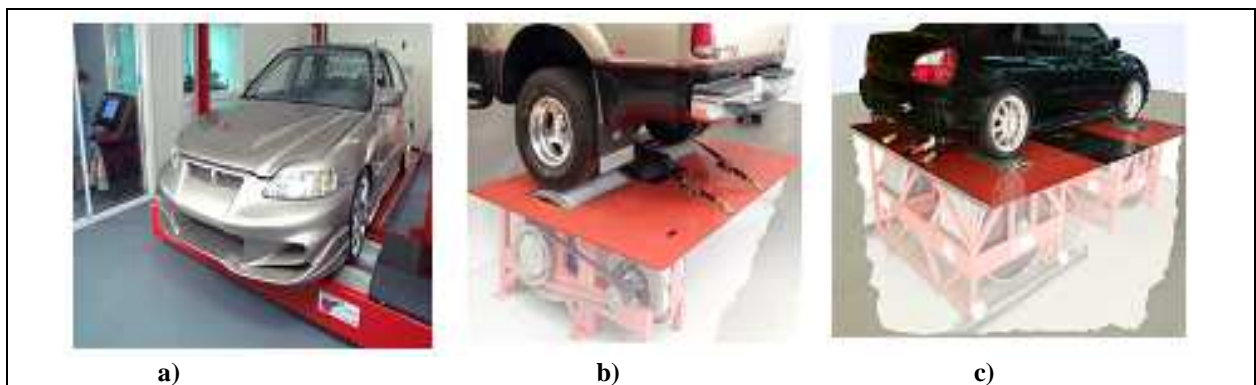


Figura 2.23 – Ilustrações de dinamômetros de Chassi: para tração dianteira (a), tração traseira (b) e tração nos dois eixos (c).

Cabe lembrar que a eficiência da transmissão  $\eta_e$  pode ser afetada por perdas constantes, perdas dependentes da rotação e por perdas devido a carga aplicada e pode ser determinada pela equação 2.20:

$$\eta_e = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad 2.20$$



Onde  $P_{out}$  = Potência de saída

$P_{in}$  = Potência de entrada

c) Caso particular: O dinamômetro para tomada de força de tratores:

No caso especial de tratores agrícolas é comum que as medidas de rotação e torque sejam feitas na tomada de força (TDP). Nesses casos são usados dinamômetros que suportem altos valores de torque (devido a redução mecânica) e baixas rotações. O mais comum nesses casos é o uso de um dinamômetro cujo princípio de aplicação de carga se dá por atrito - lonas de freio atuando em um cilindro metálico imerso em água.

A figura 2.24 ilustra um dinamômetro comercial para uso em máquinas agrícolas. Com capacidade nominal de 600Hp, o fabricante deste equipamento ainda estabelece o limite do torque aplicado no valor de 4336Nm e a rotação restrita a um valor máximo de 1500 RPM máx.



Figura 2.24 - Dinamômetro para TDP AW Dynamometer INC modelo NEB 600.

### 2.4.3 Visão geral de uma célula de testes de laboratório

Plint e Martyr (1997) apresentam um esquema básico para implantação de uma sala usada para ensaios em motores de combustão interna (figura 2.25). Lembram ao projetista que é necessário dimensionar um sistema de ventilação que permita remover o calor gerado pelo motor nesse ambiente. Também é necessária uma fonte de água (e respectivo sistema de resfriamento) projetada para atender o indispensável arrefecimento do freio do dinamômetro, assim como do motor. Deve-se lembrar ainda de uma fonte de combustível que atenda as

solicitações e que também é necessário prestar atenção à iluminação, alimentação de energia elétrica, sistema de controle, sensores, transdutores e cabos envolvidos na instrumentação, assim como ao sistema de exaustão de gases. Há várias normas que definem estes e outros aspectos, tais como ambientais, saúde e segurança, que devem ser observados.

Além da correta escolha do dinamômetro na sua aplicação típica inicial também devem ser consideradas as futuras necessidades: diferentes tipos de combustíveis a serem usados (armazenamento, controle de temperatura, logística e manuseio), diferentes tipos de montagem e a logística com os diversos motores, lubrificantes e serviços de manutenção e os sistemas isoladores de ruídos e vibrações, contra incêndio, de segurança, o piso e o sub piso quando necessários.

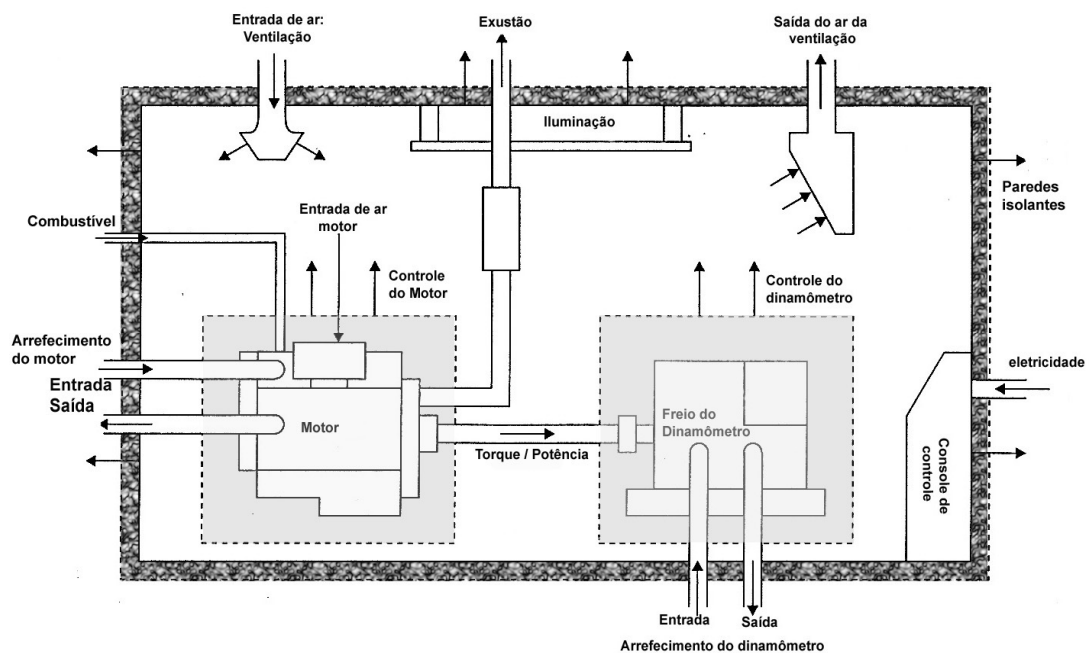


Figura 2.25 - Esquema básico da sala do dinamômetro. Adaptada Plint & Martyr (1997)

Deve ser bem projetada uma sala de controle (figura 2.26). Além de um *layout* ergonômico e funcional, deve-se ter em mente a necessidade de conforto térmico e acústico, sem esquecer da necessária janela de vidro para a sala do motor/ dinamômetro, controles, instrumentos, alarmes e segurança.

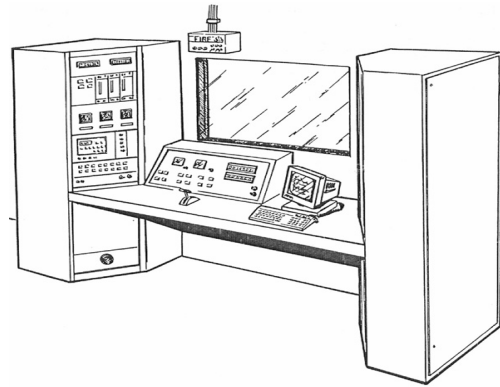


Figura 2.26 - Típica sala de controle de dinamômetros. Adaptada de Plint & Martyr (1997)

#### 2.4.4 Cuidados especiais

Cuidados especiais devem ser observados com relação ao alinhamento entre o equipamento em teste (motor ou trator) e o dispositivo de aplicação de carga (figura 2.27). Plint & Martyr (1997) destacam que erros nesse alinhamento podem interferir nos resultados da medição, causar vibrações no motor e no dinamômetro, originar oscilações torcionais no eixo de acoplamento, acarretar falhas no funcionamento do motor, danificar rolamentos (cargas axiais nos rolamentos do motor e/ ou do dinamômetro) e até mesmo determinar uma falha catastrófica do eixo de acoplamento.

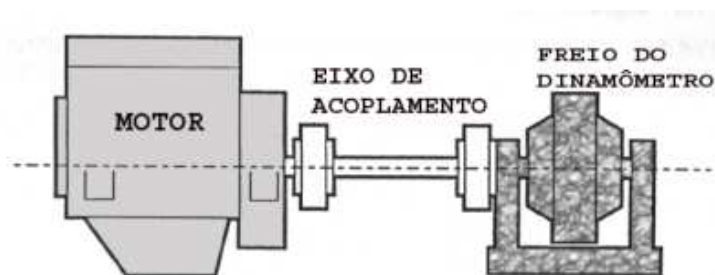


Figura 2.27 - Alinhamento necessário entre motor e dinamômetro.

Dinamicamente o sistema de testes pode ser simplificado por duas massas girantes (figura 2.28). Neste, a massa inercial do motor ou trator encontra-se num extremo, sendo conectada por meio de um eixo flexível ( $C$  característico) com a massa inercial do dinamômetro ( $I_d$ ) na outra extremidade. Formam um sistema que apresenta oscilações torcionais cuja frequência crítica (ou de ressonância)  $n_c$  é dada pela equação 2.21:

$$n_c = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{C(I_e + I_d)}{I_e I_d}} \quad 2.21$$

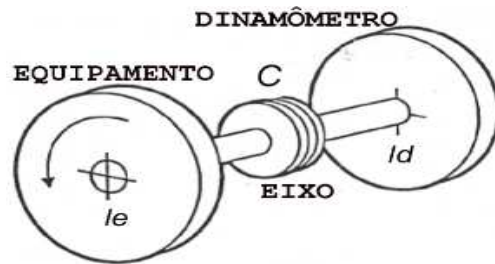


Figura 2.28 - Simplificação para análise dinâmica do conjunto.

O processo de sucessivas combustões em cada cilindro resulta numa seqüência periódica de picos de pressão/ torque no eixo do equipamento testado. Verifica-se então uma solicitação torcional dinâmica aplicada ao eixo flexível de transmissão, excitando o sistema. O número de cilindros, o tipo de motor (2 tempos ou 4 tempos) e a velocidade angular (rotação) do motor determinam a freqüência dessa solicitação. Esta excitação torcional dinâmica gerada pode eventualmente coincidir com as freqüências críticas do sistema e que poderiam descaracterizá-lo ou até mesmo causar graves danos. Nessas situações deve-se considerar a importância da implementação de um dispositivo que introduza um índice de amortecimento suficiente ao bom uso do sistema.

#### 2.4.5 Princípios de medição de torque

A grande maioria dos dinamômetros comerciais de bancada medem o torque do motor utilizando-se da reação da carcaça. Desta forma, são utilizadas células de torque, células de pressão, ou mais usualmente células de carga aplicadas a um braço de alavanca para esse fim.

No entanto outras formas de determinação do torque podem ser encontradas, principalmente nos casos de medição em campo. A figura 2.29 ilustra um transdutor de torque (*slipring*) que utiliza uma série de escovas para ligação elétrica entre o condicionador e os extensômetros de resistência elétrica devidamente dispostos no eixo. Apesar de não apresentarem custos muito elevados, os ruídos elétricos gerados nos contatos girantes podem interferir no resultado da medição.

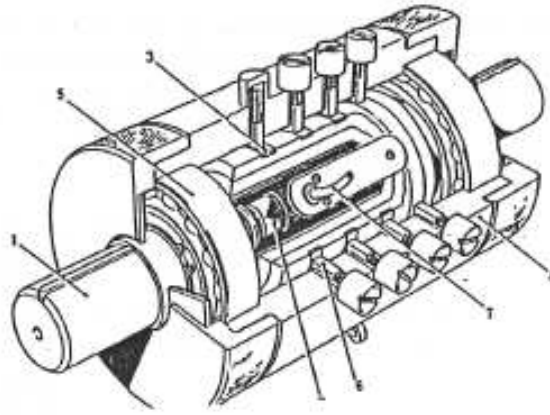


Figura 2.29 – Esquema funcional de um transdutor tipo *slipring* - *Plint e Martyr (1997)*.

Semelhantes a estes, existem transdutores de torque sem contatos elétricos (*brushless*). Esses transdutores utilizam princípios eletromagnéticos semelhantes aos transformadores tanto para alimentar os extensômetros quanto para enviar os sinais. Apresentam, porém, algumas dificuldades para fabricação e podem apresentar um custo na casa das dezenas de milhares de dólares.

Uma série de outros princípios de transmissão de sinais ainda podem ser encontrados. Entretanto, devido à evolução tecnológica, os mais comuns e de menor custo utilizam telemetria.

As principais fontes de incerteza nesse tipo de medida acontecem devido:

- Ao atrito nos rolamentos;
- Ao atrito nas ligações elétricas (caso dos *slipring*);
- À calibração (comprimento do braço no caso das células de carga);
- Ao valor da aceleração da gravidade  $9,81 \text{ m/s}^2$  – válido somente ao nível do mar e a latitude até  $47^\circ$ ;
- Às não linearidades, variações térmicas, erros associados ao condicionador eletrônico, etc

#### 2.4.6 Combustíveis

Na norma ASTM D 975 – 92a podem ser encontradas as especificações para o óleo combustível Diesel (petrodiesel), definições de termos específicos (terminologia),

metodologia para testes, propriedades específicas significativas, bem como uma listagem de outras normas relacionadas ao assunto.

Biodiesel é um combustível derivado de fontes renováveis, que pode ser obtido por diferentes processos tais como o craqueamento, a esterificação ou pela transesterificação. Pode ser produzido a partir de gorduras animais ou de óleos vegetais. Visa a substituir total ou parcialmente o óleo diesel de petróleo em motores ciclo diesel. A mistura de 2% de biodiesel ao petrodiesel é chamada de B2 e assim sucessivamente, até o biodiesel puro, denominado B100.

Segundo a Lei nº 11097, de 13 de janeiro de 2005, biodiesel é um “biocombustível derivado de biomassa renovável para uso em motores a combustão interna com ignição por compressão ou, conforme regulamento, para geração de outro tipo de energia, que possa substituir parcial ou totalmente combustíveis de origem fóssil”.

A ASTM D 6751 – 03a estabelece propriedades, especificações e metodologia de testes para o biodiesel (B100). Também fornece uma lista de normas relacionadas.

Rossi (2000) descreve um estudo para produzir biodiesel pela transesterificação de óleos usados em frituras. Neste trabalho encontra-se (tabela 2.9) uma comparação entre propriedades do diesel comercial e o biodiesel.

Tabela 2.9 - Propriedades complementares do biodiesel em comparação ao óleo diesel comercial.

Características	Propriedades Complementares
Características químicas apropriadas	Livre de enxofre e compostos aromáticos, alto número de cetanos, ponto de combustão apropriado, excelente lubrificidade, não tóxico e biodegradável.
Ambientalmente benéfico	Nível de toxicidade compatível ao sal ordinário, com diluição tão rápida quanto a do açúcar (Departamento de Agricultura dos Estados Unidos)
Menos poluente	Reduz sensivelmente as emissões de (a) partículas de carbono (fumaça), (b) monóxido de carbono, (c) óxidos sulfúricos e (d) hidrocarbonetos policíclicos aromáticos.
Economicamente competitivo	Complementa todas as novas tecnologias do diesel com desempenho similar e sem a exigência da instalação de uma infra-estrutura ou política de treinamento
Reduz aquecimento global	O gás carbônico liberado é absorvido pelas oleaginosas durante o crescimento, o que equilibra o balanço negativo gerado pela emissão na atmosfera.
Economicamente atraente	Permite a valorização de sub-produtos de atividades agro-industriais, aumento na arrecadação regional de ICMS, aumento da fixação do homem no campo e de investimentos complementares em atividades rurais
Regionalização	Pequenas e médias plantas para produção de biodiesel podem ser implantadas em diferentes regiões do país, aproveitando a matéria prima disponível em cada local.

A sua produção e uso representam o desenvolvimento de uma fonte energética sustentável sob os aspectos ambiental, econômico e social. A dimensão do mercado no Brasil

e no mundo assegura uma grande oportunidade para o setor agrícola, assim como contribuirá para o desenvolvimento e a ampliação do parque industrial.

O biodiesel insere-se na matriz energética brasileira a partir da criação de seu marco regulatório, através da lei 11.097/2005, publicada no Diário Oficial da União em 13/01/2005. Na figura 2.30 segue uma linha histórica, a qual vai desde a criação desta lei, até a obrigatoriedade do uso do B5 (biodiesel a 5% no óleo diesel) a partir de 2013.



Figura 2.30 - Evolução cronológica do uso do biodiesel.

É importante salientar que a qualidade do biocombustível a ser empregado no programa vem sendo parcialmente garantida pelas especificações preliminares propostas pela ANP (tabela 2.10), segundo Kucek (2004).

Tabela 2.10 - Especificação provisória do Biodiesel para o Brasil – Kucek (2004)

Propriedades	Limites	Métodos
Ponto de fulgor (°C)	100 mín.	NBR14598; ISO/CD3679
Água e sedimentos (%)	0,02 máx.	D2709
Viscosidade cinemática a 40°C (mm <sup>2</sup> /s)	ANP 310	NBR10441; D445; EN/ISO3104
Cinzas sulfatadas (% m/m)	0,02 máx.	NBR9842; D874; ISO3987
Enxofre (% m/m)	0,001 máx.	D5453; EN/ISO14596
Corrosividade ao cobre por 3h a 50°C	No. 1 máx.	NBR14359; D130; EN/ISO2160
Número de cetano	45 mín.	D613; EN/ISO5185
Ponto de névoa (°C)	ANP 310	NBR14747; D6371
Resíduo de carbono (% m/m)	0,05 máx.	D4530; EN/ISO10370
Índice de acidez (mg KOH/g)	0,80 máx.	NBR14448; D664; prEN14104
Glicerina livre (% m/m)	0,02 máx.	D6854; prEN14105-6
Glicerina total (% m/m)	0,38 máx.	D6854; prEN14105
Curva de destilação 95% (°C)	360 máx.	D1160
Fósforo (mg/kg)	10 máx.	D4951; prEN14107
Massa específica a 20°C (kg/m <sup>3</sup> )	ANP 310	NBR7148/14065; D1298/4052
Álcool (% m/m)	0,50 máx.	prEN14110
Número de iodo	Anotar	prEN14111
Monoglicérides (% m/m)	1,00 máx.	D6584; prEN14105
Diglicérides (% m/m)	0,25 máx.	D6584; prEN14105
Triglicérides (% m/m)	0,25 máx.	D6584; prEN14105
Na + K (mg/kg)	10 máx.	prEN14108-9
Aspecto	LII	---
Estabilidade oxidativa à 110°C (h)	6 min.	prEN14112

Silva *et al.* (2006) utilizaram um dinamômetro modelo NEB 200, marca AW DYNAMOMETER para avaliar o desempenho comparativo do motor de combustão



alimentado 100% com biodiesel, 100% com diesel e com a mistura de 50% de biodiesel e diesel. A utilização do biodiesel reduziu a potência do motor a 91,3% e 97% da potência quando se utilizou diesel mineral, respectivamente para o uso do B100 e do B50. A figura 2.31 ilustra os resultados obtidos com a mistura tecnicamente conhecida por B50.

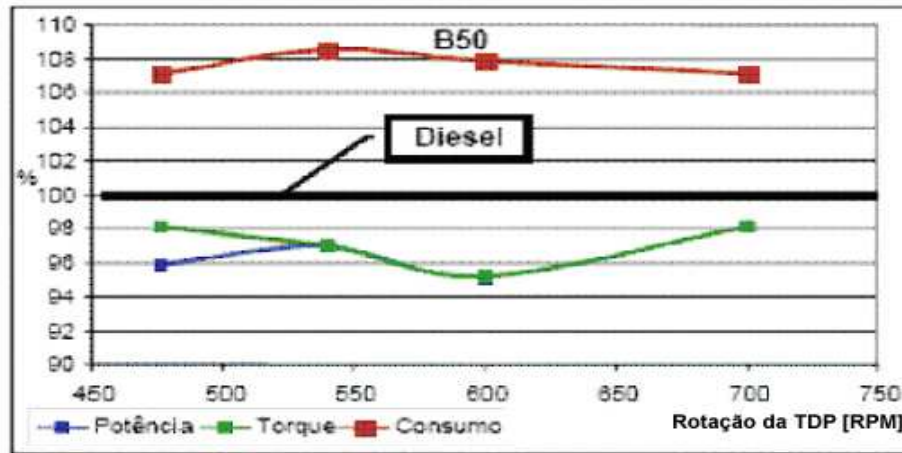


Figura 2.31 - Curvas das relações percentuais de potência, Torque e Consumo de biodiesel B50 em comparação com o diesel mineral. Adaptada de Silva *et al.*, 2006.

Como a principal matéria prima para produção de biodiesel são os óleos vegetais, e sendo o motor ciclo diesel capaz de funcionar com combustíveis de diferentes características, seria só uma questão de tempo constatar relatos de experiências com aplicação direta de óleo vegetal puro, devido a diferença de custo entre este e o derivado de petróleo. No entanto, motores, lubrificantes e alguns componentes não foram projetados para o perfeito uso dessa alternativa. Cabe lembrar que uma significativa quantidade de glicerina faz parte da composição desses óleos. Como não participa ativamente no processo de combustão do motor, pode acumular-se no motor e seus componentes (figura 2.32) e originar diversas implicações no funcionamento, na manutenção e na durabilidade do motor e de seus componentes.

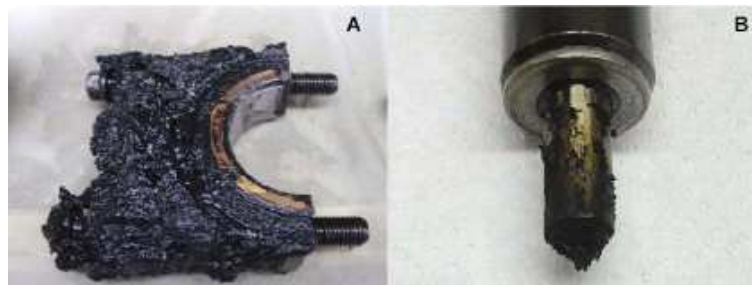


Figura 2.32 - Peças do motor submetido a utilização de óleo vegetal bruto: A) mancal do virabrequim e B) válvula injetora – Mazieiro e Correa (2005)



### 2.4.7 A influência das condições ambientais

Fatores ambientais como temperatura, pressão atmosférica e umidade relativa do ar podem influir significativamente nos resultados deste tipo de ensaios além da qualidade do combustível e sua temperatura. Se o motor estiver trabalhando em local de baixa pressão barométrica, menor será a potência observada, porque o processo de enchimento dos cilindros fica prejudicado. Da mesma forma, temperaturas elevadas fazem com que menos massa de ar no mesmo volume seja admitida. É desejável, porém, um certo aquecimento para proporcionar a vaporização do combustível. Em consequência, a fim de permitir uma base comum de comparação dos resultados, deve ser aplicado um fator de redução para transformar os valores correspondentes às condições da atmosfera padrão.

Nesse sentido, podem ser encontradas diversas normas que permitem que se faça a correção de potência e torque dos equipamentos sob análise.

Um estudo realizado por Sodré e Soares (2003) comparam diferentes normas (DIN 70020, SAE J 1349, JIS D 1001 e ISO) e seus respectivos métodos para correção das variações ambientais durante os testes de dinamômetro. Para o caso estudado, melhores resultados são encontrados na aplicação da SAE J 1349.

As condições atmosféricas padrão são determinadas segundo as diferentes normas existentes. Segundo a NBR 5484 da ABNT, são estas:

- Pressão barométrica  $B_p = 746$  mmHg (150m de altitude, aproximadamente)
- Temperatura ambiente  $T_p = 30^\circ\text{C}$
- Pressão de vapor  $H_p = 10$  mmHg
- Pressão barométrica de ar seco  $B_s = 736$  mmHg
- Densidade absoluta do ar seco  $D_s = 1,129$  kg/m<sup>3</sup>

Os métodos de redução se baseiam na premissa que a relação ar/ combustível, o rendimento térmico, a potência de atrito e a eficiência volumétrica não se alteram (ou que esse efeito é desprezível) com as variações das condições atmosféricas (pressão, temperatura e umidade), se a faixa de variação for pequena. Ou seja, não seriam afetadas as características da combustão do motor. A faixa recomendada para tal é:

- Pressão barométrica = 690 a 770 mmHg
- Temperatura de admissão do ar = 15°C a 45°C

Em motores do Ciclo Otto, o fator de redução de potência pode ser calculado pela equação 2.22:

$$R_o = \frac{29,92}{P_a} \sqrt{\frac{T_a + 460}{520}} \quad 2.22$$

Para  $P_a$  = Pressão atmosférica [inHg]

$T_a$  = Temperatura ambiente [°F]

ou, pela equação 2.23

$$R_o = \frac{736}{P_a} \sqrt{\frac{T + 273}{303}} \quad 2.23$$

quando  $P_a$  = Pressão barométrica do ar seco [mmHg]

$T_a$  = Temperatura absoluta do ar aspirado [°C]

Este fator permite as correções do torque, da potência e da pressão média efetiva observados durante o ensaio. Não deve ser aplicado ao consumo específico de combustível, pois supõe-se que o motor receba a quantidade correta de combustível a ser queimado com o ar aspirado.

Em motores Diesel funcionando com relação ar/combustível constante, o fator de redução pode ser calculado pela equação 2.24:

$$R_d = \frac{29,92}{P_a} \left( \frac{T_a + 460}{520} \right) \quad 2.24$$

onde  $P_a$  = Pressão barométrica do ar seco [mmHg]

$T_a$  = Temperatura absoluta do ar aspirado [°F]

Para motores Diesel, em ensaios com fornecimento constante de combustível (limitação fixa da bomba injetora) o método empregado para redução dos resultados é gráfico. A descrição deste método pode ser encontrada na norma NBR 5484 da ABNT.

Das diferentes normas para correção adotamos na planilha do Microsoft Excel® a estabelecida pela SAE J 1349, segundo equação 2.25:

$$cf = 1,180 \left[ \left( \frac{990}{P_d} \right) \left( \frac{T_c + 273}{298} \right)^{0,5} \right] - 0,180 \quad 2.25$$

onde  $cf$  = fator final de multiplicação para correção

$P_d$  = pressão de ar úmido (em hPa, sendo 990 hPa = 99 kPa)

$T_c$  = temperatura do ar (em graus Celsius)

Desta forma, ao cálculo da potência corrigida é assim realizado por meio da equação 2.26:

$$P_c = cf(P_{TDP}) \quad 2.26$$

no qual  $P_c$  = Potência corrigida [kW]

$P_{TDP}$  = Potência medida na TDP [kW]

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Por tratar-se de um produto industrial, o trator agrícola tem seu desenvolvimento baseado numa metodologia de projeto de produto como referencia, em que considera diversos parâmetros que deve atender como requisitos de projeto.

Assim, diversos pesquisadores, inclusive brasileiros, recomendam suas metodologias de referência para o desenvolvimento do projeto de um produto que atenda às reais necessidades dos seus usuários finais. Desta forma, pode-se afirmar que essas metodologias são ferramentas que auxiliam no planejamento do projeto e na gestão das informações. Também contribuem para organizar as atividades no tempo pela sincronização das fases de projeto, fabricação, testes normalizados de protótipos (via lote piloto) e finalmente lançamento no mercado.

Como referências de apoio em metodologia de projeto serão utilizadas as obras de Romano (2005), Back *et al* (2008), Pahl & Beitz (1993), Reis (2004) entre outros. Romano (2003) desenvolveu uma metodologia focada em máquinas agrícolas, incluindo projeto e desenvolvimento com indicativos de testes do produto final.

Muitas informações sobre a realidade do mercado mundial de tratores, com caracterizações técnicas de inúmeros modelos podem ser encontradas junto ao Laboratório de Testes de Tratores da Universidade de Nebraska. Este laboratório é homologado oficialmente para estes ensaios nos Estados Unidos e analisa tratores de acordo com as normas da *Organization for Economic Co-operation and Development* (OECD) - Organização para Co-operação Econômica e de Desenvolvimento. Vinte e nove países aderem a estas normas de teste em trator, com estações de teste ativas em aproximadamente 25 destes países. As normas da OECD exigem que tratores sejam testados no país de origem. Acordos de reciprocidade estabelecem que uma vez oficialmente aprovado um relatório de teste OECD, este passa a ser aceito por todos os países participantes. Assim sendo, este trabalho teve por objetivo estabelecer uma metodologia que atenda as necessidades impostas para a execução destes ensaios.

#### 3.1 A norma adotada

Considerado referência mundial, o *Nebraska Tractor Test Laboratory* estabeleceu um padrão mundial para testes em tratores pelos procedimentos estabelecidos pela norma *OECD*

“Code 2” - *Standard Code for the Official Testing of Agricultural Tractors*. Este procedimento para testes de desempenho de tratores permite ensaios sob temperatura ambiente de  $23 \pm 7^{\circ}\text{C}$ . Além disto, permite o uso da Tomada de Potência (TDP) na realização das medições de torque e rotação e ainda fornece os dados necessários para o uso da norma *ASAE EP496.2*, já citada anteriormente.

Como se trata de uma norma usada por muitos fabricantes de tratores e que se aplica perfeitamente ao dinamômetro adotado (feito para trabalhar a uma rotação máxima de 1500 RPM), a *OECD Code 2* foi adotada para execução dos testes feitos neste trabalho. Segue um resumo das atividades e condições impostas por essa normatização:

A) - Teste de máxima potência - Com o governador do trator ao máximo por um período suficiente para estabilizar a potência gerada (pelo menos uma hora): esta será dada pela média de, no mínimo, seis leituras num período de uma hora, para uma variação máxima de 2% da média. Caso esta variação aconteça, o teste deve ser repetido. Se esta persistir, deve ser relatada.

B)- Teste a plena carga e velocidade variável – Com o governador na posição de máximo, são feitas medidas de consumo de combustível, torque e potência em função da rotação. Forma-se o gráfico de potência e torque máximos em função da velocidade angular do motor.

C)- Teste variando a carga – Para as duas condições:

C.1) Governador na posição de máxima potência da *rated speed* (rotação de potencia nominal);

C.2) Governador na posição de máxima potência da rotação nominal de 540 RPM (ou 1000 RPM quando for o caso) da TDP;

Medidas de consumo de combustível, torque e potência para as seguintes cargas:

a) orque correspondente a máxima potência;

b) 85% do torque encontrado no item a);

c) 75% do torque utilizado no ítem b);

d) 50% do torque utilizado no ítem b);

e) 25% do torque utilizado no ítem b);

f) sem carga.

D) - Teste de consumo de combustível:

Medidas de consumo de combustível, torque e potência para as seguintes cargas:

- a) Máxima potência na *rated speed*;
- b) 80% da potência obtida no item I. e máxima rotação;
- c) 80% da potência obtida no item I. e 90% da *rated speed*;
- d) 40% da potência obtida no item I. e 90% da *rated speed*;
- e) 60% da potência obtida no item I. e 60% da *rated speed*;
- f) 40% da potência obtida no item I. e 60% da *rated speed*;

Auxiliado por esses ensaios é traçada a curva que representa a potência máxima obtida durante os testes. A figura 3.1 mostra uma representação típica de um gráfico de potência, além de posicionar os pontos correspondentes para o teste de consumo de combustível.

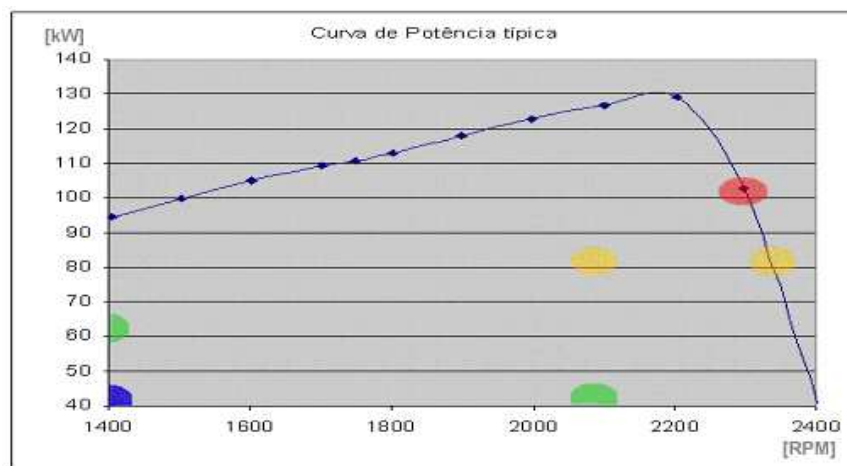


Figura 3.1 – Representação de alguns dos pontos do teste normalizado necessários para medir o consumo de combustível.

A apresentação dos resultados dos testes também segue uma formatação básica exigida pela mesma Norma. O apêndice 2 ilustra um exemplo de uma Planilha para Correção de Potência; no apêndice 3, encontra-se um exemplo de gráfico de torque e potência corrigida pela rotação; no apêndice 4, encontra-se o gráfico da potência pelo torque equivalente; o apêndice 5 mostra uma representação de consumo específico e potência na tomada de força por rotação; e no apêndice 6 é apresentado um exemplo da planilha *compulsory test results* exigida pela norma.

Na primeira fase do presente trabalho, foram realizados testes para verificar a performance de diversos tratores em banco dinamômetro. Para tal, foi empregado um dinamômetro modelo NEB 600 da AW Dynamometer (figura 3.2), cuja aplicação de carga é obtido pelo atrito gerado por um conjunto de lonas de freio contidas no interior de três cilindros metálicos dispostos em série imersos em água (figura 3.2).

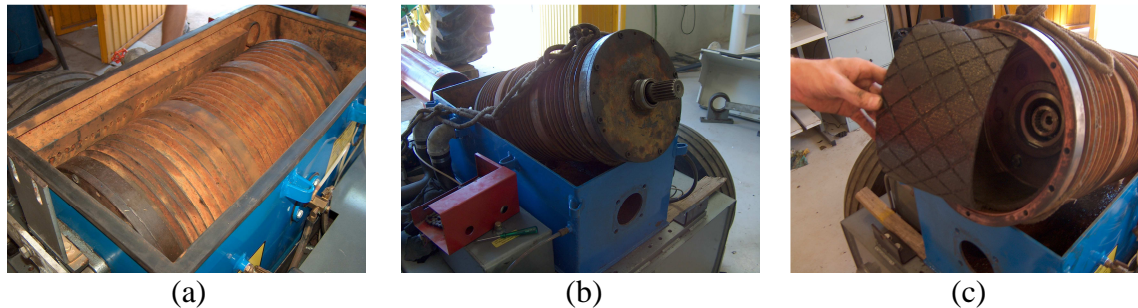


Figura 3.2 - Detalhes do sistema de aplicação de carga: (a) Tanque d'água contendo o sistema de frenagem; (b) conjunto de três cilindros de freio; (c) lona de freio.

Um sistema de arrefecimento composto de uma bomba d'água elétrica de 1 CV, monofásica de 220V faz circular a água pelo dinamômetro, retirando o calor dissipado no freio e levando-a uma torre de arrefecimento (figura 3.3).



Figura 3.3 – Visão geral do dinamômetro e da torre de arrefecimento.

Para as Grandezas Físicas Consideradas, a *Code 2* exige que além dos valores de torque e rotação na TDP, sejam também registrados, no mínimo, os dados de temperatura do combustível, temperatura do óleo lubrificante, temperatura do líquido de arrefecimento, temperatura do ar (em dois pontos - um junto a admissão do motor e outro a 2m do trator e

1,5m de altura), pressão atmosférica e umidade relativa do ar. Alguns desses dados serão utilizados para os cálculos de correção de potência.

De forma simplificada, para a realização dos ensaios a *Code 2* pede que sejam feitos os seguintes registros com as respectivas tolerâncias:

- Rotação da TDP  $\pm 0,5\%$ ;
- Distância  $\pm 0,5\%$ ;
- Força / Torque  $\pm 1,0\%$
- Temperatura do combustível  $\pm 2,0^{\circ}\text{C}$ ;
- Temperatura do lubrificante  $\pm 5\%$ ;
- Temperatura do líquido de arrefecimento  $\pm 5\%$
- Temperatura ambiente (bulbo seco)  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ;
- Umidade relativa do ar  
Temp. bulbo úmido  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ;
- Temperatura do ar na admissão;  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
- Consumo mássico de combustível  $\pm 0,5\%$
- Pressão atmosférica  $\pm 0,2\text{kPa}$

### 3.2 Incertezas dos testes:

Plint e Martyr (1997) comentam que os instrumentos modernos e *dataloggers* tem a tendência de obscurecer as incertezas e proporcionar a ilusão de precisão nos resultados experimentais. Falam ainda que este assunto talvez não seja somente importante de se tratar, mas que também apresente grande dificuldade. Que para o perfeito entendimento do equipamento sob análise experimental é necessário:

- Experiência no correto uso do equipamento;
- Conhecimento dos métodos de calibração e consciência dos diferentes tipos de erro para os dos instrumentos;
- Entendimento crítico do mérito relativo e limitações dos diferentes métodos de medição e suas aplicabilidades para as diferentes situações experimentais;
- Entendimento da diferença entre o valor real e o observado em quantizações experimentais.

Lembram ainda que num processo de medição a incerteza depende da incerteza dos sensores e transdutores, de erros sistemáticos dos instrumentos, de *drift* dos instrumentos, e de erros aleatórios. Assim sendo, a incerteza é uma propriedade da medida e não da



instrumentação, o nível mais usado de confiabilidade é de 95%. Mesmo que um grande número de medições permita uma distribuição normal (Gaussiana) dos dados obtidos. As propriedades mais importantes de uma distribuição normal estão apresentadas na figura 3.4, onde:

Média – Valor médio de todos os valores medidos;

Desvio da média – Diferença entre o valor de cada medida e a média;

Variância – Somatório dos quadrados das diferenças entre o valor médio e o medido, dividido pelo numero de observações;

Desvio padrão – Raiz quadrada da variância.

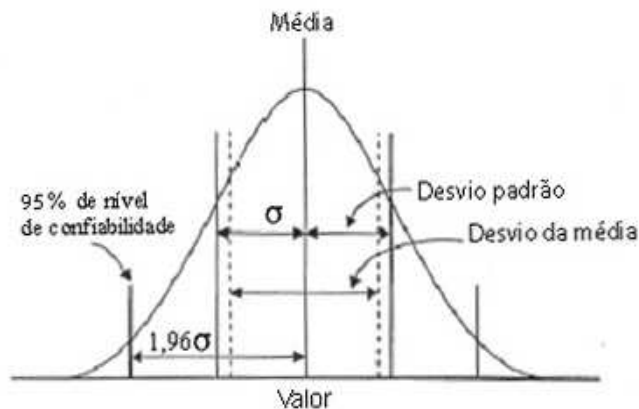


Figura 3.4 – Propriedades estatísticas de medições. Adaptada de Plint e Martyr, 1977.

Embora existam diversas técnicas e normas para a combinação de incertezas, as normas adotadas neste trabalho não tratam do assunto. Quando se trata de combinar incertezas, Plint e Martyr (1997) sugerem o método da **média quadrática das incertezas** das variáveis envolvidas e lembra que re-calibrações periódicas são esperadas e que se deve ter atenção quanto a rastreabilidade destas calibrações. Por fim, colocam que existe uma relação de custos e benefícios que não pode ser esquecida por um engenheiro comprometido com a responsabilidade. Ressalta-se que os equipamentos que oferecem resultados com maior confiabilidade de resultados apresentam custos significativamente maiores, assim como re-calibrações apresentam custos e gastam tempo.

De acordo com o Inmetro (1995), denomina-se Mensurando a grandeza específica submetida a medição. Esta também define o valor atribuído a um mensurando como aquele obtido por medição como o resultado de uma medição, e que sua expressão completa inclui informações sobre a incerteza da medição.

De acordo com o “Guia para Expressão da Incerteza” *ISO GUM* (1998), incerteza é um parâmetro associado ao resultado de uma medição que caracteriza a dispersão dos valores que poderiam ser razoavelmente atribuídos ao mensurando.

### **3.3 Os sistemas de medição adotados**

Diante do tema estabelecido no presente trabalho, a avaliação inicial permitiu determinar a dimensão das atividades envolvidas, assim como a complexidade presente. Do planejamento estratégico resultou o entendimento único: para contemplar os requisitos técnicos, prazos e custos estabelecidos, seria indispensável a implantação de um criterioso projeto de engenharia. Fazendo uso da experiência em casos similares anteriores, foi feito o julgamento das alternativas. O processo de desenvolvimento de produtos industriais (representado em forma de diagrama no Anexo 2), sugerido por Back *et al.* (2008) foi convenientemente alterado e adaptado para atender as necessidades deste caso. Resumidamente, a primeira etapa objetivou alcançar informações gerais sobre tratores e motores de combustão interna; suas aplicações típicas, classificações, caracterização técnica e consorrentes procedimentos de avaliação. Nessa fase, ainda foi realizada a pesquisa bibliográfica envolvendo normas técnicas e demais aspectos ligados ao tema trator: financeiros, ambientais, legais, sócio-econômicos e de segurança. Seguindo o processo, cumpriu-se uma análise dos dados levantados para melhor entender as necessidades e especificações. Logo após, a síntese das informações obtidas somou-se a verificação da viabilidade técnica e respectiva previsão de custos, para julgar as alternativas presentes. As soluções consideradas como tecnicamente adequadas foram determinadas ao ponderar os prováveis resultados em cada alternativa frente às necessidades específicas constituídas. Considerando o número de variáveis envolvidas, é pertinente destacar a dificuldade presente nos processos de análise e síntese de alguns casos particulares. Sabendo que deliberações errôneas poderiam estabelecer escolhas tecnicamente equivocadas, que por fim poderiam inviabilizar a execução do projeto diante dos custos e prazos, foi adotada uma ferramenta de auxílio para as tomadas de decisão. Na tentativa de minimizar os erros de projeto decorrentes de processos decisórios, que possivelmente só seriam identificados futuramente, dentre as inúmeras técnicas existentes, foi escolhido o método chamado Desdobramento da Função Qualidade, ou como é mais conhecido QFD (do inglês *Quality Function Deployment* ).

O projeto preliminar buscou prioritariamente soluções que viessem a contemplar os requisitos impostos nas distintas fases do projeto da forma mais comum possível. Deste

modo, o sistema de aquisição de dados, assim como muitos dos sensores e/ou transdutores empregados para os testes de laboratório foram os mesmos especificados nesta fase para serem usados na fase de testes em campo. Foram adotados os mesmos limites de aceitação e demais procedimentos experimentais. Foram empregados os mesmos critérios para calcular a correção da potência devido às variações dos fatores ambientais. Na medida do possível, o projeto de experimentos que foi delineado nesta fase visou estabelecer distintos regimes de trabalho para vários implementos agrícolas, originando condições para testes de campo teoricamente próximas daquelas estabelecidas em algumas das etapas constituídas nos ensaios de laboratório. Além disso, nesta etapa do projeto foram definidos os sistemas responsáveis para aquisição dos dados. As características destes componentes permitiram estabelecer o detalhamento dos demais elementos do sistema. Os conjuntos determinados durante o projeto foram implementados e devidamente calibrados. Destaca-se que embora as características dos padrões usados neste desenvolvimento possam ser consideradas como referências tecnicamente aceitáveis neste processo, para fins de homologação do(s) sistema(s) seria necessário utilizar padrões com rastreabilidade e incerteza legalmente aceitos. Encerrando as etapas do processo de desenvolvimento, o presente texto compõe em parte a documentação do projeto além de apresentar uma série de informações que permitem a validação do projeto, entendendo que (conforme descreve a *CODE 2*), os resultados obtidos nos ensaios podem ser considerados como tecnicamente válidos, desde que sejam declaradas as incorformidades encontradas.

Os sistemas de medições implementados neste trabalho podem ser divididos em duas fases: a primeira corresponde àquele usado para levantar dados em laboratório, enquanto a segundo foi utilizado para realizar medições de desempenho a campo.

### **3.3.1 Ensaio em laboratório**

Neste segmento da presente pesquisa, o desempenho de diversos tratores foi avaliado por meio de testes em laboratório, cujo dinamômetro NEB 600 da AW Dynamometer Inc teve que ser adequado às necessidades deste projeto. Assim, foi retirado o módulo de medição original deste equipamento, pois continha somente indicadores digitais numéricos, fazendo necessária a anotação dos valores instantâneos das grandezas rotação, torque e potência para posterior análise. Em substituição ao módulo original, foi implantado um sistema computacional de medição modificando e adaptando partes deste sistema e/ou acrescentando sensores para atender às exigências da norma usada já descrita anteriormente.

O módulo ADS 2000 da Lynx Tecnologia Eletrônica Ltda foi colocado no interior de um armário de aço, em cujo painel frontal foram instalados conectores para a ligação dos cabos de sensoramento, assim como das ligações elétricas necessárias. Desta forma, os sinais elétricos oriundos dos diferentes sensores e transdutores foram conectados ao equipamento de aquisição de dados (figura 3.5). Com o auxílio do programa computacional AqDados da própria Lynx, cada canal foi configurado e ajustado para posteriormente realizar-se a calibração e medição das diversas grandezas observadas. Embora o sistema permita a aquisição de 32 sinais analógicos de entrada com resolução de 16 bits e a uma taxa de amostragem de 56kS/s, foi adotada uma conversão por segundo para a medição de cada grandeza: temperatura ambiente, temperatura do ar na admissão, temperatura do líquido de arrefecimento, temperatura do lubrificante do motor, temperatura do combustível, pressão atmosférica, umidade relativa do ar, rotação da TDP, torque na TDP e massa de combustível. Cabe lembrar que estes testes acontecem por períodos relativamente longos, chegando a totalizar cinco horas (quando tudo acontece dentro da normalidade). Os dados referentes às medições foram armazenados em um microcomputador Toshiba com processador Intel Celeron 1.8 Ghz com um cabo de rede sob protocolo TCP/IP.



Figura 3.5 - Sistema de aquisição de dados: a) Módulo de aquisição ADS 2000 da Lynx e o microcomputador utilizado; b) Armário metálico contendo o módulo de aquisição e conexões elétricas.

Os arquivos gerados no sistema de aquisição foram exportados para o Microsoft Excel<sup>®</sup>, usado como programa para o pós-processamento.

No processo de obtenção dos diversos sensores e transdutores, foi dada especial atenção à tolerância exigida para cada item da instrumentação a ser implementada.

Tratando-se de um sistema de aquisição de 16 bits com condicionadores de  $\pm 0,1\%$ , o processo de calibração também recebeu particular atenção. Auxiliados por uma ferramenta do software que permite armazenar os pontos de calibração e montar equações de linearização,

foram realizados os devidos ajustes referentes a cada canal e suas respectivas grandezas. Desta forma, o sistema buscou apresentar máxima confiabilidade em relação aos padrões usados como referência.

O sistema da Lynx consiste de dois módulos AC2122 e um conversor A/D de  $\pm 10V$ , 16bits, taxa de amostragem de até 54kS/s contidos no mesmo gabinete. Estes módulos contêm 16 canais universais de entrada analógicas (configuráveis) e permitem ganhos de tensão que variam de 1 (unitário) até 5000. Em conjunto com este *hardware*, o *software* AqDados (versão 7.2.6) permite controlar os módulos de condicionamento de sinal e também programar vários níveis de tensão de excitação, frequência de corte de filtros passa-baixas, assim como a conexão dos diferentes tipos sinais elétricos, a exemplo de células de carga, termopares, tensão elétrica DC e corrente elétrica (4-20mA) DC. A figura 3.6 ilustra parte da tela de configuração dos canais de entrada no software utilizado.

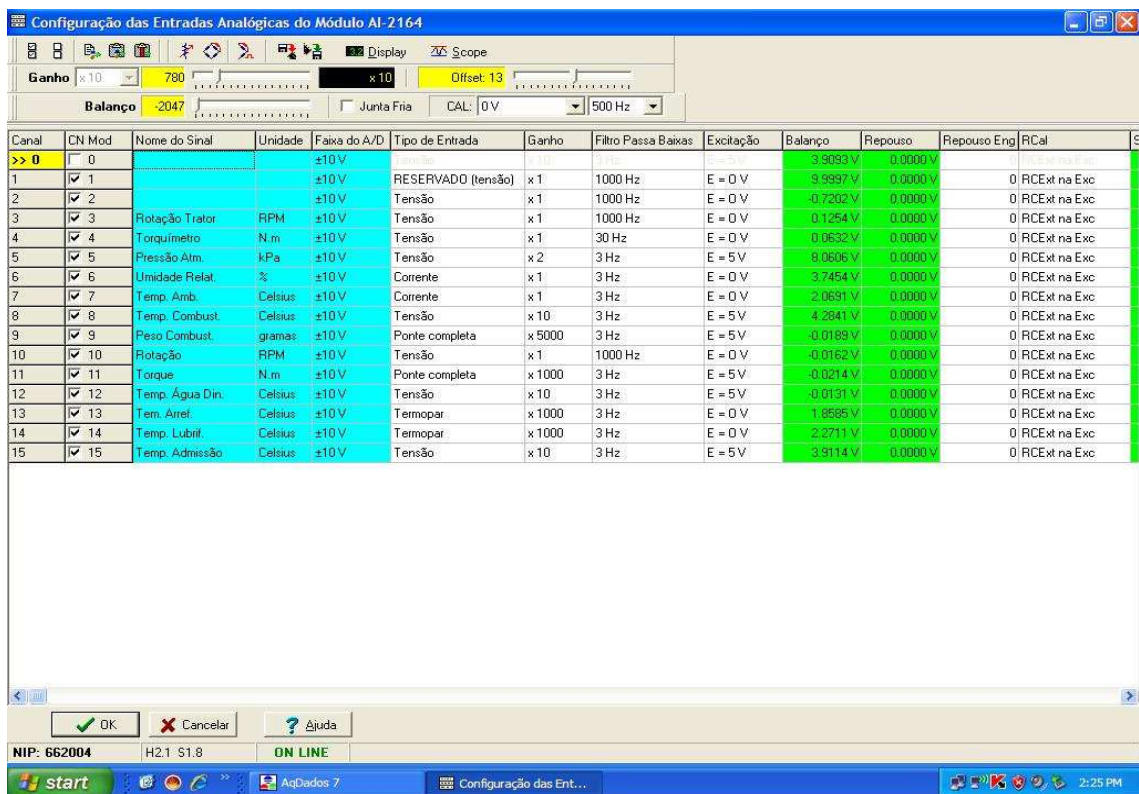


Figura 3.6 – Tela de configuração das entradas analógicas do software AqDados V7.2.6.

Para efetuar as medidas de torque, utilizou-se a célula de carga original do equipamento posicionada no mesmo ponto de apoio, no extremo da barra de reação, a uma distância de 304,8 mm  $\pm 0.5\%$  (12,0 polegadas) do centro de giro (figura 3.7). Um conjunto de “pesos mortos” *Ashcroft* composto de uma série de massas com 2015,1 g  $\pm 0.1\%$  foi usada como padrão de massa e associados convenientemente para cada ponto de calibração.

Adotando o valor de  $9,81\text{m.s}^{-2}$  para a aceleração da gravidade, cada elemento de massa equivale a uma força de  $19,81\text{N}$  na mesma direção e sentido desta aceleração. Assim, neste processo de calibração, o torque foi aplicado em múltiplos de  $6,03\text{Nm}$ . A média de três medições em cada ponto permitiu determinar a curva de calibração (figura 3.8) adotada pelo sistema de aquisição para transformar o sinal elétrico lido pelo conversor A/D em um valor de torque equivalente.



Figura 3.7 - Detalhe da célula de carga e da barra de reação encontrados no dinamômetro.

Estes pontos são interpolados pelo software e estabelecem uma correlação de 99,99% entre a tensão lida e o torque aplicado. Assim, apesar do equipamento de medição efetuar leituras em valores de tensão elétrica, ele armazena em arquivo o valor equivalente em torque. Para avaliar a Incerteza tipo B da medição desta grandeza deve-se considerar as incertezas:

1. dos padrões de massa utilizados ( $2015\text{g} \pm 0,1\%$ );
2. do comprimento do braço de aplicação de torque ( $304,8\text{ mm} \pm 0,5\%$ );
3. do valor da aceleração da gravidade (localização geográfica) ( $9,81\text{m/s}^2 \pm 0,1\%$ );
4. da sensibilidade da célula de carga ( $2,00\text{mV/V} \pm 0,1\%$ );
5. da tensão de alimentação da célula ( $5,00\text{V} \pm 0,1\%$ );
6. da amplificação do condicionador ( $1000 \pm 0,1\%$ );
7. e da escala do conversor A/D ( $10\text{V} \pm 0,01\% \pm 2\text{dig.}$ ).

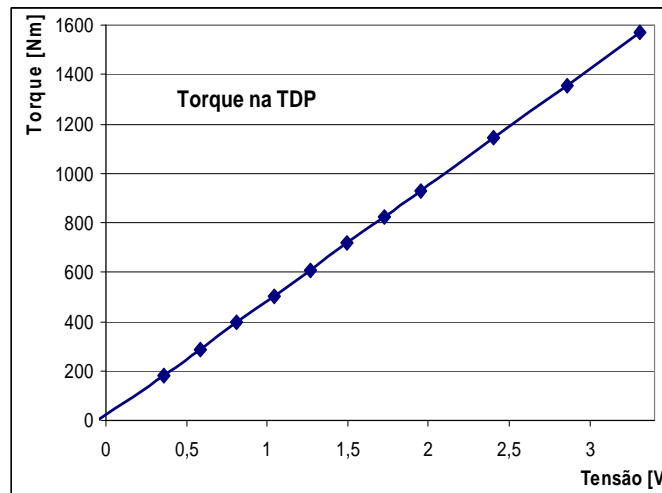


Figura 3.8 – Representação dos resultados da calibração do dinamômetro.

Adotando o método da média quadrática das incertezas das variáveis envolvidas proposto por Plint e Martyr (1997), a Incerteza tipo B calculada para esta grandeza é de 0,55%, abaixo do valor de 1% requerido pela Norma.

A figura 3.9 apresenta a representação temporal dos valores de torque registrados durante um ensaio. Vale ressaltar que para realizar o ensaio, o operador do dinamômetro procurou fixar manualmente uma determinada rotação. Desta forma, a experiência e a sensibilidade do operador influenciaram diretamente nos resultados.

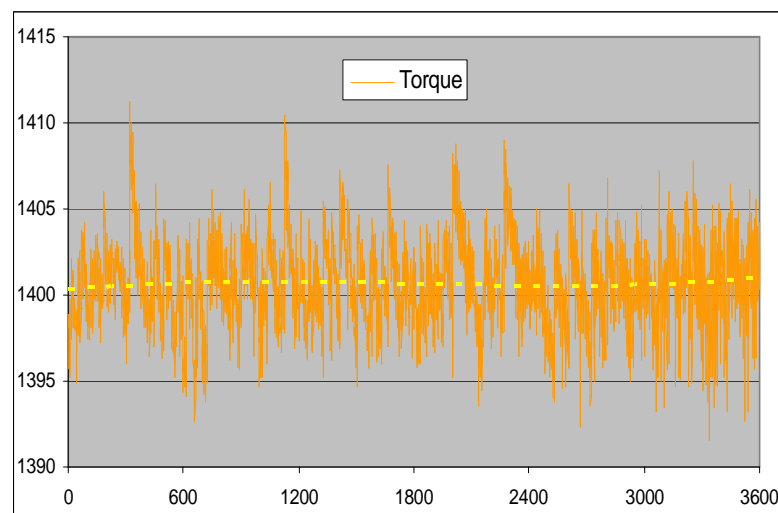


Figura 3.9 - Exemplo de um registro do valor do torque ao longo de uma etapa do ensaio.

O histograma da figura 3.10 permite obter algumas informações para a análise estatística dos dados realizada para determinar a incerteza tipo A de outra amostragem.

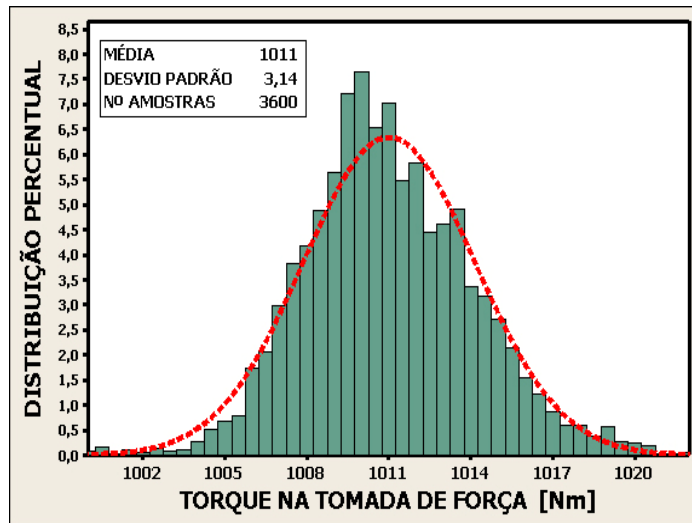


Figura 3.10 - Representação da distribuição típica obtida nas medições de torque na TDP.

Neste caso, como a média da amostra é de  $\bar{q} = 1010,8\text{Nm}$ , o valor representa a estiva para o mensurando (resultado da medida de Torque) nas condições do ensaio.

O desvio padrão  $s(q) = 3,14$  é chamado desvio padrão experimental e estabelece a incerteza padrão da amostra.

A incerteza da medida tipo A pode ser expressa pelo desvio padrão experimental da média  $s(\bar{q})$  depende do tamanho das amostras, é determinado por:

$$s(\bar{q}) = \frac{s(q)}{\sqrt{n}} \quad (3.27)$$

Para este caso, poderia ser definido que o torque na TDP vem a ser igual a  $1010,8 \pm 0,1$  Nm (arredondando o valor da incerteza).

Caso seja necessário expressar a incerteza em termos de incerteza expandida, adotando o Intervalo de Confiança de 95%, basta multiplicar o valor da incerteza padrão experimental da média por 1,96, O que para este caso seria expresso da mesma forma:  $1010,8 \pm 0,1$  Nm ou  $1010,8 \pm 0,01\%$  Nm.

Como é importante majorar a incerteza, pode-se assumir que a incerteza final é calculada pela soma das incertezas do tipo A com as do tipo B. Para tal, a incerteza tipo A deverá ser avaliada pela incerteza expandida.

Assim, o Torque na TDP =  $1010,8 \pm 0,56\%$  Nm , ou  $1010,8 \pm 5,6$  Nm.



A figura 3.11 representa uma medição de torque realizada com a representação da incerteza associada a cada ponto de medição, mostrando-se em conformidade com o valor máximo de 1% estabelecido pela norma.

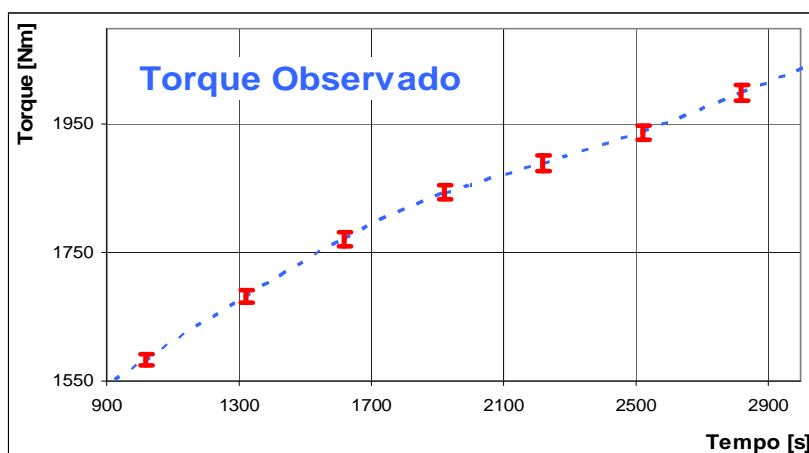


Figura 3.11 – Representação de uma medição de torque com a incerteza associada.

Os valores da rotação na TDP foram determinados com o auxílio do sensor indutivo (original do dinamômetro), localizado próximo a roda fônica (roda dentada) de 60 dentes, originalmente presa ao eixo de conexão entre o dinamômetro e a TDP do trator. Este sensor fornece um sinal elétrico cuja frequência é proporcional a magnitude da rotação. Este é então aplicado a um conversor frequência-tensão desenvolvido especialmente no Laboratório de Medições Mecânicas desta Universidade. Baseado no CI LM331 da National Semicondutores esse aparelho fornece uma saída de 0 a 10 V ( $\pm 0.2\%$ ) proporcional a velocidade angular da TDP. Para a calibração desta variável adotou-se como referência o sinal elétrico de um gerador digital de funções modelo *DS340* da *Stanford Research System* cuja frequência gerada apresenta estabilidade de  $\pm 1$  dígito e uma resolução de 0,001Hz. As características referentes ao conversor A/D são comuns a todos os canais de medição independentemente da grandeza e/ou sensor/transdutor envolvidos. Um ganho nominal de tensão  $A_v = 1,00 \pm 0,1\%$  foi usado no condicionamento do sinal elétrico para determinar os registros desta grandeza. Essas características permitem avaliar a incerteza tipo B para esta grandeza. Apresentando um valor arredondado de 0,3%, pode-se verificar que a exigência de 0,5% estabelecida pela norma está em conformidade.

Apresentando uma correlação de 99,98% entre a tensão elétrica lida pelo sistema de aquisição de dados e a rotação da tomada de força do trator, a curva resultante do processo de calibração para medição desta grandeza é apresentada na figura 3.12. A curva foi construída a partir da média de três medições para cada ponto do processo de calibração.

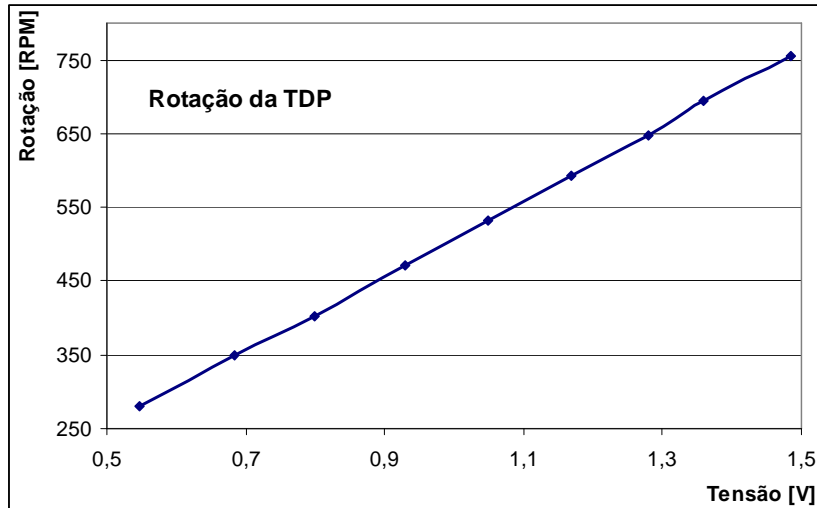


Figura 3.12 – Curva de calibração para medidas de rotação no dinamômetro.

A figura 3.13 representa graficamente a distribuição destes dos obtidos em uma medição da rotação na TDP. Para avaliar a incerteza do Tipo A foram realizadas as análises estatísticas destes dados, obtendo  $601,1 \pm 0,1$  RPM.

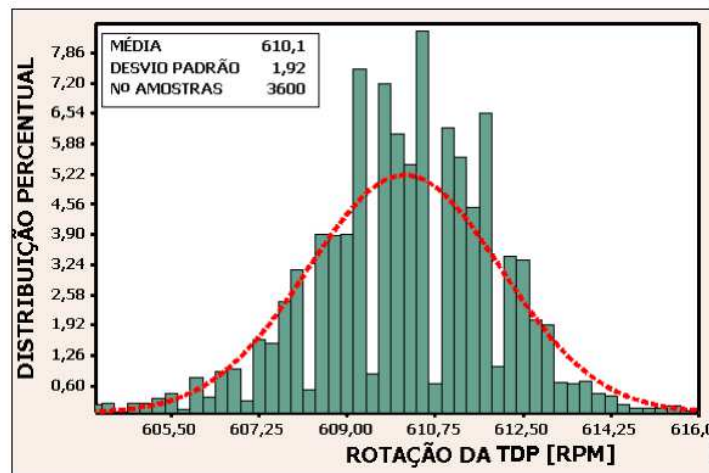


Figura 3.13 - Representação gráfica da distribuição obtida na medição da rotação na TDP

Com base nesses resultados, a expressão da medição da rotação na TDP é dada por  $601,1 \pm 0,32\%$  RPM, ou  $601,1 \pm 1,9$  RPM.

Extendendo-se essa incerteza aos demais pontos, chega-se a representação gráfica dos resultados obtidos na medição de rotação da tomada de potência durante um período do ensaio que é apresentado figura 3.14.

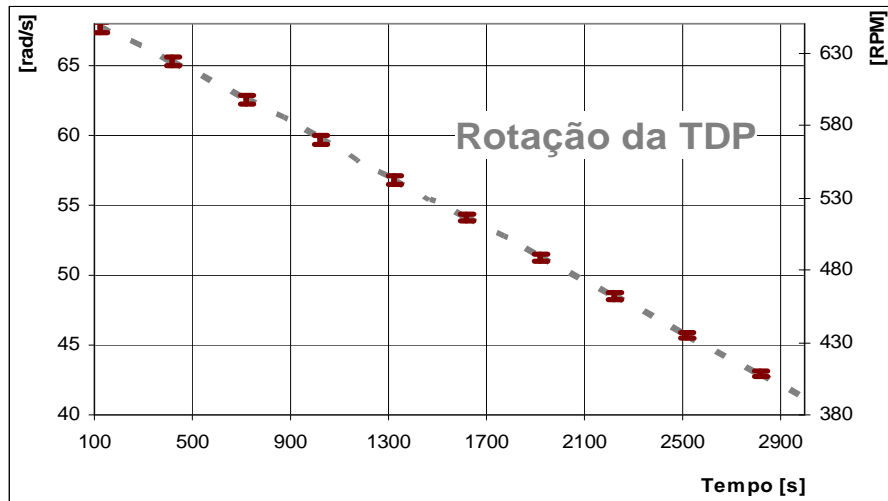


Figura 3.14 – Representação de uma medição de rotação na TDP com a incerteza.

Ainda nesse sistema, sensores do tipo LM35 da National Semicondutores foram usados para determinar os valores da temperatura do combustível e da temperatura do ar na admissão do motor. Estes fornecem um sinal elétrico nominal de  $10\text{mV}/^{\circ}\text{C}$  e permitem leituras entre  $0$  e  $100^{\circ}\text{C}$  com uma incerteza típica de  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ . Tais sensores foram submetidos a um processo de calibração em uma cuba para banho termostático de temperatura controlada com resolução e estabilidade térmica de  $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ . Após um período de termalização do sistema, cada ponto da curva de calibração resulta da média de cinco medições à mesma temperatura. Alimentados com uma tensão de excitação  $V_{\text{exc}} = 5,00\text{ V} \pm 0,1\%$  fornecido pelo próprio condicionador e com um ganho nominal de tensão  $A_v = 10 \pm 0,1\%$ , a representação gráfica resultante deste processo de calibração é apresentada na figura 3.15.

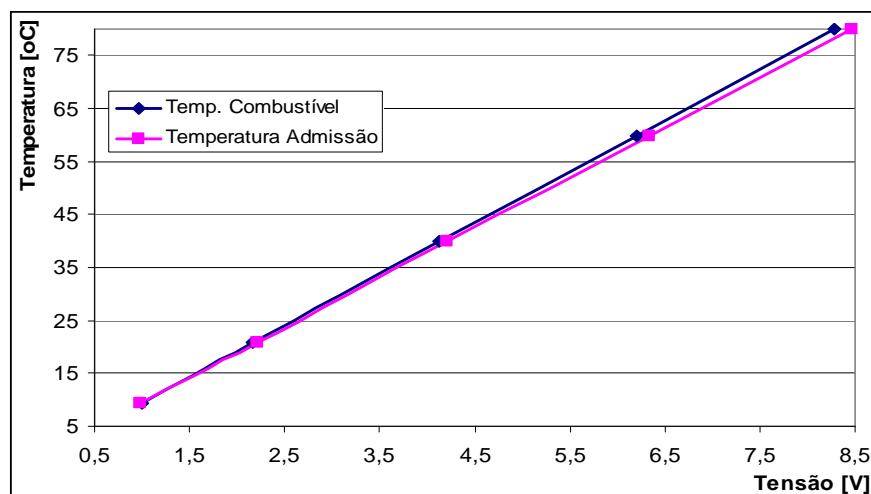


Figura 3.15 – Representação gráfica da calibração dos sensores LM35.

A avaliação da incerteza tipo B permite verificar que as exigências da norma adotada são atendidas para ambas variáveis uma vez que a incerteza calculada é  $0,30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

O registro da temperatura do combustível durante o ensaio é usado para avaliar sua viscosidade dinâmica, pois esta propriedade dos combustíveis interfere no comportamento do sistema de injeção de combustível dos motores de ignição por compressão (ciclo Diesel).

Quanto maior a viscosidade, menor a eficiência do sistema de injeção de combustível, já que a atomização se torna grosseira, aumentando o tamanho das gotículas, uma vez que diminui a área de contato com os gases pressurizados no interior da câmara de combustão. Isso, por sua vez, inibe a evaporação do combustível e favorece a queima incompleta (Heywood, 1988).

A viscosidade dinâmica  $\eta$  do combustível é obtida a partir dos valores da viscosidade cinemática  $\nu$  [mm<sup>2</sup>/s] e da massa específica  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>], conforme a equação:

$$\eta = \nu\rho 10^{-3} \quad 3.28$$

Os resultados, as especificações e os métodos da análise laboratorial de uma amostra do combustível usado neste trabalho são apresentados no anexo 1.

Como exemplo, a temperatura do ar na admissão em um teste (cujo histograma dos resultado é mostrado na figura 3.16 e apresenta uma estimativa de  $29,78\text{ }^{\circ}\text{C}$  com uma incerteza expandida no I.C. 95% de  $\pm 0,03\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

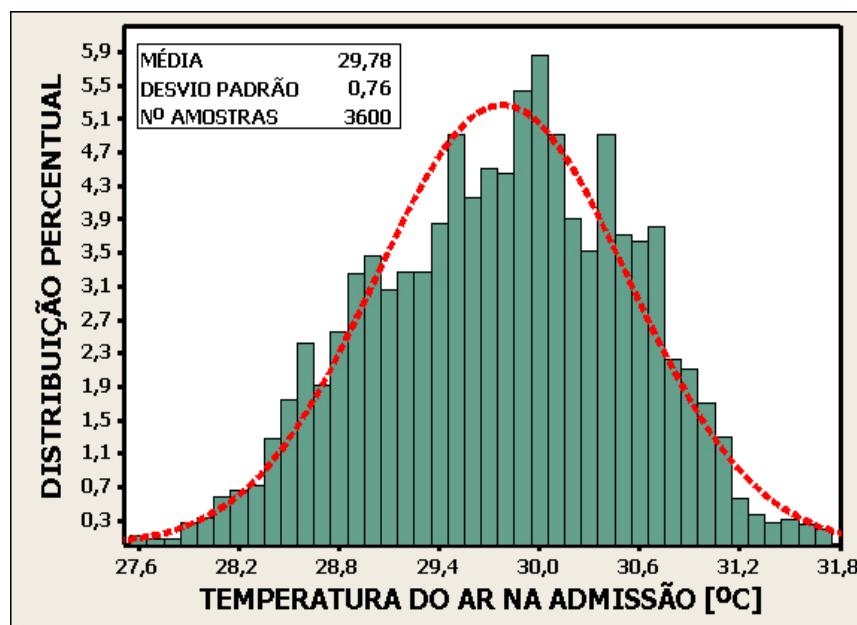


Figura 3.16 – Histograma de uma medição de temperatura do ar na admissão de um ensaio realizado.

Nesse caso, a expressão da medição desta grandeza é dada por  $29,78 \pm 0,33^\circ\text{C}$ .

O registro da temperatura representado na figura 3.17 apresenta uma média de  $28,23^\circ\text{C}$  e uma incerteza expandida no I.C. 95% de  $\pm 0,26^\circ\text{C}$

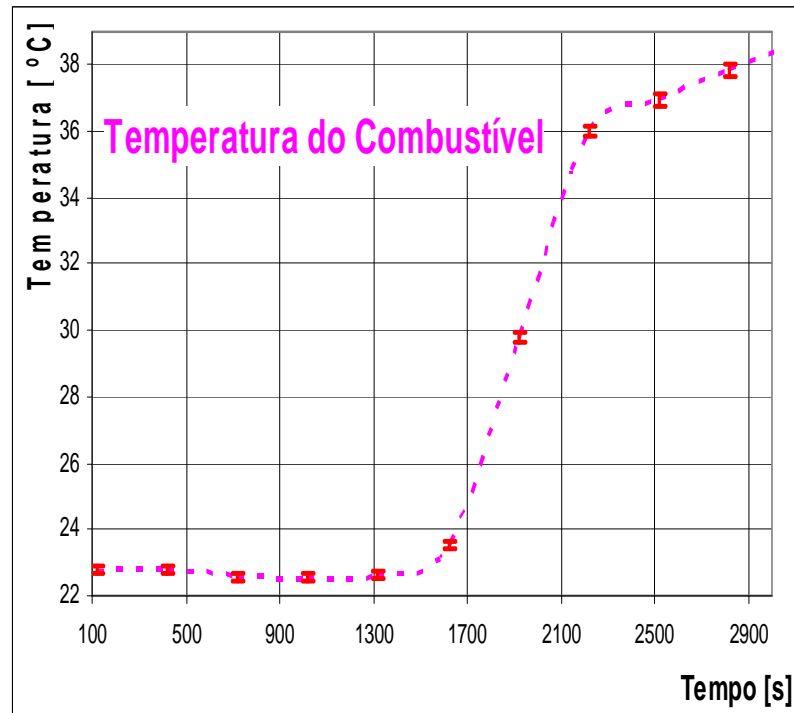


Figura 3.17 – Representação da variação da temperatura do combustível em um ensaio.

Assim sendo, a expressão da medição da variável temperatura do combustível é dada por  $28,78 \pm 0,56^\circ\text{C}$ . Verifica-se, pois, a necessidade de implantar um sistema de controle dessa temperatura. Para aqueles casos que apresentam maiores variações e/ou amostras de menor tamanho, a tolerância de 2% exigida pela norma pode não ser atendida.

Termopares do tipo K fornecem os sinais elétricos relativos a temperatura do líquido de arrefecimento (bainha de inox e diâmetro 1,5mm) e a temperatura do óleo lubrificante do motor (bainha de inox e diâmetro 3mm). A tabela 3.1 apresenta características de diversos tipos de termopares. Para medições com termopares tipo K “especial” deve-se adotar o valor de  $\pm 1,1^\circ\text{C}$  ou  $\pm 0,75\%$  para o limite de incerteza. Com valores máximos encontrados para estas grandezas próximos a  $130^\circ\text{C}$ , deve ser adotado, neste caso, um erro máximo de  $\pm 1,1^\circ\text{C}$ . A temperatura da junta fria é estabelecida internamente pelo condicionador AC2122 apresentando a incerteza nominal de  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ .

Tabela 3.1 - Características de termopares conforme a norma ANS MC 96.1 (1992).

Tipo	Faixa de Temperatura	Limites de Erro	
		Standard	Especial
T	0 a 350°C	$\pm 1^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,4\%$
J	0 a 750°C	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,4\%$
E	0 a 900°C	$\pm 1,7^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,5\%$	$\pm 1^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,4\%$
<b>K</b>	<b>0 a 1250°C</b>	<b><math>\pm 2,2^{\circ}\text{C}</math> ou <math>\pm 0,75\%</math></b>	<b><math>\pm 1,1^{\circ}\text{C}</math> ou <math>\pm 0,4\%</math></b>
S e R	0 a 1450°C	$\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,25\%$	$\pm 0,6^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,1\%$
B	0 a 1700°C	$\pm 0,5\%$	-
T	-200 a 0°C	$\pm 1^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 1,5\%$	-
E	-200 a 0°C	$\pm 1,7^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 1\%$	-

Os canais de entradas analógicas do sistema de medição foram selecionados como entradas de termopares tipo K. Estabeleceu-se também os ganhos nominais de tensão  $A_v = 1000 \pm 0,1 \%$ . Os resultados obtidos para essas condições de calibração (mesmos equipamento e metodologia dos LM35) encontram-se representados graficamente na figura 3.18.

Como as características do conversor A/D são as mesmas dos casos anteriores, a incerteza tipo B estabelecida para esta medidas ( $1,2^{\circ}\text{C}$ ) apresenta-se em conformidade com a tolerância de  $\pm 5\%$  imposto pela *Code 2*.

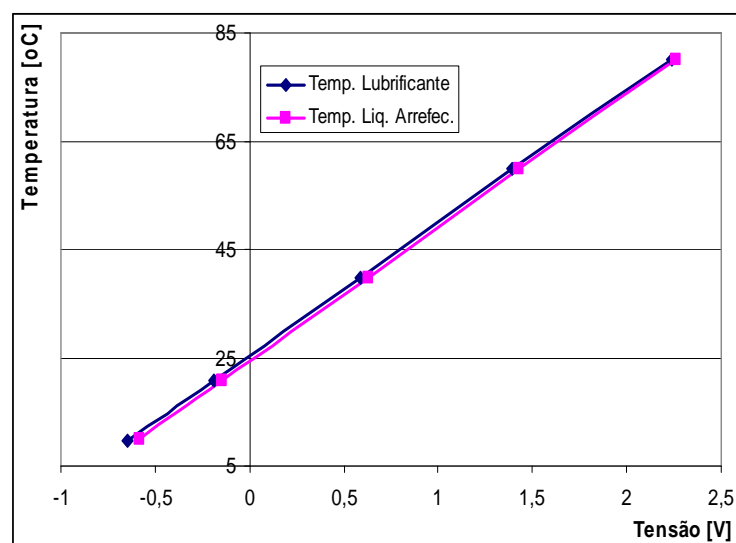


Figura 3.18 – Representação dos resultados do processo de calibração dos termopares.

A incerteza tipo A das variáveis calculadas para um teste realizado constituem os valores de  $80,84 \pm 0,1$  °C para a temperatura do líquido de arrefecimento e de  $117,87 \pm 0,1$  °C para a temperatura do lubrificante. Assim, a figura 3.19 representa os resultados destas medições com as respectivas incertezas totais.

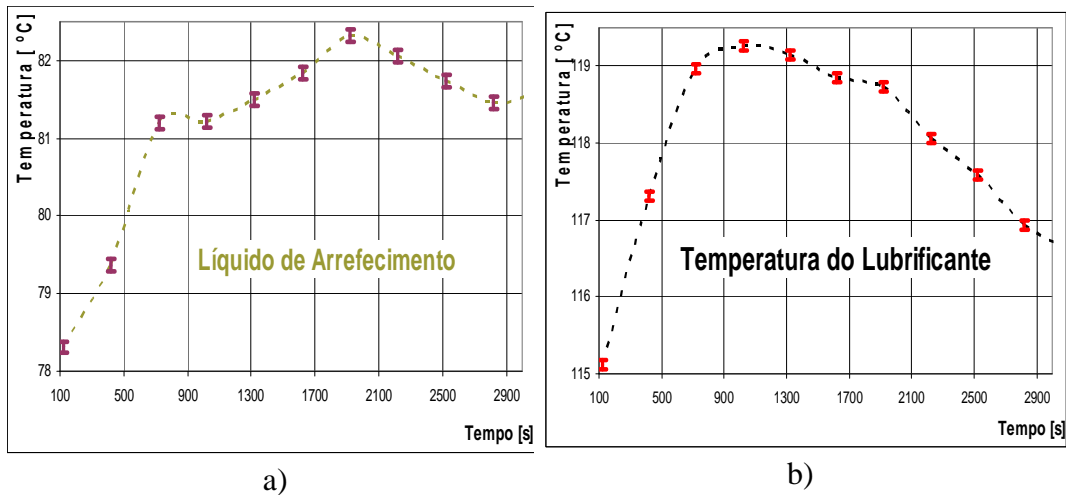


Figura 3.19 – Modelo gráfico das medidas de temperatura no teste realizado: a) do líquido de arrefecimento; b) do lubrificante do motor do trator testado.

As medidas de temperatura ambiente, e de umidade relativa do ar são fornecidas por um único equipamento - RTH-DM da Novus (figura 3.20). Com saídas em corrente elétrica de 4 à 20 mA correspondentes respectivamente às faixas de medição: temperatura de  $5$  à  $50 \pm 1,0$ °C e umidade relativa do ar de  $20$  à  $80\% \pm 3\%$  RH, apresentam tempo de resposta de 4segundos para a medição de umidade relativa, com ar em movimento suave e de 30segundos para determinação da temperatura nas mesmas condições.

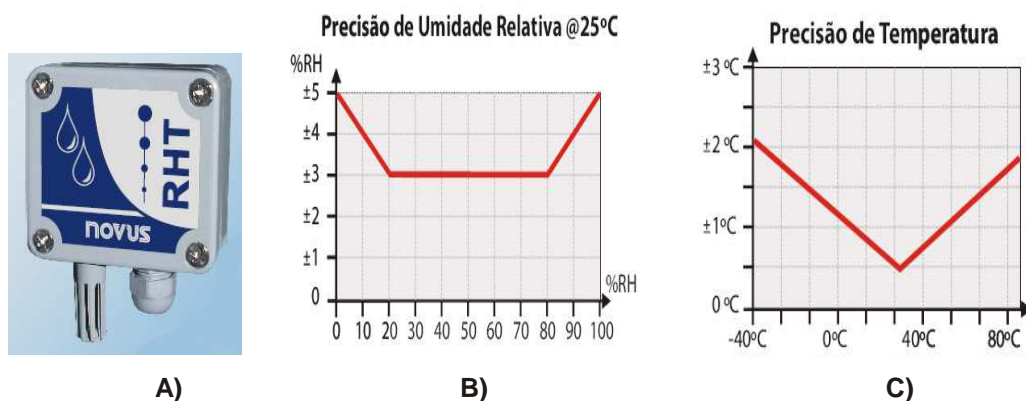


Figura 3.20 – A) Medidor de temperatura e umidade relativa RTH-DM; B) Representação da precisão típica para medição de Umidade Relativa do Ar; C) Gráfico da precisão do sensor de Temperatura Ambiente. Adaptadas de Novus, 2009.

Para a calibração das variáveis no sistema foi utilizado um recurso disponível no software (figura 3.21) que permite estabelecer valores para os coeficientes de um polinômio de primeiro grau, que o programa irá usar para calcular o valor da grandeza a partir do valor lido. Os canais utilizados para realizar as medidas destas grandezas foram configurados como entradas de corrente elétrica de 4 à 20 mA e ganho unitário ( $1,00 \pm 0,1\%$ ).

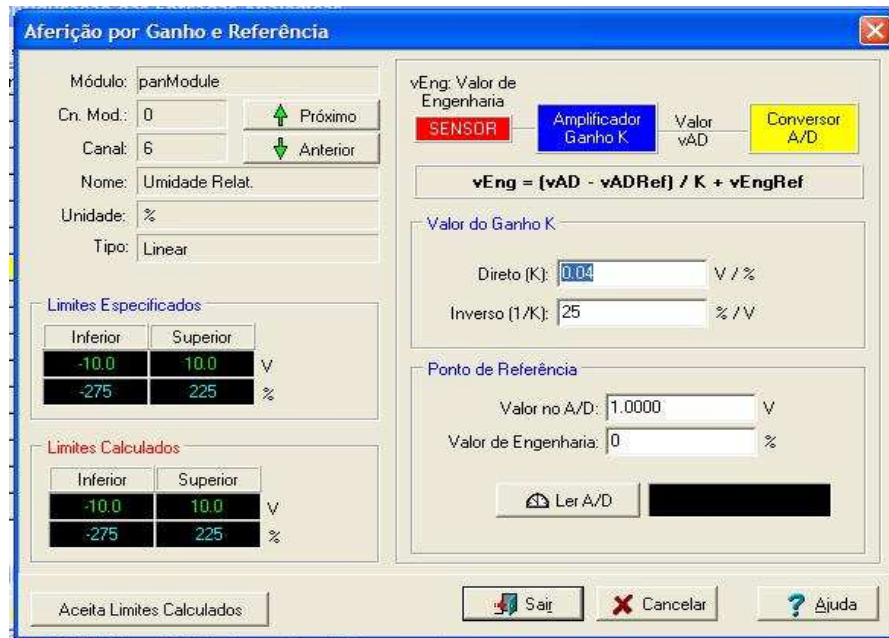


Figura 3.21 - Tela de aferição por ganho e referência do AqDados V7.2.6 que permite ao usuário associar uma função linear à variável de entrada.

Resultam das aferições destas grandezas a representação gráfica apresentada na figura 3.22 nas quais pode-se observar os quocientes da função estabelecida.

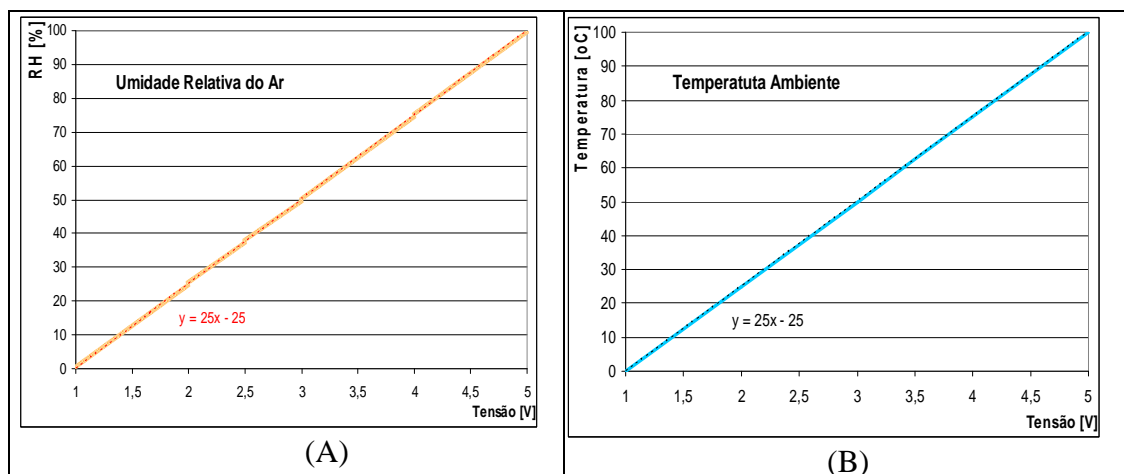


Figura 3.22 - Representação das aferições da umidade relativa do ar (A) e temperatura ambiente (B).

Enfatizando que a norma estabelece que, para os casos nos quais as medidas das grandezas não atendam as tolerâncias estabelecidas deve ser reportado o fato e as novas



características, devem ser consideradas as incertezas tipo B de  $\pm 1,21^{\circ}\text{C}$  para a temperatura ambiente (que deveria ser de  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ) e de  $\pm 3,22\%$  para a Umidade Relativa do Ar (que deveria ser de  $\pm 1,0\%$ ).

A figura 3.23 representa os resultados obtidos em uma medição cuja análise estatística estabelece:

- Uma Incerteza tipo A da umidade relativa do ar de  $\pm 0,07\%$ , determinando juntamente com a Incerteza tipo B uma estimativa expressa por  $63,24 \pm 3,92\%$  UR para este caso;
- Para a situação analisada, a incerteza tipo A da temperatura ambiente é de  $\pm 0,02^{\circ}\text{C}$  e quando a incerteza tipo B é associada estabelece um resultado de  $19,53 \pm 1,23^{\circ}\text{C}$  para estimar a magnitude deste mensurando.

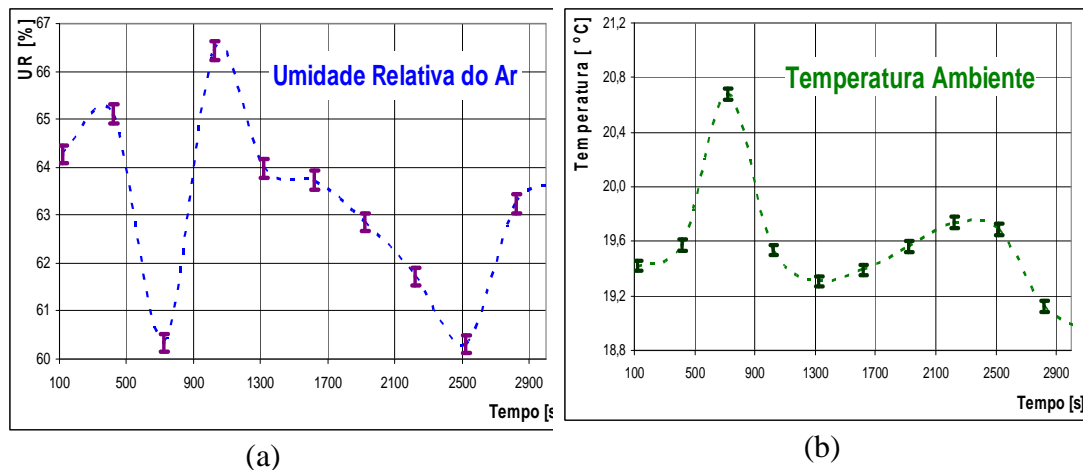


Figura 3.23 – Representação dos resultados experimentais de um caso analisado: (a) da Umidade Relativa do ar e (b) da Temperatura Ambiente.

A análise preliminar de algumas medições, como o exemplo da representação da figura 3.24, pode-se concluir que é imprescindível tomar providências no sentido de melhorar os resultados obtidos. Obviamente, deve-se levar em consideração que as incertezas associadas a algumas grandezas mostram-se em inconformidade com os requisitos da norma. Porém, é importante que se entenda que estas variáveis são usadas para o cálculo do fator de correção de potência (e conseqüentemente da potência corrigida). Assim, é possível considerar em termos práticos, que a influência destas inadequações pode ser considerada muito pequena nos resultados finais. Cabe ressaltar que este aspecto já havia sido apreciado durante o projeto preliminar deste trabalho e a escolha considerou principalmente o valor investido (custo) em relação ao resultado que seria obtido (benefício).

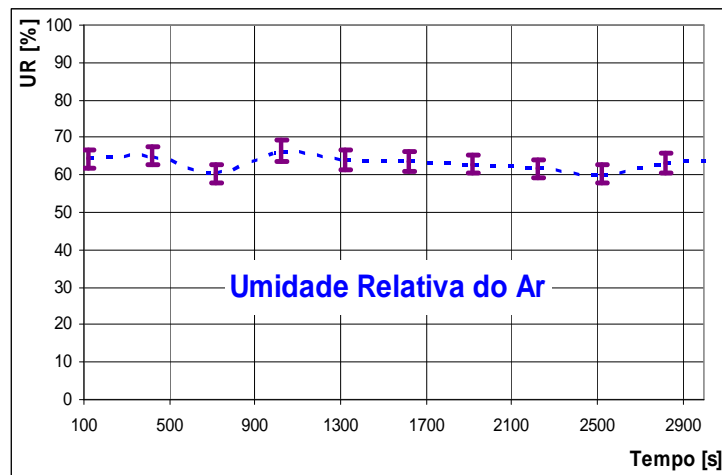


Figura 3.24 – Representação da magnitude da umidade relativa do ar registrada ao longo de um ensaio com a incerteza associada.

Devido ao elevado custo de aquisição dos modelos comerciais, utilizou-se uma balança de combustível (figura 3.25) construída a partir de um conceito muito simples.



Figura 3.25 – Configuração da balança de combustível utilizada.

Um recipiente contendo o combustível é suspenso por uma célula de carga em um tripé. Registrando a uma taxa de uma medição por segundo, o sistema determina a massa contida no recipiente de alimentação de combustível do trator. O recipiente que fica suspenso verticalmente por uma célula de carga *Reaccion* modelo BCZ-500 com sensibilidade de  $2,00 \text{ mV/V} \pm 0,1\%$ . Para determinar a quantidade de diesel consumida ao longo do ensaio determina-se o decréscimo da massa ao longo do tempo.

A figura 3.26 mostra a curva de calibração obtida com o mesmo conjunto de massas *Ashcroft* usado no procedimento de calibração da célula de carga usada para determinar o

torque no dinamômetro. Neste caso, cada um dos pontos representados no gráfico foi determinado pelo valor médio de três leituras de tensão obtido com o respectivo valor de massa suspensa. Como uma determinada massa submetida a aceleração gravitacional é sustentada pela célula de carga, um carregamento de tração (peso) no mesmo eixo de medição da célula de carga constitui no sistema de medição um valor de tensão proporcional a este peso, e indiretamente proporcional ao respectivo valor da massa, em valores múltiplos inteiros de 2015.1 g  $\pm 0.1\%$ . Para isto, determinou-se o ganho de tensão  $A_v = 5000 \pm 0.1\%$  e assim como uma tensão  $V_{exc} = 5,00 \text{ V} \pm 0,1\%$  para excitação do transdutor deste canal do sistema.

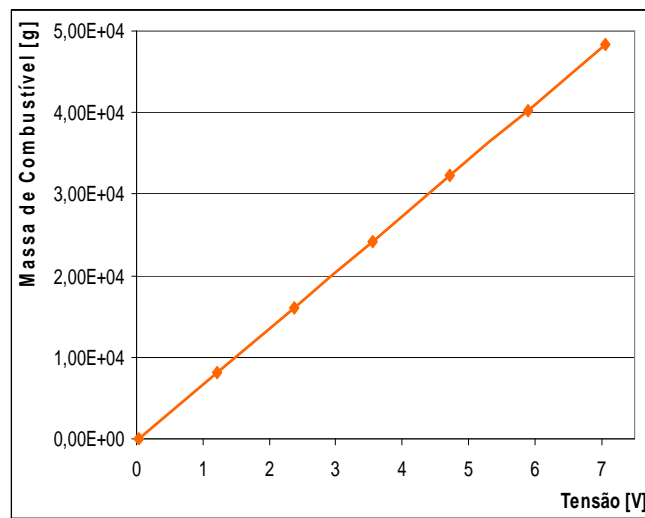


Figura 3.26 – Curva de calibração da célula de carga .

O valor da incerteza tipo B  $\pm 0,17\%$  calculado é menor que o limite de  $\pm 0,5\%$  exigido pela norma. Desta forma, mostrou-se adequado ao requisitado pelo projeto.

A planilha de cálculo adotada neste trabalho utiliza a variação da massa de combustível ao longo de um ensaio para determinar o consumo médio de combustível  $C_{mc}$ , calculado por meio da equação 3.29:

$$C_{mc} = \frac{(M_{ci} - M_{cf})}{T_e} \quad 3.29$$

nesta:  $M_{ci}$  = Massa de combustível no início do ensaio [g];

$M_{cf}$  = Massa de combustível no final do ensaio [g];

$T_e$  = Período total do ensaio [s]

A figura 3.27 representa a variação da massa de combustível registrada durante o ensaio de um trator desenvolvendo a máxima potência no período de uma hora. Nessa

representação é possível observar o decréscimo do valor do mensurando ao longo do tempo cuja taxa de variação segue uma tendência na ordem de  $8,26 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ .

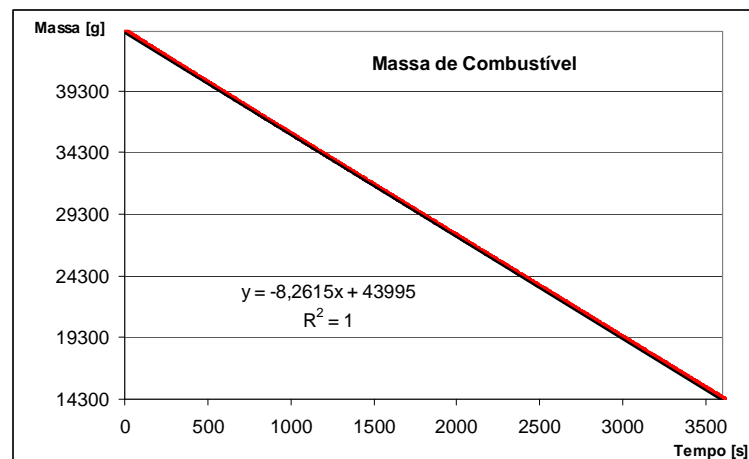


Figura 3.27 – Representação da massa de diesel registrada durante o teste de um trator a plena potência.

Neste trabalho, o valor  $C_{mc}$  foi adotado como a estimativa do mensurando. Para calcular a incerteza tipo A de cada um dos valores de massa foi adotada uma variação de  $\pm 2$  dígitos nas respectivas leituras. Como critério para o cálculo da incerteza da diferença entre as massas foi usada a soma destas incertezas. Para o caso apresentado, a incerteza tipo A calculada é de  $\pm 0,39\%$ . Associando a incerteza Tipo B, temos a estimativa de  $C_{mc} = 8,26 \pm 0,55\% \text{ g/s}$ , valor que fica acima da tolerância admitida pela norma.

O histograma representado na figura 3.28 apresenta os resultados de uma análise de um dos ensaios realizados em um trator. Observa-se que a média de consumo de combustível apresenta um valor que se aproxima do valor do desvio padrão da amostra. Estes dados podem despertar preocupação quanto a validade dos resultados. Todavia, vale lembrar que se referem ao consumo instantâneo de combustível (ou consumo no último período de um segundo) e não a média deste valor. Por norma, deveriam ser realizadas no mínimo 10 (dez) observações no período de testes, para cálculo da média de consumo.

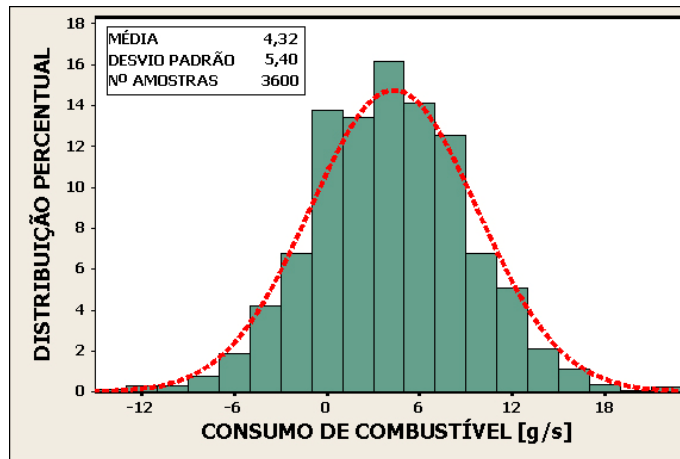


Figura 3.28 – Histograma do consumo de combustível de um trator.

O fato do fluxo de retorno não se dar de forma uniforme, a falta de resolução da medição e a movimentação do recipiente somam-se para causar tal efeito. Atualmente o fluxo de retorno de combustível leva o combustível não consumido de volta ao recipiente de armazenamento. Como o fluxo de retorno não se dá de forma constante e uniforme, verifica-se a inadequada influência deste efeito no valor instantâneo da massa de combustível. Desta forma, constata-se uma dispersão nos resultados. Para minimizar esse efeito, uma nova configuração do conjunto deve conectar o final da tubulação de retorno à linha de alimentação de combustível, entre a balança e a conexão de entrada de combustível do motor.

É importante relatar que foi realizado um conjunto de experimentos utilizando uma célula de carga apresentando uma diferente geometria e capacidade nominal mais adequada. Com esta intervenção buscava-se uma melhoria na qualidade dos resultados desta medição com o aumento da resolução. No entanto, os resultados mostraram maior incerteza, decorrente principalmente de uma instabilidade de resultados mesmo nas situações sem variação de massa. Uma célula com a mesma geometria da atual, mas com capacidade mais adequada ao projeto deve ser adotada em avaliações futuras e conseqüentemente melhor atender aos requisitos do projeto.

Para evitar que a movimentação ao ar continuasse causando o balanço do depósito de combustível, foi adotado um anteparo em chapa de aço galvanizado de 0,5mm de espessura, que diminuiu o efeito indesejado.

A incerteza expandida com IC de 95% determina para esta medição uma incerteza tipo A de  $\pm 0,18$ g/s, ou  $\pm 4,17\%$ . Desta forma, a expressão desta medida é dada da seguinte forma:  $4,32 \pm 4,35\%$  g/s ou  $4,32 \pm 0,19$ g/s.

A pressão atmosférica foi medida pelo transdutor Motorola modelo MPX4115AP, cuja tensão elétrica de saída,  $V_{out}$ , é dada pela função de transferência típica  $V_{out} = V_s \cdot (0,009 \cdot Pa - 0,095)$ , onde  $V_s$  é a tensão de alimentação [V] e  $Pa$  é a pressão atmosférica [kPa]. Alimentado pelo sistema de aquisição com  $V_s = 5,00V \pm 0,1\%$ , oferece uma tensão elétrica característica de 0,20V para a pressão (mínima) de 15kPa e à pressão (máxima) de 115kPa corresponde uma tensão típica de 4,70V. Nesse intervalo a incerteza nominal do transdutor vem a ser de  $\pm 1\%$ . Assim sendo, mesmo que seja estabelecida uma calibração criteriosa, este transdutor também não atenderá a solicitação de  $\pm 0,2kPa$  ( $\approx 0,2\%$ ) requerida pela norma.

Mesmo sabendo de antemão que não atenderia a tolerância demandada, a opção por este transdutor deveu-se principalmente, ao baixo custo, além de outras características como dimensões pequenas e disponibilidade no mercado.

Da mesma forma que ocorreu com os valores da temperatura ambiente e da umidade relativa do ar, o valor estimado para a pressão atmosférica é usado no cálculo do fator de correção de potência e conseqüentemente da potência corrigida. Em termos práticos, a influência desta incerteza nos resultados obtidos neste trabalho também pode ser considerada muito pequena ou desprezível. A figura 3.29 permite verificar a variação do fator de correção de potência para variações de  $\pm 2\%$  na pressão atmosférica e de  $\pm 0,5^\circ C$  na temperatura ambiente.

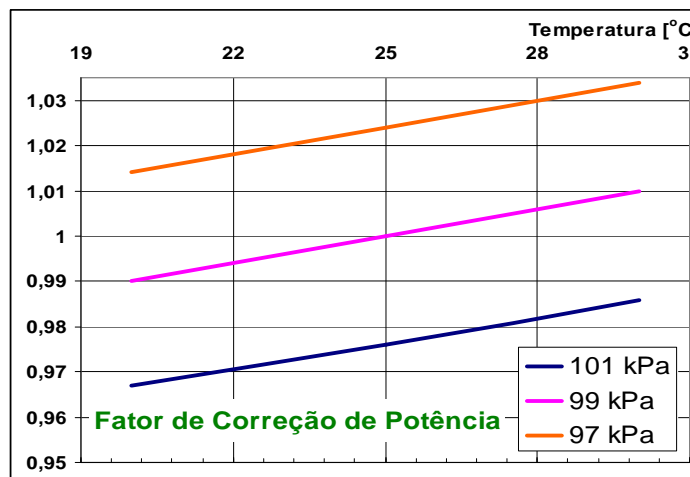


Figura 3.29 – Representação dos valores assumidos para o Fator de correção de potência em condições ambientais distintas.

A figura 3.30 apresenta a representação gráfica do processo de calibração deste transdutor para estimar a magnitude desta variável pelo sistema de aquisição de dados.

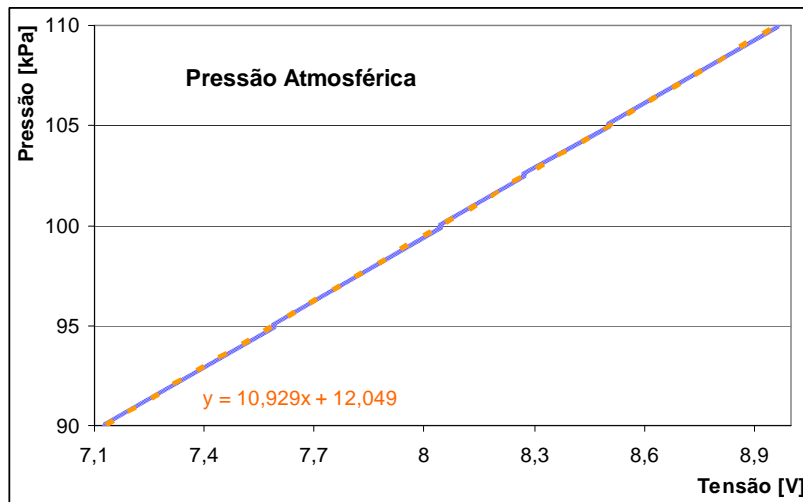


Figura 3.30 – Representação gráfica da calibração do transdutor de pressão.

O histograma dos registros da pressão atmosférica mostrado na figura 3.31 representa parte do estudo estatístico de um ensaio que ocorreu durante uma hora e que permitiu a avaliação da incerteza tipo A.

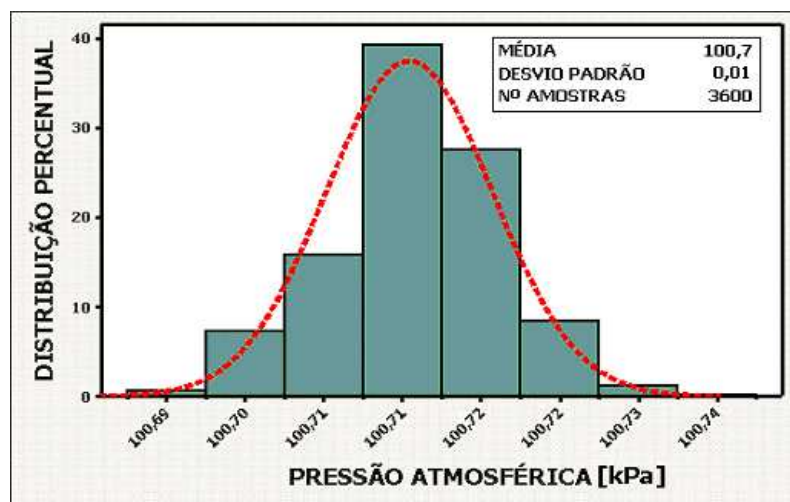


Figura 3.31 – Representação das medidas de pressão atmosférica

O resultado da Pressão atmosférica em um experimento com 240 amostras é representado na figura 3. 32(a), assim como os limites inferior e superior do intervalo de confiança 99% determinados na incerteza expandida: incerteza tipo A da medição.

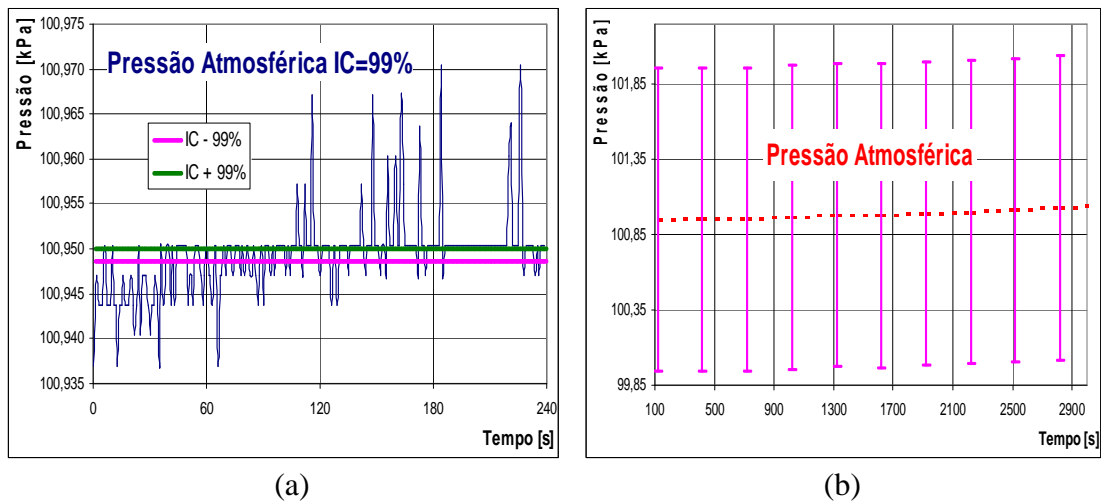


Figura 3.32 – Apresentação de resultados da Pressão atmosférica com a incerteza associada: (a) a incerteza tipo A de uma medição; (b) a associação dos dois tipos de incerteza.

A incerteza total da medição desta variável no ensaio representado na figura 3.32(b) é de 1,11% e a principal contribuição para atingir este valor é determinada pela incerteza nominal do transdutor.

A potência desenvolvida na TDP foi calculada pelo produto da sua rotação pelo respectivo torque observado. Em se tratando de grandezas não correlacionadas, adotou-se que o cálculo da incerteza relativa  $\frac{u(y)}{y}$  para as operações de multiplicação e/ou divisão dada pela equação 3.30:

$$\frac{u(y)}{y} = \sqrt{\left(\frac{u(x_1)}{x_1}\right)^2 + \left(\frac{u(x_2)}{x_2}\right)^2} \quad 3.30$$

no qual:  $u(x_1)$  = incerteza associada a estimativa  $x_1$ ;  
 $x_1$  = estimativa encontrada para a grandeza  $X_1$ ;  
 $u(x_2)$  = incerteza associada a estimativa  $x_2$ ;  
 $x_2$  = estimativa encontrada para a grandeza  $X_2$ .

A figura 3.33 representa uma série de estimativas referentes à magnitude e incertezas associadas da potência de um trator. Cada estimativa é constituída por um adequado tratamento estatístico e matemático do conjunto de resultados referentes às diferentes condições estabelecidas em cada etapa de um ensaio de laboratório.



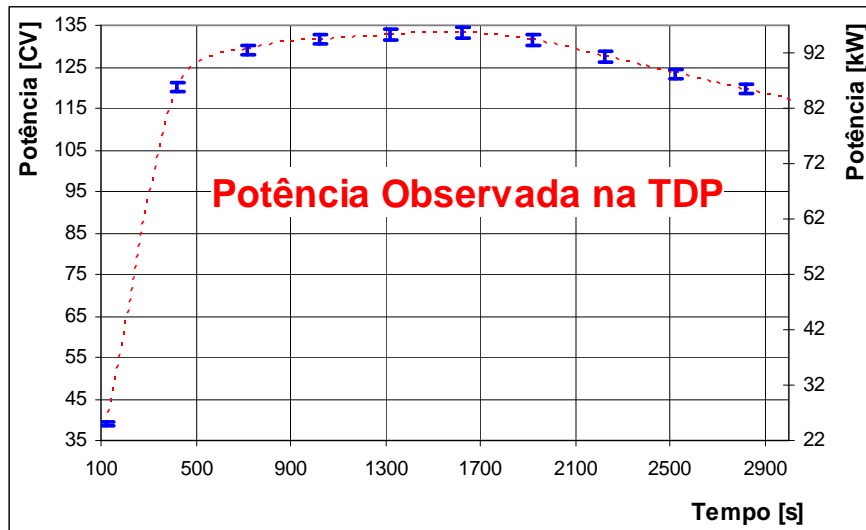


Figura 3.33 – Representação temporal da potência observada na TDP de um trator em testes de laboratório.

Habitualmente encontra-se na literatura técnica a representação gráfica dos testes de potência em motores de combustão interna nos quais o eixo das abscissas apresenta os valores de rotação do motor - velocidade angular da árvore de manivelas, e no eixo das ordenadas encontram-se os respectivos valores de potência. Seguindo este tipo de apresentação, na figura 3.34 encontra-se a representação de um conjunto de pontos cujas estimativas de magnitude apresentam uma incerteza associada em ambos eixos e resultam das diferentes condições estabelecidas no ensaio.

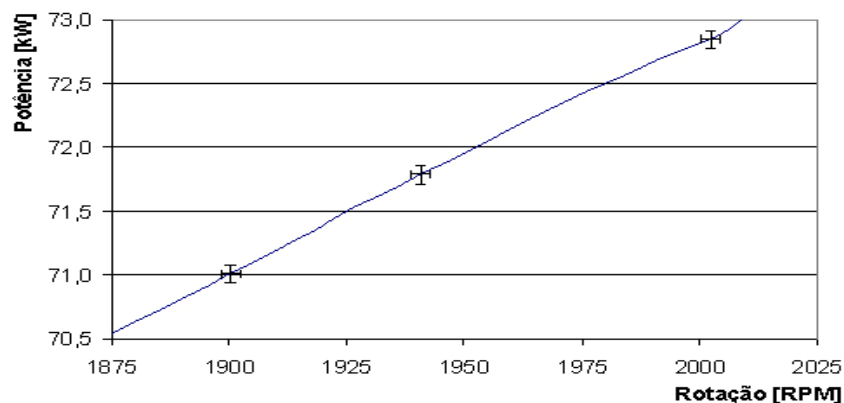


Figura 3.34 – Resultados de um ensaio para determinar a potência de trator com as respectivas incertezas associadas.

O consumo específico de combustível foi definido pela equação (2.19) e a incerteza associada em uma das medições realizadas neste trabalho é apresentado na figura 3.35. A estimativa desta variável deve apresentar uma incerteza associada que deve seguir, por

coerência, o mesmo critério adotado anteriormente neste trabalho pela equação (3.27). Desta forma, conhecidas as expressões do consumo médio e da potência, o consumo específico de combustível a 1700 RPM do ensaio representado na figura 3.35 tem o valor experimental expresso por  $243,54 \pm 0,65\%$  g/kWh ou  $243,54 \pm 1,58$  g/kWh.

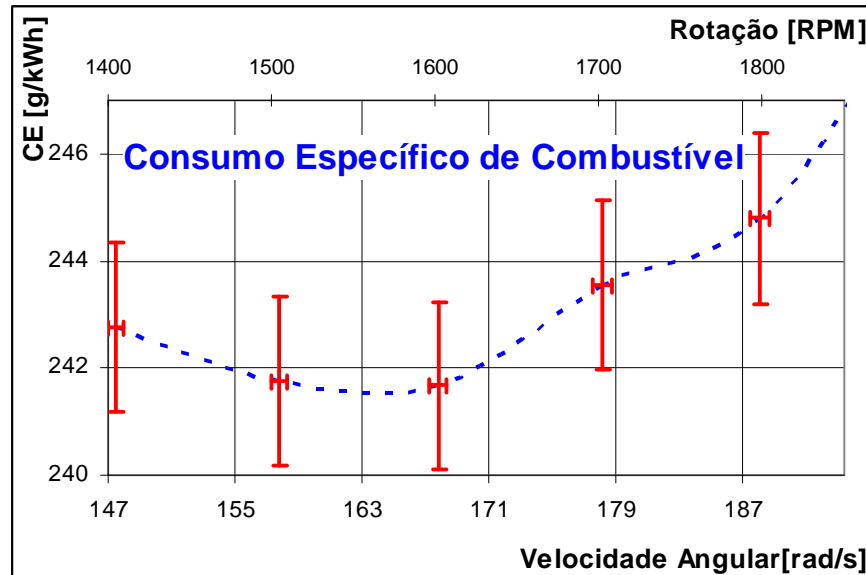


Figura 3.35 – Consumo específico de combustível ao longo de um ensaio de máxima potência.

O projeto conceitual deste trabalho estabeleceu a obrigatoriedade de robustez física do sistema a ser implantado. Por outro lado, a mobilidade é desejada, assim como certo nível de segurança mostrou-se necessário. Neste sentido, durante o projeto conceitual foi realizada uma avaliação da viabilidade técnico-financeira frente as tradicionais soluções encontradas neste tipo de aplicação. Diante do custo das opções encontradas e considerando o orçamento disponível, mostrava-se inviável a implementação destes requisitos. A solução criativa encontrada foi utilizar um armário de aço para pastas suspensas de 4 gavetas (figura 3.5(b)). Essa solução contemplou a necessidade de segurança, permitindo travar as gavetas por meio de uma chave. Além disso vem a ser possível guardar os cabos de conexão dos sensores, além dos equipamentos de segurança de trabalho, ferramentas, filtros, o notebook. Pode ser facilmente transportado e rodízios podem ser adaptados. Por fim, permitiu a robustez almejada uma vez que teve o painel da gaveta superior adaptado para receber os diferentes tipos de conectores usados para a ligação de todos os sensores e transdutores utilizados neste trabalho ao sistema de aquisição de dados. No mesmo painel ainda se encontram o cabo de alimentação do aparelho e o interruptor geral deste sistema. No interior desta gaveta foi alojado o módulo de aquisição de dados, os cabos elétricos que ligam os conectores ao aparelho, assim como os demais acessórios. Cabos elétricos de quatro vias 26 AWG contando

com malha metálica externa e dez metros de comprimento foram implementados para ligação dos sensores/ transdutores ao sistema. No caso dos termopares, utilizaram-se os cabos de compensação adequados. Para evitar qualquer tipo de erro na aplicação dos elementos de sensoriamento para cada um deles foi adotado um diferente tipo de conector.

### **3.3.2 Ensaio no campo**

A avaliação do desempenho de um trator agrícola no exercício de diferentes condições de trabalho a campo constitui o próximo segmento do presente trabalho. Esta etapa tem como objetivo a coleta de dados referentes a demanda de potência e a sua dinâmica sob o ponto de vista do conjunto trator e implemento.

Embora se observe com frequência o uso do acelerador (acionado pelo pé do operador) como dispositivo de controle da potência aplicado ao conjunto, a forma mais indicada para a maioria dos trabalhos a campo seria fazer este controle pelo governador do trator. Desta forma, especula-se que um trator quando no cumprimento de serviços de campo em grandes extensões deve apresentar pequenas variações nos valores de rotação e de torque. Uma vez que se confirmem tecnicamente pequenas estas variações observadas, acredita-se poder compará-las aos resultados de ensaios a rotação constante feitos em laboratório, dentro de uma determinada incerteza. Nestas condições, é esperado que as situações transientes - que prejudicariam a comparação entre condições de campo e de laboratório, possam ser desprezadas. Assim sendo, a análise dos dados obtidos nos ensaios de campo deve permitir a caracterização de cada conjunto trator-implemento em função de velocidade. Em verdade este trabalho abre frente para uma série de pesquisas, pois, uma vez conhecidos os parâmetros do motor em determinadas situações de teste, estes podem ser comparados aplicando diferentes implementos, velocidades de trabalho, tipos e condições de solo, modelos de pneus, e tantas outras caracterizações e otimizações que podem ser feitas a partir dos dados obtidos. Tratamentos matemáticos podem ser aplicados para a comparação dos testes de laboratório e de campo, e podem ajudar a estabelecer relações entre custos e benefícios mais precisas, assim como estimativas de emissão de poluentes, operações com misturas de combustíveis, dentre outras.

Tornando-se as variáveis que influem nos resultados do desempenho de um trator a campo bem conhecidas, acredita-se poder prever o comportamento de outros tratores, de marcas e/ou modelos diferentes, podendo assim o empresário do agronegócio tomar

decisões de forma mais racional na hora de comprar o equipamento, ou mesmo programar melhor a forma de uso daqueles já adquiridos.

Uma forma de avaliar o desempenho do conjunto trator-implemento é verificar o rendimento do conjunto a campo. Se a potência de saída do motor corresponde ao produto da velocidade angular (rotação) pelo torque produzido, o produto entre o esforço na barra de tração e a velocidade de deslocamento permite calcular a potência no ponto de engate ao implemento. A diferença entre essas potências é um somatório de perdas das mais diversas origens (transmissão, pneu-solo, rolagem, inércia) e pode chegar rapidamente a 50% do valor entregue pelo motor.

Neste trabalho o torque do motor do trator é avaliado utilizando um sistema digital de telemetria para extensômetros de resistência elétrica TEL1-PCM-STG da KMT apresentado na figura 3.36. Contando com 12 bits de resolução e incerteza de  $\pm 0,2\%$ , o sistema apresenta uma faixa passante de 0 a 1200Hz e temperatura de operação entre  $-10$  e  $80^{\circ}\text{C}$ .

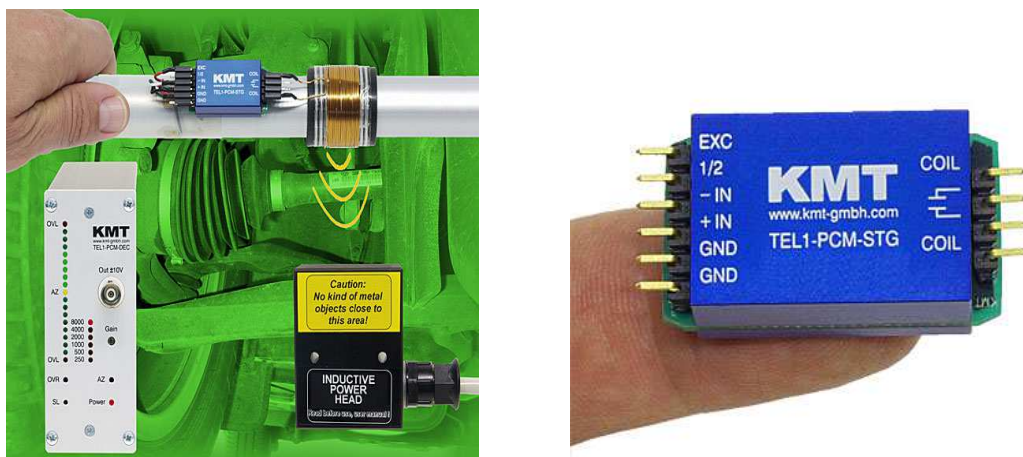


Figura 3.36 – Aspecto geral do sistema componente fixado ao eixo e detalhe do componente principal

O componente fixado ao eixo mede cerca de 35x18x12mm e massa de 13 gramas. Suportando acelerações estáticas na ordem de 3.000g, apresenta uma tensão elétrica de 4Vdc para excitação dos extensômetros que podem ser configurados em ponte completa ou em meia ponte. Cabe salientar que os extensômetros devem apresentar resistência elétrica maior que 350 Ohms.

A figura 3.37 representa o torque rotativo do motor que cria tensões trativas e compressivas responsáveis pelas deformações que serão medidas com o auxílio do sistema descrito anteriormente, ao qual aplicou-se um conjunto de extensômetros PA-0-125TA-350L

(tipo espinha de peixe) da Excel Sensores, no pequeno eixo cardam encontrado entre o motor do trator e sua transmissão.

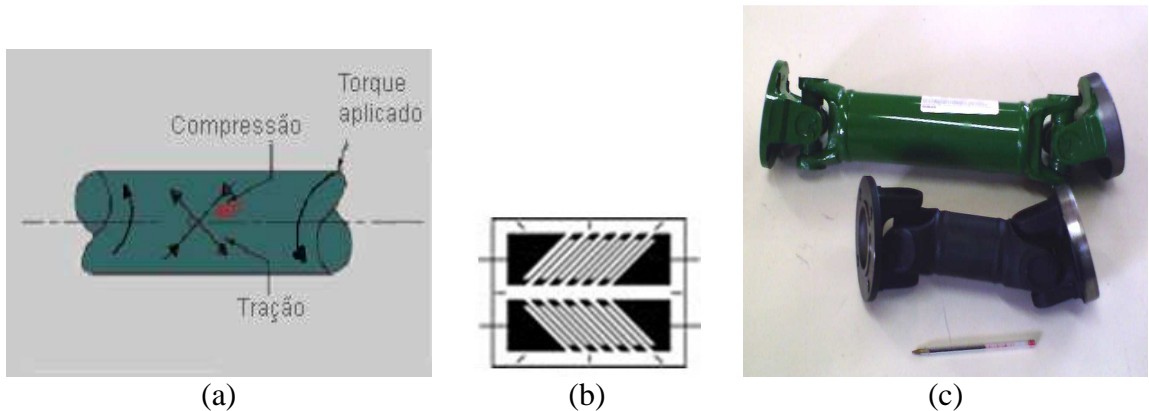


Figura 3.37 – Representação da solicitação e tensões no eixo (a); tipo de extensômetro usado nesta aplicação: “espinha de peixe” (b); e eixos cardam encontrados nos tratores (c).

Os componentes que constituem esta medição de torque já aplicados ao eixo do trator podem ser vistos na figura 3.38.

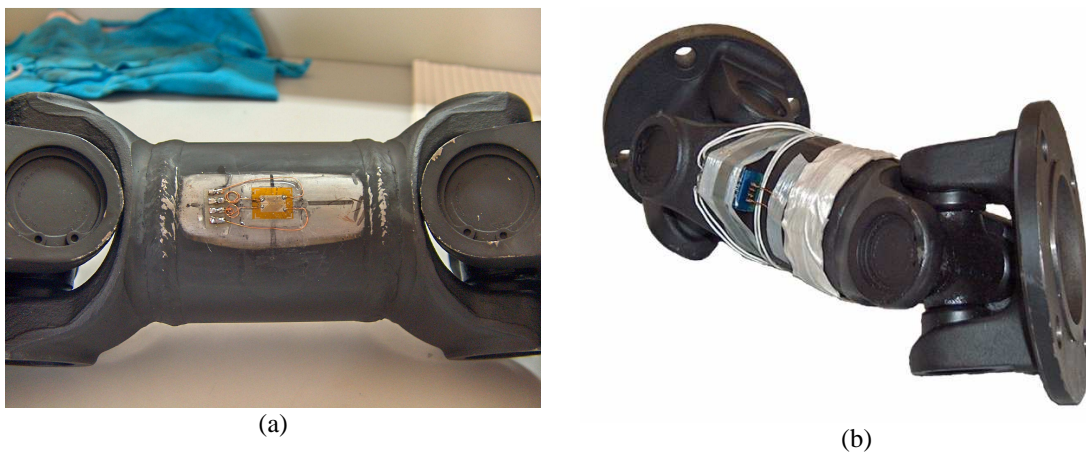


Figura 3.38 – Fotos da aplicação dos *strain-gages* ao eixo (a) e do sistema nele montado (b).

Este sistema foi submetido a um processo de calibração junto ao mesmo sistema de medição utilizado na primeira fase deste trabalho tendo como referência um dispositivo de aplicação de torque (figura 3.39) construído no Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF), com uma incerteza declarada de 0,2% na faixa de torque.



Figura 3.39 – Detalhe do dispositivo usado para aplicar diferentes níveis de torque ao eixo no processo de calibração do sistema de telemetria responsável por esta medição.

Para o cálculo da incerteza tipo B deve-se considerar além das características do sistema de aquisição, a incerteza do equipamento de telemetria e do sistema padrão usado para a calibração. Arredondado, o valor da incerteza tipo B ficou em aproximadamente  $\pm 0,30\%$ .

O trator teve seu eixo cardam original substituído e o sistema de telemetria foi aplicado para medição de torque. Esta montagem (ilustrada pela figura 3.40) pode ser vista observando o trator por baixo.



Figura 3.40 – Sistema de medição de torque montado no trator.

A figura 3.41 apresenta a representação de resultados obtidos durante uma medição da demanda de torque em um trabalho de campo. Neste teste obteve-se um resultado expresso



para uma incerteza expandida com IC=95% de  $312,9 \pm 4,5$  Nm. A incerteza total da medição de torque é dada por  $312,9 \pm 1,8\%$  Nm.

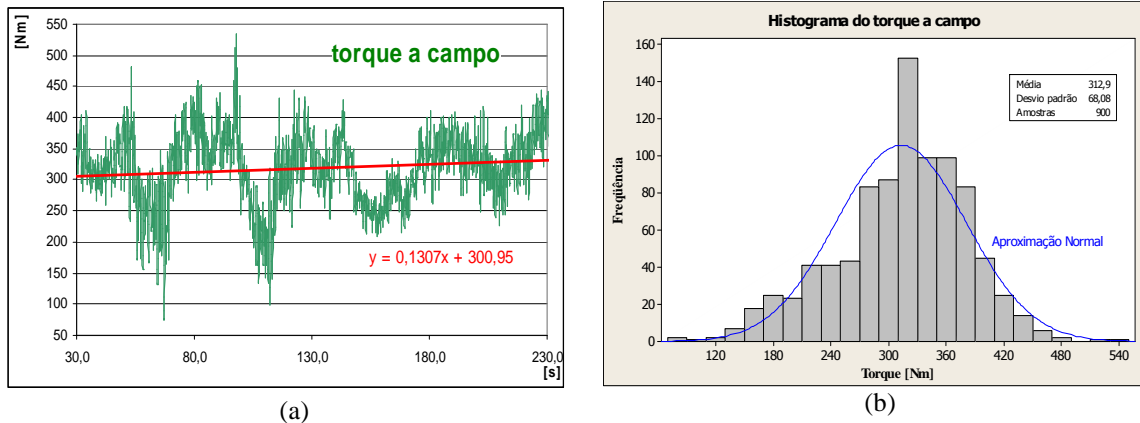


Figura 3.41 – Representação da demanda de potência a campo (a) e o respectivo histograma (b) de um ensaio a campo.

Para estabelecer os valores da velocidade angular do motor foi replicado o conversor frequência-tensão adotado para as medidas em laboratório, mantendo assim as mesmas características e as mesmas condições de calibração. Neste caso, porém, ao invés de utilizar o transdutor do dinamômetro, utilizou-se o transdutor que fornece o sinal para o próprio tacômetro (ou contagiros) do trator. Os resultados do mesmo teste de campo, referentes à magnitude da rotação do motor, e o histograma deste ensaio são apresentados na figura 3.42.

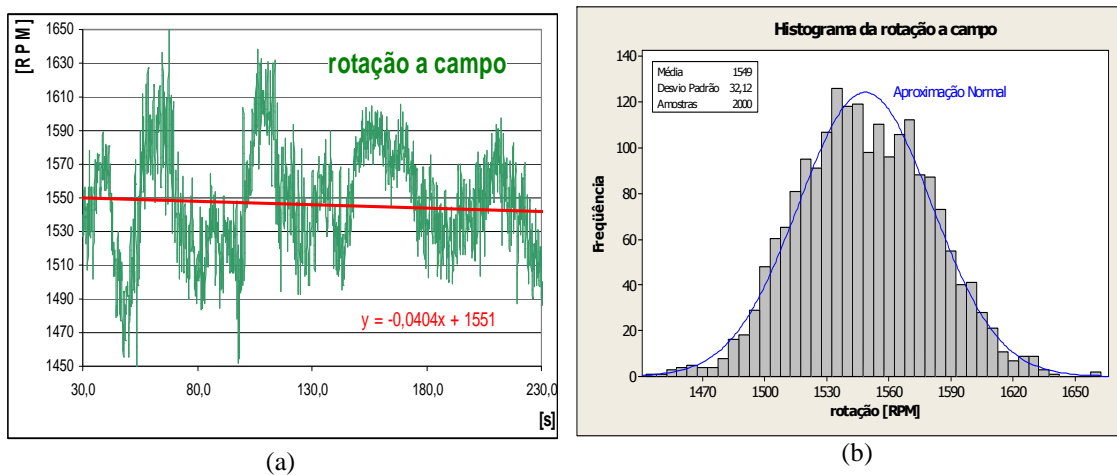


Figura 3.42 - Representação dos valores da rotação do motor em uma atividade de campo (a) e o respectivo histograma (b).

No projeto de experimento buscava-se obter neste teste uma rotação nominal de 1500 RPM. Entretanto, na análise estatística verifica-se um valor médio de 1548,6 RPM e uma incerteza tipo A de  $\pm 1,4$  RPM. Com isso, a magnitude deste mensurando é de  $1548,6 \pm 0,4\%$  RPM ou  $1548,6 \pm 6,2$  RPM.

Para os ensaios a campo o sistema de balança de combustível foi considerado tecnicamente inviável, pois consideramos que as vibrações intrínsecas das próprias operações causariam significativos e indesejados erros nas leituras. Dessa forma, obteve-se os dispositivos de medição LSN45 (figura 3.43) da Oval Corporation para estas medições. Trata-se de medidores de deslocamento positivo para a medição de taxas de fluxo muito pequenas. Operam com uma tensão de alimentação de 12 a 24 Vdc,  $\pm 10\%$ , apresentam uma exatidão de  $\pm 1\%$  da leitura, temperatura nominal de operação entre  $-20^{\circ}\text{C}$  e  $80^{\circ}\text{C}$ , uma vazão máxima de 500 l/h e resolução de um pulso elétrico (0-5Vdc) para cada 10ml.

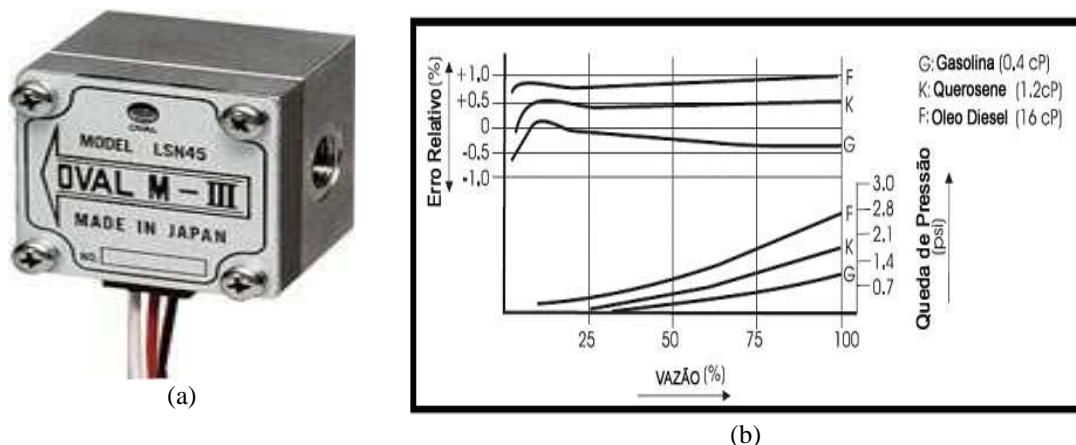


Figura 3.43 – Medidor de consumo de combustível usado (a) e representação de algumas características técnicas (b). Adaptado de Techmeter 2009.

A diferença entre o total de pulsos observados nas linhas de alimentação e de retorno de diesel do trator estabelece o volume de combustível consumido durante cada etapa do teste (considerando 10 ml/pulso). A razão entre esta diferença e o tempo total do ensaio determina a taxa de consumo médio de combustível.

Considerando-se  $\pm 2$  pulsos de incerteza na determinação do volume de combustível deslocado na tubulação de alimentação e de  $\pm 2$  pulsos na tubulação de retorno e analisando um caso no qual se obteve 1004 pulsos na tubulação de alimentação e 709 pulsos na tubulação de retorno, fica definida a estimativa do volume de combustível consumido:  $2950 \pm 20$  ml.

Ressalta-se que na determinação do consumo específico de combustível considera-se a massa de combustível consumido. Portanto, para a obtenção de resultados mais significativos tecnicamente deve ser realizada a medição da temperatura do combustível. Em função desta temperatura, deve-se aplicar as correções necessárias para o valor da densidade e consequentemente da massa de combustível consumida ao longo do experimento.



Para os ensaios de campo foram mantidas as medições de todas as outras grandezas necessárias para os ensaios em laboratório, assim como as tolerâncias impostas pela norma. Para a determinação do torque e da potência também devem ser observadas a influência das variáveis ambientais.

Nos testes de laboratório foi adotada uma taxa de amostragem de 1S/s (uma amostra por segundo). Entretanto, nos casos estudados no campo, utilizou-se uma taxa de 10 S/s. Isso se deve ao fato da mudança de princípio de funcionamento na medição de consumo de combustível, além de contemplar um aspecto mais dinâmico às demais medições.

Embora no projeto de experimento previsto inicialmente para esta etapa do trabalho previsse avaliar uma série de diferentes operações e condições de trabalho, as diferentes limitações encontradas inviabilizaram a execução de grande parte dos ensaios inicialmente delineados. O projeto detalhado deste trabalho previa a necessidade logística de transporte do trator até o laboratório, onde os ensaios implementados em dinamômetro estabeleceram caracterização de desempenho do trator. Nesta oportunidade, tanto a instrumentação usada comumente para este tipo de ensaios, quanto aquela adotada para os testes de campo, foram aplicadas. Seguindo a logística planejada, o trator seria levado à Estação Experimental da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, onde estariam disponíveis diversos tipos de implementos agrícolas, assim como os respectivos lotes necessários. No entanto, o planejamento do projeto do experimento mostrou-se frágil, uma vez que não fora previsto quaisquer alternativas caso alguma falha viesse a ocorrer. A incapacidade de controle sobre um conjunto de fatores que vieram a ocorrer e que não haviam sido considerados no planejamento poderia ter inviabilizado a realização dos testes de campo. Cabe ressaltar que todos os tratores utilizados neste trabalho foram obtidos por meio de empréstimo, e que na maioria dos casos o período mostrava-se rigidamente pré-estabelecido, o que por fatores externos e aleatórios ao projeto, acabou inviabilizando a realização dos ensaios previstos.

Diante de uma realidade que permitia utilizar apenas uma grade niveladora pesada em uma única área de testes, buscou-se estabelecer novos critérios para os testes de campo. A tabela 3.2 fornece informações nominais sobre este tipo de implemento agrícola e desta forma estabeleceu-se que os testes deveriam ser realizados em diferentes velocidades, compreendidas entre 5,5 e 10 km.h<sup>-1</sup>, mais usuais para este tipo de equipamento.

Tabela 3.2 - Valores típicos de eficiência e velocidade operacional de algumas operações agrícolas. Adaptada de ASAE (1984).

Operação	Eficiência de campo [%]	Velocidade [km/h]
Aração (discos e aivecas)	70-90	5,0-10,0
<b>Gradagem pesada</b>	<b>70-90</b>	<b>5,5-10,0</b>
Escarificação	70-90	6,5-10,5
Gradagem leve	70-90	5,0-10,0
Grade vibratória	70-90	5,0-10,0
Enxada rotativa	70-90	2,0-7,0
Semeadura direta	50-75	3,5-6,5
Semeadura	65-85	4,0-10,0
Colheita	65-80	3,0-6,5
Distribuidor a lanço	60-70	5,0-8,0
Pulverizador de barra	50-80	5,0-11,0

Um conjunto composto por um trator JD 7515 tracionando uma grade niveladora pesada Semeato contendo 24 discos de 20 polegadas (figura 3.44) foi usado para os experimentos de campo.



Figura 3.44 - Visão geral da grade niveladora usada.

No manual do fabricante encontra-se o gráfico da figura 3.45 que estabelece valores teóricos para velocidade de deslocamento do trator em relação às diferentes relações de transmissão disponíveis. Com base nessas informações foram escolhidas as relações denominadas C1, B4 e C2. Desse modo é possível obter valores para velocidades de deslocamento compreendidos entre 7 e 10 km.h<sup>-1</sup> e coerentemente contidos entre os valores limite impostos na faixa nominal estabelecida anteriormente.

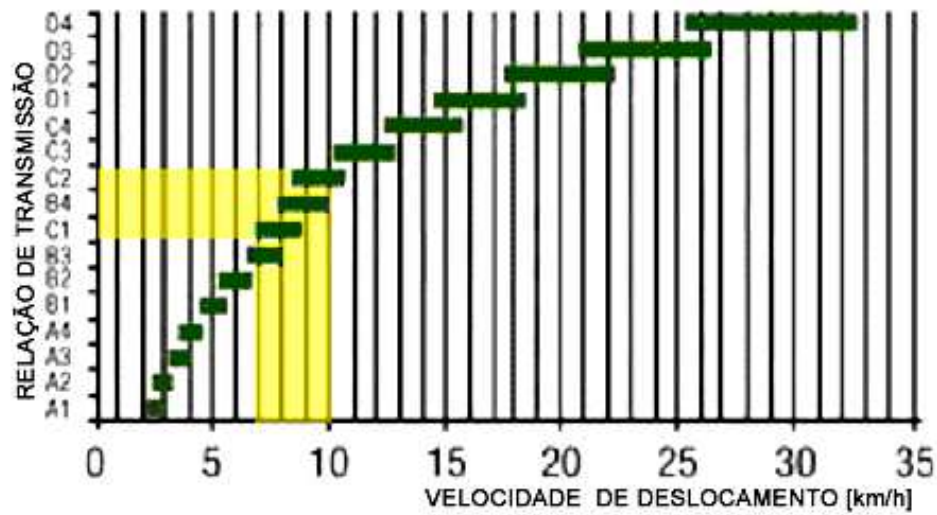


Figura 3.45 - Representação da velocidade de deslocamento teórica do trator JD 7515 em função das relação de transmissão (marcha) adotada.

Para cada uma das diferentes relações de transmissão, os regimes de trabalho impostos empregam três valores nominais para a rotação do motor. Com estas diversas situações, julgam-se possível determinar diferenças de desempenho do conjunto em relação ao consumo de combustível e demanda de potência.

## **4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES**

Simulando um procedimento de compra de um produto, foi realizada uma busca por informações técnicas contidas nos catálogos comerciais (impressos ou eletrônicos) dos fabricantes referentes a cada um dos modelos de trator testados. Nesta pesquisa, foi possível constatar as mais diversas formas de apresentar características nominais destes veículos. Quando presentes, as informações pertinentes foram usadas para estabelecer comparações entre estes dados e os respectivos resultados obtidos nos ensaios realizados. Cabe ressaltar que, por meio dessa comparação, foi possível considerar os resultados experimentais como tecnicamente compatíveis com as especificações encontradas. Esta validação atribuída ao sistema proposto traduz, em termos práticos, que o procedimento experimental permite obter estimativas confiáveis para as grandezas envolvidas. Ou ainda, que o grau de confiabilidade associado aos mesmos pode ser considerado compatível com as limitações técnicas esperadas para os testes de laboratório.

### **4.1 Ensaio de laboratório**

O conjunto de tratores testados teve uma amostra retirada aleatoriamente, permitindo exemplificar algumas comparações entre suas características técnicas e os respectivos resultados experimentais. Além disso, as distintas formas adotadas para a apresentação dos resultados formam a série de exemplos que segue.

O primeiro conjunto de ensaios realizado em laboratório utilizando o banco dinamométrico e o sistema de medição, já descritos, estabeleceu resultados para um trator John Deere modelo JD6615. As características nominais descrevem um motor ciclo diesel com capacidade volumétrica de 6,8 litros, composto por seis cilindros, turboalimentado. Apresentando uma rotação de potência máxima de 2300 RPM e potência nominal de 89 kW (65kW), o motor desenvolve um torque máximo de 477Nm a 1400 RPM. A potência nominal na TDP é de 76 kW (56kW) à rotação nominal do motor de 2150 RPM e corresponde a uma rotação nominal de 540 RPM na TDP. A representação dos valores potência e torque (não corrigidos) determinados pelo ensaio nos diferentes valores de rotação do motor encontra-se na figura 4.1.

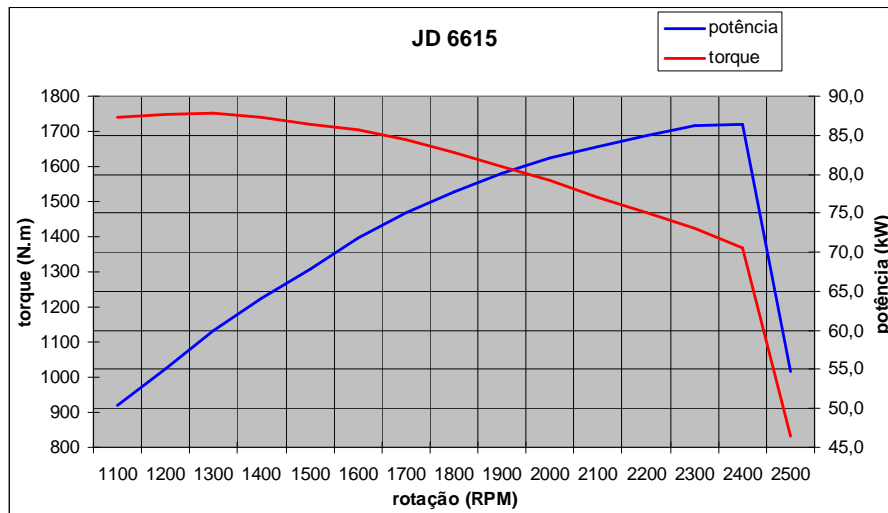


Figura 4.1 - Representação dos resultados obtidos no ensaio do trator JD6615.

Este trator, que já apresentava mais de 500 horas de uso, foi previamente submetido a ensaios no dinamômetro do fabricante seguindo as mesmas condições adotadas pela norma. A comparação entre os dados encontrados nos dois procedimentos de teste se mostrou tecnicamente coerente.

Outros testes foram realizados em um trator Valtra modelo BM100 equipado com um motor de quatro cilindros com deslocamento volumétrico de 4,4 litros. Turbo alimentado, e indicando 854 horas de uso, o motor se caracteriza por apresentar injeção direta de diesel realizada por meio de uma bomba rotativa e permite obter nominalmente uma potência de 73,5kW (100 CV) e um torque de 390 Nm. Na tomada de potência dispõe uma potência nominal de 68kW (92CV. O registro da figura 4.2 apresenta os resultados experimentais obtidos.

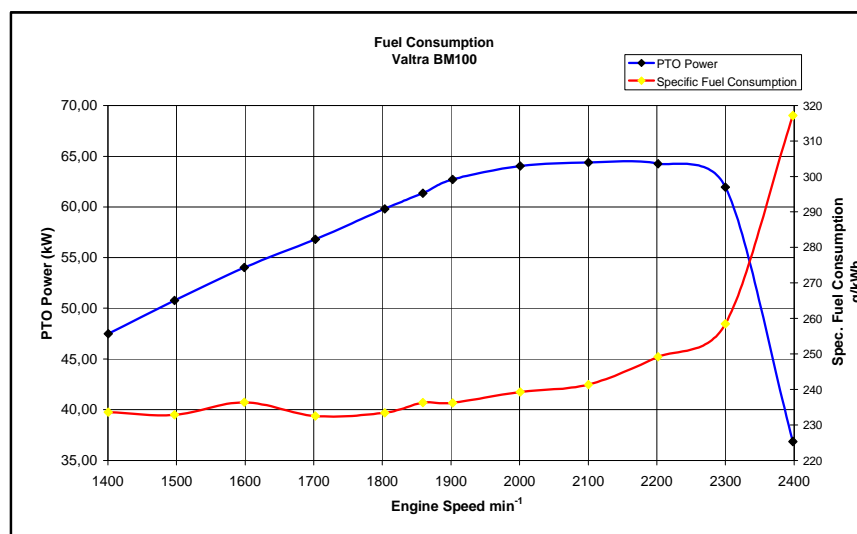


Figura 4.2 - Resultados determinados na avaliação experimental de um Valtra BM100.

Os resultados obtidos neste teste podem ser considerados como tecnicamente coerentes, mesmo observando uma diferença (aproximadamente 5% inferior) entre o valor nominal da potência na TDP e aquele estabelecido durante o ensaio. Neste caso, é necessário lembrar que o trator já mostrava um bom número de horas trabalhadas. Além disso, não se conhece o perfil do regime de trabalho imposto neste período; tampouco se obteve informações sobre possíveis intervenções de manutenção a ele aplicadas.

O trator New Holland modelo TM180 tem características técnicas nominais que descrevem um motor de seis cilindros com capacidade volumétrica de 6,6 litros em ciclo Diesel turbo alimentado. O horímetro do veículo testado mostrava mais de 600 horas de operação e possui bomba de combustível rotativa e injeção direta de combustível. Desenvolve nominalmente uma potência de 132,4kW (180CV) e um torque de 650Nm no motor. O valor nominal de 120kW (163 CV) presente na TDP apresentou resultados experimentais (figura 4.3) cuja validação técnica assemelha-se ao caso do BM100. Frente a 602,8 horas de trabalho, a diferença próxima a 8% ainda pode ser considerada tecnicamente coerente.

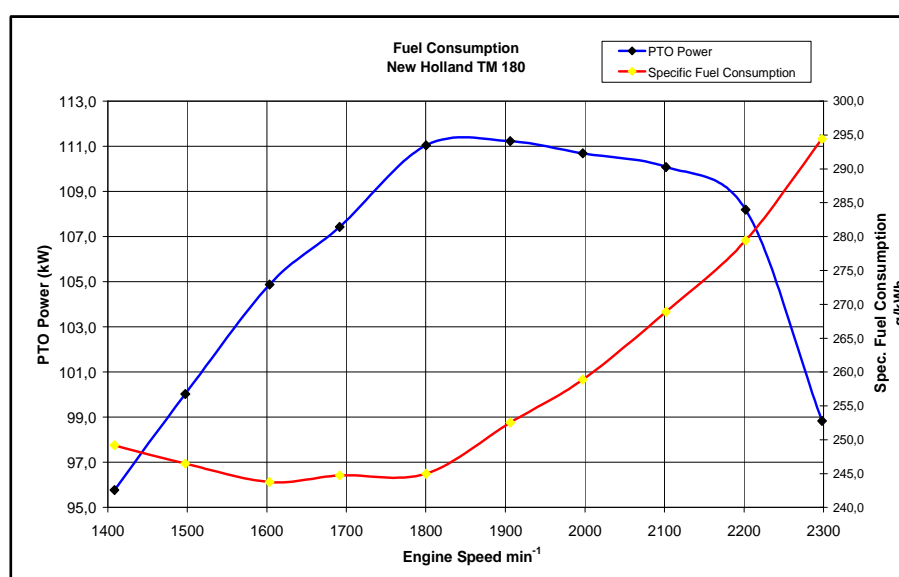


Figura 4.3 - Representação de potência corrigida e do consumo específico do TM 180.

Um BH160 fabricado pela Valtra também foi submetido ao conjunto de ensaios de laboratório. As características técnicas nominais deste trator descrevem um motor de seis cilindros com capacidade volumétrica de 6,6 litros que opera em ciclo Diesel turbo alimentado. O horímetro do veículo testado mostrava pouco mais de 400 horas de operação e apresenta uma bomba de combustível rotativa para a injeção direta de combustível no motor de 118kW (160 CV) de potência e um torque de 585 Nm em valores nominais. Na tomada de potência os 107kW (145 CV) nominais mostraram-se ligeiramente superiores aos 109kW

(148 CV) determinados experimentalmente. No entanto esta variação na ordem de 2% também não invalida os resultados obtidos. Neste caso o que mais chama a atenção na figura 4.4 é a oscilação presente nos indicadores do consumo específico de combustível. Uma investigação realizada demonstrou que é necessário respeitar um tempo mínimo para que o sistema se estabilize termicamente. Desta forma, encerrado o período de uma etapa do ensaio, mesmo que o novo regime requerido se estabilize em termos de rotação e carregamento, faz-se necessário esperar pela estabilidade térmica do motor frente a nova condição para só então iniciar as respectivas medições.

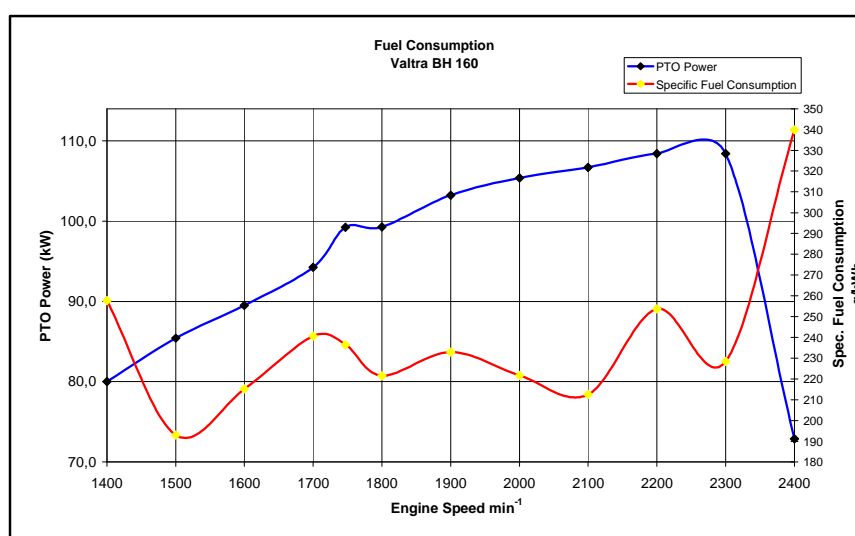


Figura 4.4 - Resultados de potência e consumo específico de combustível para o BH160.

Um motor Perkins com capacidade volumétrica nominal de 6 litros composto por seis cilindros que funciona em ciclo Diesel com aspiração natural equipa o trator Massey Ferguson modelo MF 297 também foi testado neste trabalho. Apresentando valores nominais de 88,3 kW (120CV) de potência e 451Nm de torque no motor, na TDP o valor esperado é de 81 kW (110CV). Constatada uma discrepância na ordem de 9% entre o valor esperado e o obtido experimentalmente para este último dado característico, mostra-se necessário lembrar que o veículo apresentava um horímetro indicando mais de 4000 horas de funcionamento. Por este motivo, também é possível validar os resultados a ele atribuídos durante o ensaio e representados parcialmente na figura 4.5.

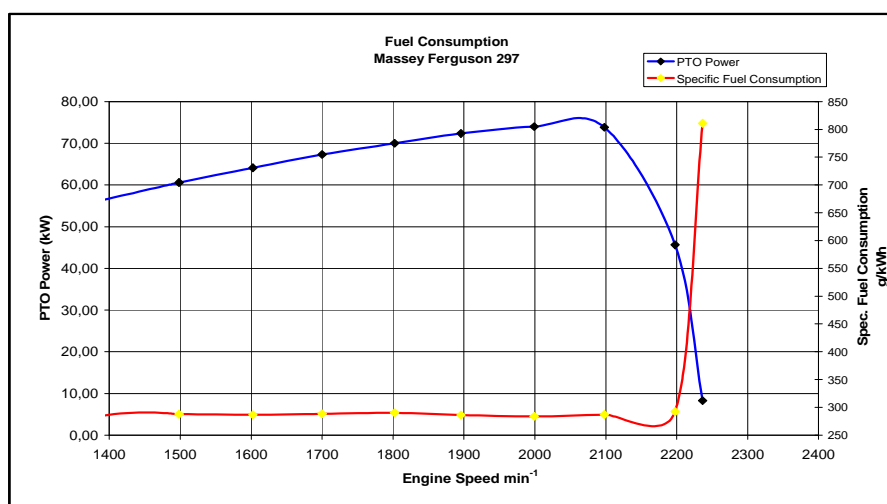


Figura 4.5 - Resultados experimentais referentes ao trator MF297.

Também equipado com um motor de capacidade volumétrica nominal de 6 litros e composto por seis cilindros ciclo Diesel, porém dispendo de um turbo compressor, o trator Massey Ferguson modelo MF 299 testado apresenta valores nominais de 95,6 kW (130CV) de potência e 510 Nm de torque no motor e na TDP a potência nominal é de 87,5 kW (119CV). Indicando 769,8 horas de trabalho, nos ensaios de laboratório apresentou uma potência 10% superior ao valor nominal da TDP. Neste caso, contando com o desgaste das horas trabalhadas, o normal seria encontrar um valor inferior ao nominal. No entanto, acredita-se que alguns resultados deste teste experimental (a exemplo da figura 4.6) se devem a provável alteração na regulagem da bomba de combustível.

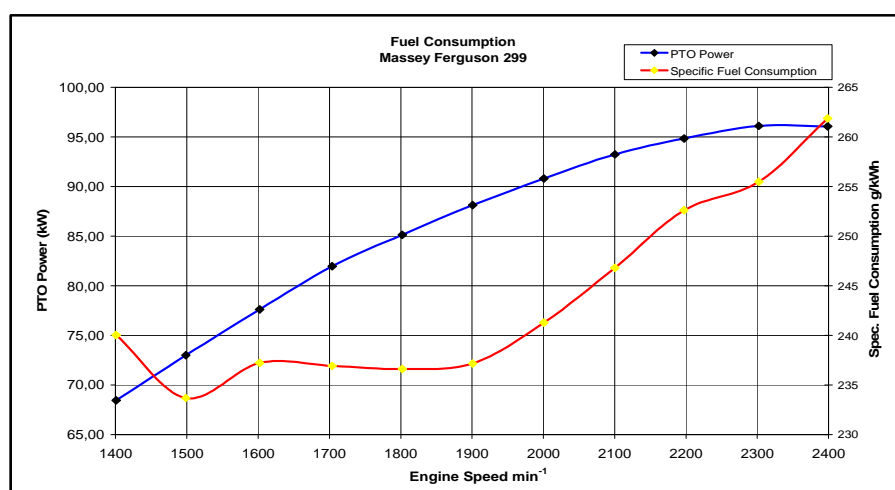


Figura 4.6 - Curvas resultantes dos ensaios com o trator MF299.

Durante esta fase do trabalho, foram necessárias uma série de intervenções de manutenção em diversos tratores, antes que se realizassem os testes. Além da troca do óleo lubrificante do motor, que muitas vezes encontrava-se visivelmente abaixo dos níveis



recomendados pelos fabricantes, ou mesmo com características físicas alteradas, seguidamente fez-se necessário realizar a manutenção nos filtros de ar, como ilustra a figura 4.7.



Figura 4.7 - a) Presença de poeira nos filtros de ar do motor ; b) Limpeza dos filtro de ar.

Tratando-se de tratores usados, além de verificar os filtros de ar, antes de começar qualquer ensaio foi necessário conferir o nível do líquido de arrefecimento, do lubrificante da transmissão e do motor, além de avaliar as condições dos filtros de combustível. A figura 4.8 ilustra como encontravam-se os filtros de combustível e decantadores de um determinado trator: acumulo de poeira, oxidações e outros materiais sólidos mostravam-se presentes. Como se observou a necessidade de manutenção na grande maioria dos tratores usados neste trabalho, pode-se entender que grande parte dos veículos não recebe a manutenção recomendada. Neste sentido, vale relatar que um destes, quando submetido aos ensaios, apresentou 30% da magnitude esperada para a potência, fato que reforça a tese, pois o mesmo indicava pouco mais de 800 horas trabalhadas.



Figura 4.8 - Presença de materiais sólidos nos filtros de combustível de alguns modelos.

Outra condição encontrada em alguns exemplares levados a teste que também merece destaque é apresentada na figura 4.9 e diz respeito a má qualidade do combustível neles

encontrado. Nestes casos, o laboratorista deve dispensar especial atenção quanto à manutenção necessária antes da implantação dos testes.



Figura 4.9 – Registro do diesel encontrado no tanque de combustível de um trator.

O trator MF292 tem um motor de quatro cilindros turbo alimentados com volume nominal de deslocamento de 4,1 litros. Desenvolve uma potência nominal no motor de 77,3 kW (105CV) e um torque máximo de 402 Nm. Segundo informações do fabricante, a tomada de potência dispõe de 70,6 kW (96CV). O trator foi testado após trabalhar 3986 horas e apresentou uma potência máxima na TDP de 74kW (101CV) como ilustra a figura 4.10.

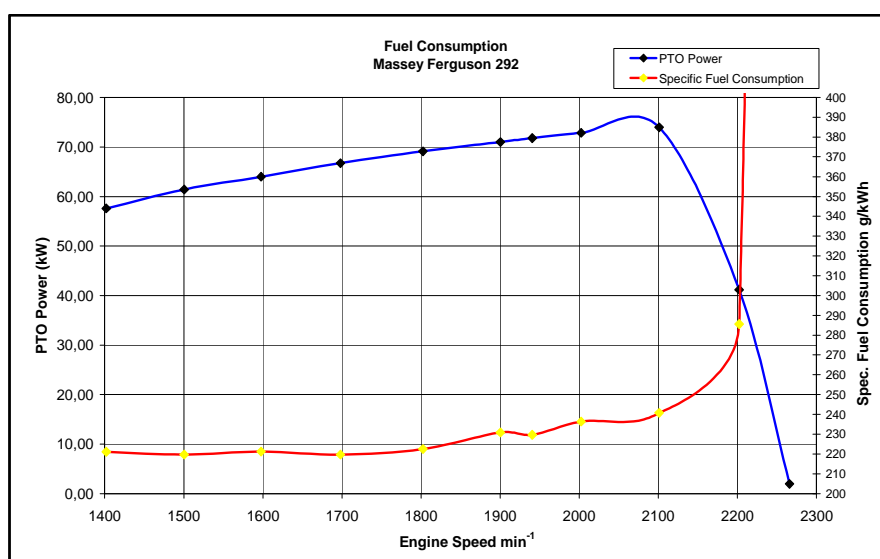


Figura 4.10 - Representação de resultados obtidos para o MF292.

Fabricado pela New Holland, o trator modelo TM150 recebe uma motorização composta por seis cilindros turbo alimentados. Uma bomba rotativa permite obter a pressão necessária para a injeção direta do combustível na câmara de combustão por meio das válvulas injetoras. Desta forma o motor de combustão interna ciclo diesel desenvolve a potência nominal de 110kW (149 CV) e conjugado de 649 Nm. O valor 1608,7 apresentado

pelo horímetro representa o total de horas trabalhadas antes dos testes que apresentaram resultados que podem ser vistos na figura 4.11.

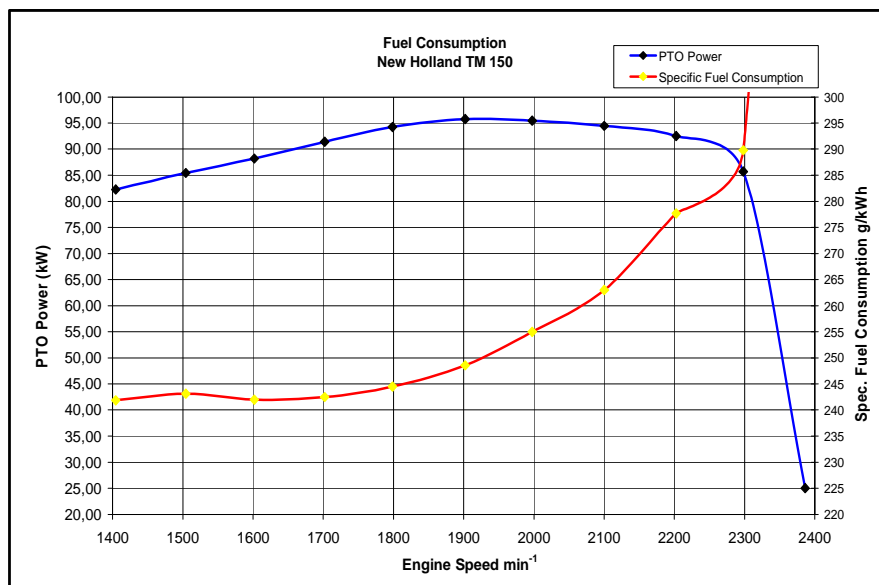


Figura 4.11 - Representação dos resultados seguindo solicitações da *Code 2*.

O modelo NH 7630 da New Holland apresenta um motor composto por quatro cilindros que dividem uma capacidade volumétrica total de 4,5 litros. Turbo alimentado, o motor dispõe de 78kW (106 CV) a uma rotação de 2200 RPM e um torque nominal de 430Nm. Os registros do consumo específico de combustível (CEC) e da potência determinados experimentalmente para este trator são apresentados na figura 4.12.

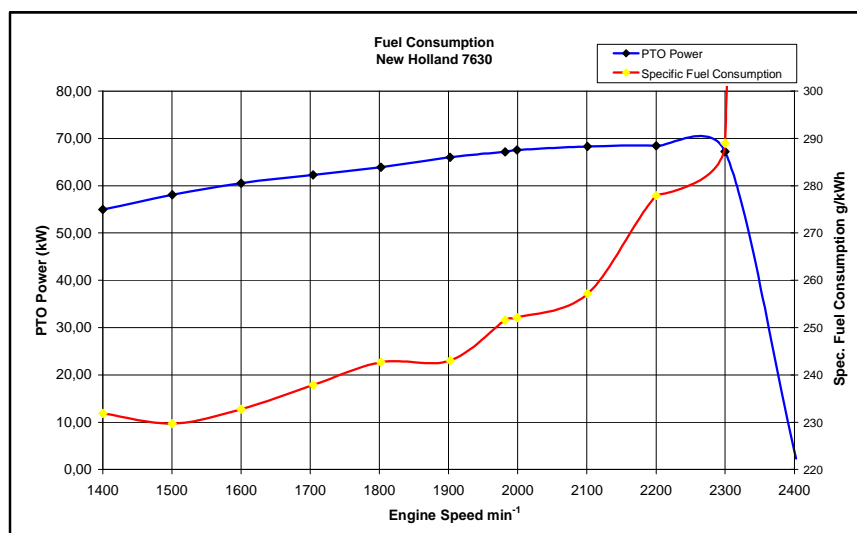


Figura 4.12 - Registros de potência corrigida e CEC do trator NH7650.

Os resultados apresentados na figura 4.13 dizem respeito ao modelo NH8030 fabricado pela New Holland indicava 3154,7 horas trabalhadas antes da realização dos testes.

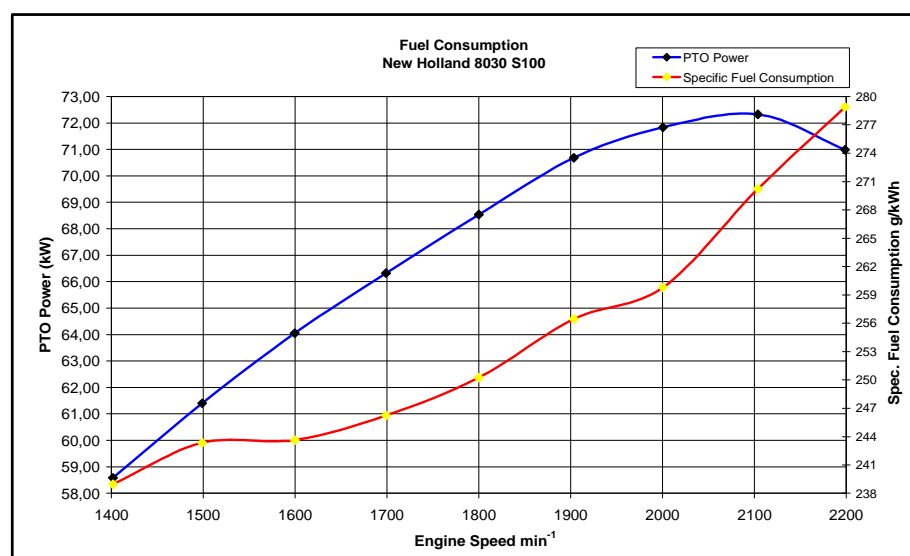


Figura 4.13 - Resultados de ensaios no NH8030 número de série S41473.

Valores de 103 kW (140CV) na rotação nominal de 2100RPM e de 610 N.m caracterizam o motor de seis cilindros encontrado no modelo JD7715 da John Deere. O turbo compressor que alimenta seus 6,8 litros de capacidade volumétrica permite desenvolver uma potência de 88kW (120CV) na TDP quando o motor se encontra em sua rotação nominal. A figura 4.14 apresenta os resultados, para o qual o horímetro indicava um total de 597,6 horas de funcionamento .

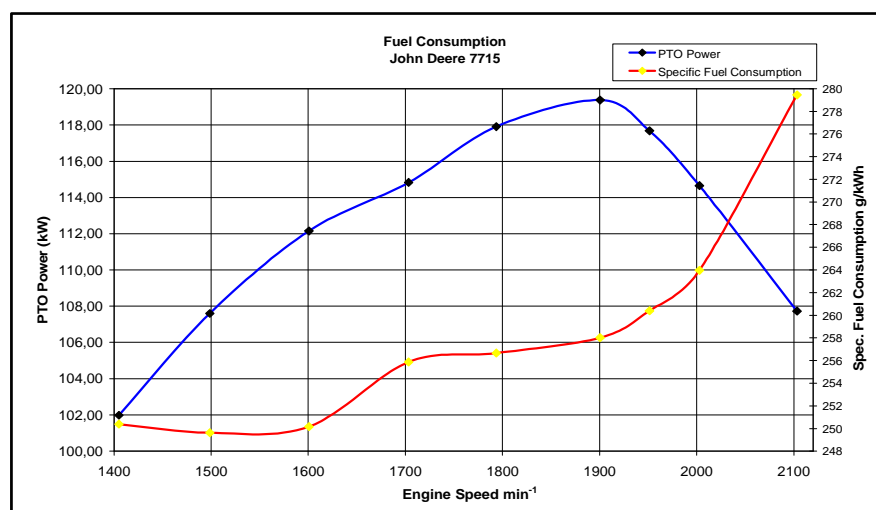


Figura 4.14 - Desempenho de um trator John Deere 7715.

Os modelos 5303 e 5403 da John Deere diferem basicamente pelo fato do primeiro apresentar um motor com aspiração natural, enquanto que o segundo a alimentação de ar do motor auxiliada por um turbo compressor. Equipados com motores de 2,9 litros formados por três cilindros, indicam o mesmo valor de 2400 RPM para a rotação na qual se desenvolvem as magnitudes máximas de potência que são respectivamente 42 kW (57CV) e 48 kW (65CV). O

trator 5303 com apenas quatro horas de uso foi submetido ao procedimento experimental que estabeleceu os resultados expostos pela figura 4.15 onde se observa um valor máximo de potência corrigida na TDP que se aproxima dos 35 kW (48CV) descritos nominalmente.

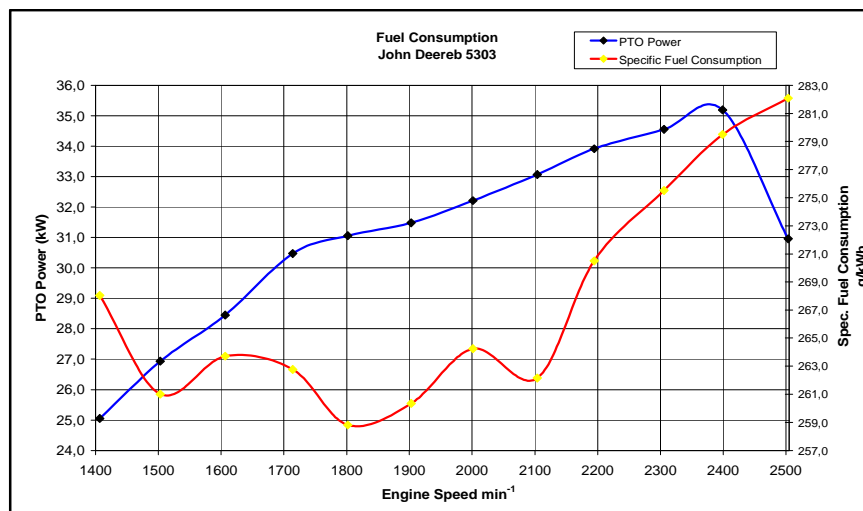


Figura 4.15 - Trator com quatro horas de funcionamento: considerando a incerteza do procedimento experimental os resultados mostram-se compatíveis com o valor nominal: 35 kW.

Já no modelo 5403 com 5,2 horas de uso, o valor máximo da potência corrigida presente na TDP encontrado na medição (figura 4.16) apresentou-se cerca de 2% inferior ao nominal, 48 kW (65CV).

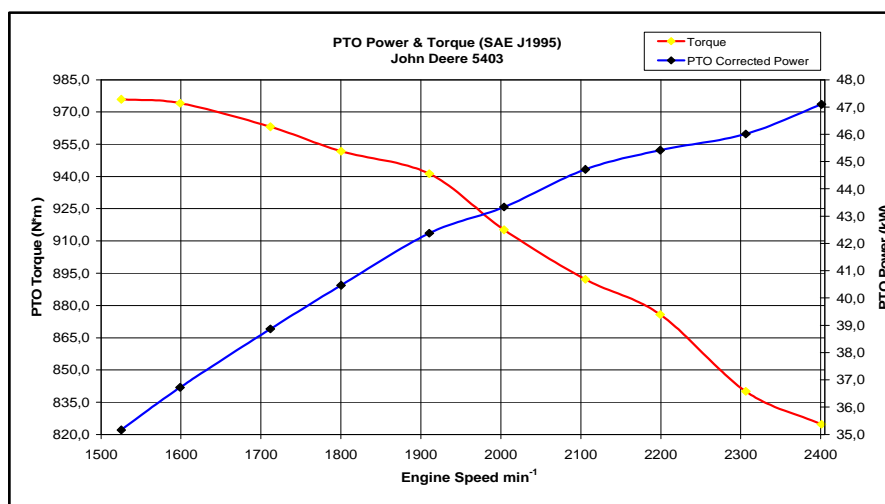


Figura 4.16 - Representação das curvas obtidas para a potência corrigida e para o torque presente na TDP.

Este tipo de representação gráfica, contendo os valores de potência e torque em função da rotação do motor também é parte integrante do relatório de resultados solicitado pela *OECD Code 2*.

São especificações técnicas do trator John Deere 7815:

- \* Potência do motor na rotação nominal: 149 kW (202 CV);
- \* Potência da TDP na rotação nominal do motor: 123 kW (167 CV);
- \* Rotação do torque máximo do motor: 1400 RPM;
- \* Torque máximo do motor: 918 Nm;
- \* Número de cilindros do motor: 6;
- \* Cilindrada (capacidade cúbica do motor): 6,8 l;
- \* Aspiração (forma de alimentação do combustível): Turbo alimentado com intercooler;
- \* Sistema de injeção de combustível: Bomba injetora com governador eletrônico;

Tendo funcionamento registrado de apenas 3,8 horas, o exemplar foi submetido a sistemática de teste para a caracterização de seu desempenho. O modelo que agrega um pacote tecnológico diferenciado permite que sejam feitas alterações das características técnicas do motor por meio de uma simples reprogramação do sistema de controle responsável pela injeção de combustível. Neste caso especial, a programação do controlador eletrônico do motor recebeu intencionalmente algumas mudanças em seus parâmetros. Desta forma, de antemão mostrava-se possível constatar diferenças entre os resultados de laboratório (representados na figura 4.17) e as especificações técnicas nominais do modelo.

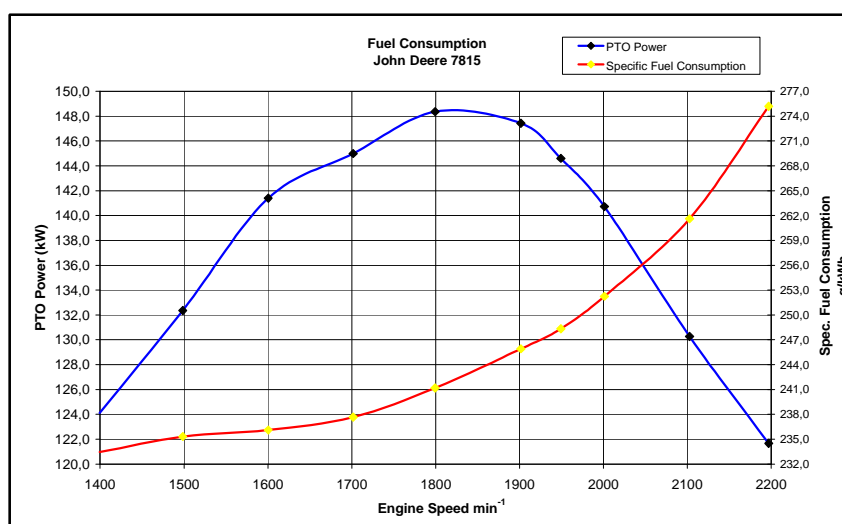


Figura 4.17 - Curvas estabelecidas para um JD7815 com desempenho alterado.

A figura 4.18 ilustra um trator do fabricante John Deere modelo 7715 equipado com o motor que apresentava 600,1 horas de funcionamento antes de ser submetido às diferentes condições de funcionamento previstas no procedimento experimental desenvolvido.





Figura 4.18 - Trator John Deere modelo 7715 utilizado para ensaios de laboratório.

Os resultados representados na figura 4.19 formam um último tipo de gráfico presente no relatório de resultados obtido automaticamente no sistema implantado e que permite visualizar os valores corrigidos de torque e a potência observada em função da rotação do motor.

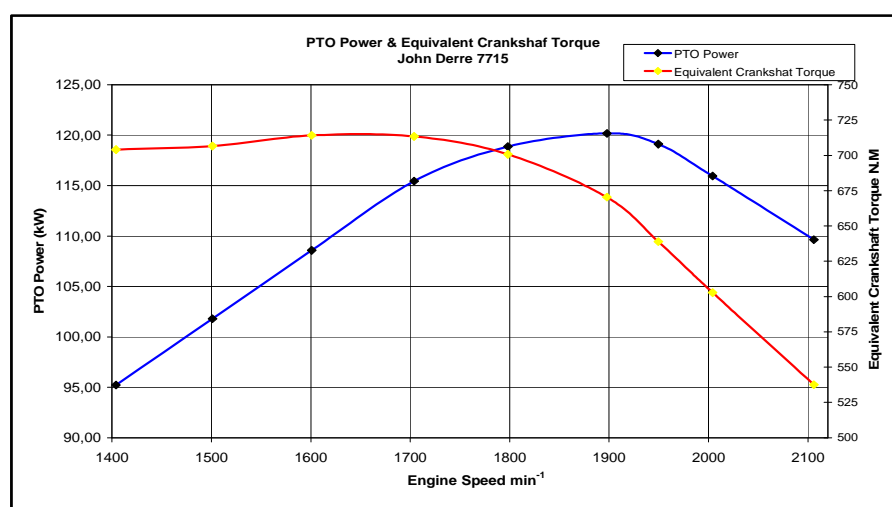


Figura 4.19 - Representação de alguns resultados obtidos no ensaio para avaliar o desempenho de um trator JD7715.

Valores de potência encontrados para os diferentes veículos ensaiados foram agrupados na representação da figura 4.20. Nos ensaios foi utilizado o diesel comercial B2 (2% de biodiesel) como combustível, exceto nos tratores TR4 e TR9 que foram testados com diesel puro. Esses tratores apresentam as mais variadas características técnicas, e por este motivo, não faz sentido comparar os resultados.

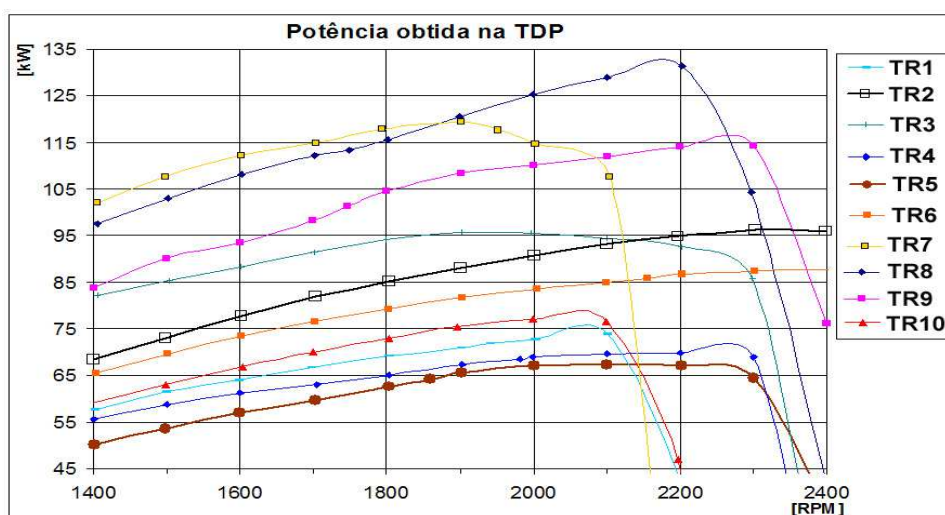


Figura 4.20 - Resultados dos ensaios: potências observadas em laboratório.

Os valores de consumo específico de combustível determinados para alguns dos tratores testados foram agrupados graficamente na figura 4.21. Deve ser dispensada uma atenção especial a curva em vermelho que representa valores consideravelmente superiores aos demais. Refere-se ao trator TR10, único caso de motor aspirado. A hipótese de tratores equipados com motores aspirados apresentarem maior consumo específico de combustível em relação àqueles turbo alimentados pode ser avaliada quando outros modelos com a mesma característica venham a ser testados.

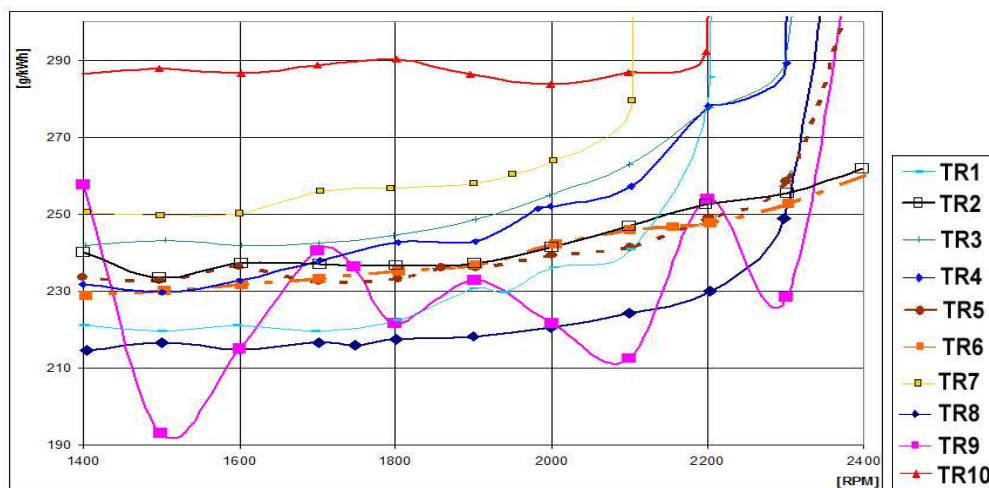


Figura 4.21 - Consumo específico de combustível observado nos tratores testados.

A média do consumo específico de combustível para os tratores equipados com motores turbinados alimentados com B2 é apresentada na figura 4.22. Contendo também os dados individuais de diferentes modelos, é possível comparar os dados e verificar a dispersão dos resultados.



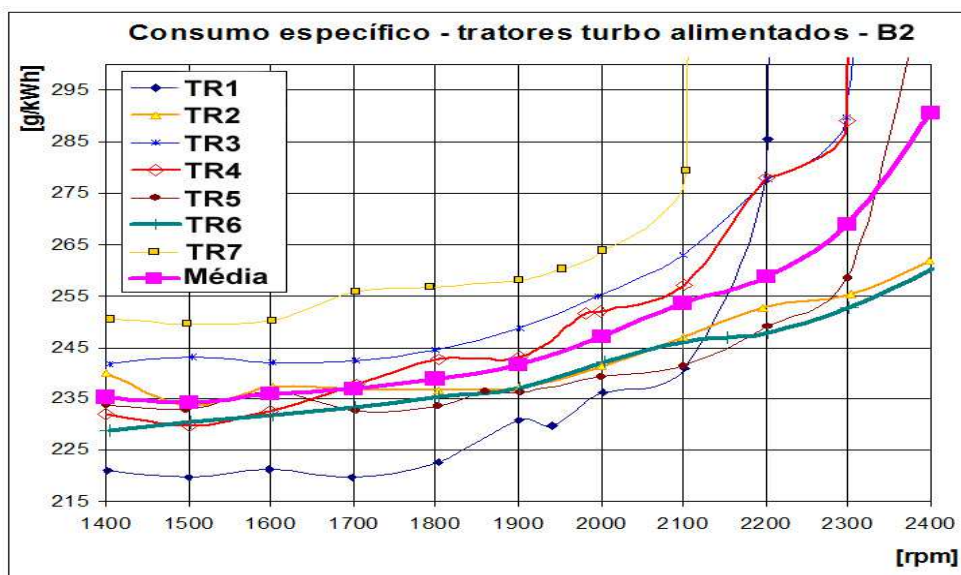


Figura 4.22 – CEC de Tratores turbinados usando mistura de combustível B2.

#### 4.2 Ensaio no campo

Como o equipamento de medição usado para os testes de campo seria o mesmo usado em laboratório, assim como grande parte dos sensores seriam os mesmos, também o bastidor de alojamento e conexão deste sistema foi levado a campo e fixado no trator, como ilustra a figura 4.23.

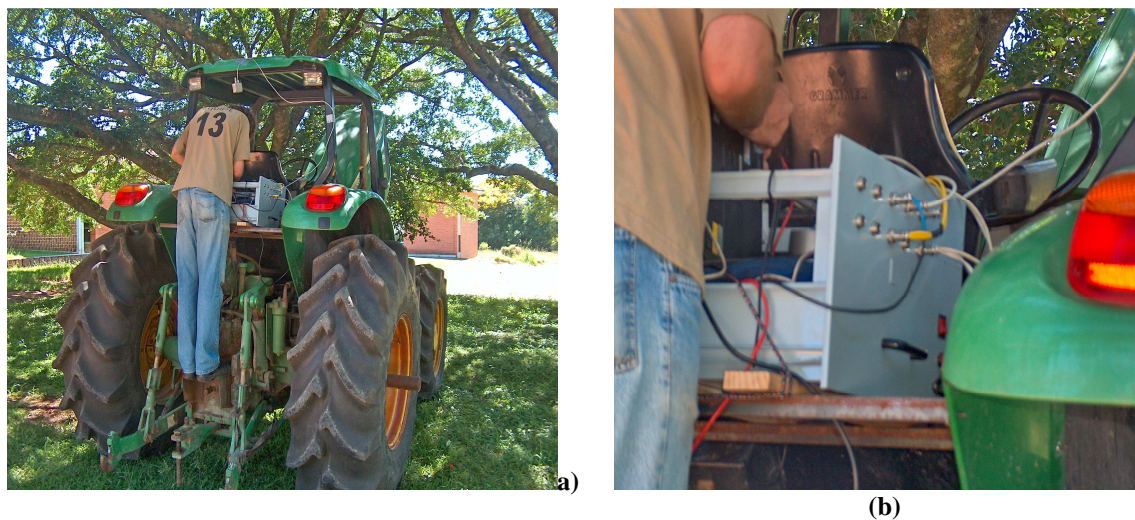


Figura 4.23 – Visão geral (a) e detalhada (b) da fixação do equipamento de medição.

Estes ensaios foram realizados na Estação Experimental Agrônômica (EEA) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, que fica localizada entre os municípios Arroio dos Ratos e Eldorado do Sul, como mostra a figura 4.24.

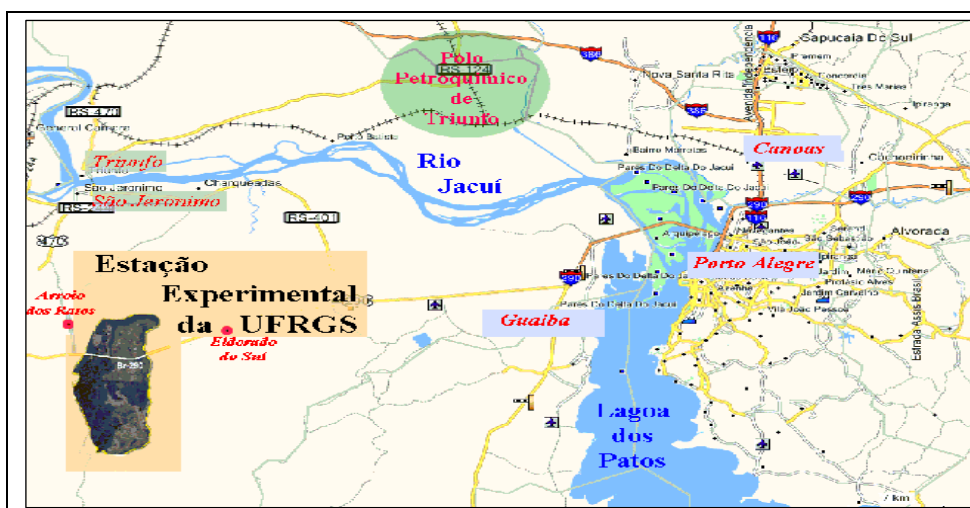


Figura 4.24 – Localização da Estação Experimental da UFRGS.

A EEA tem sua área territorial separada em duas frações pela BR 290. O lote utilizado nos teste de campo se encontra na parte norte (figura 4.25) e apresenta uma área aproximada de 3,3ha na geo-referência  $30^{\circ}05'13''S$ ;  $51^{\circ}40'48''N$ . A parcela mostrava cobertura vegetal e desnível próximo a dois metros entre os pontos de maior e menor altitude. O solo arenoso (composto com argila) também possui diferentes índices de umidade ao longo de sua extensão e variações no seu relevo.



Figura 4.25 – Localização do lote usado para testes de campo.

Antes de ser levado a campo, o trator JD7515 passou pelo procedimento experimental em laboratório, embora equipado também com o dispositivo de medição destinado para campo. Desta forma, foi possível registrar uma série de outras características não vistas anteriormente, como por exemplo diferentes valores de potência presentes no eixo cardan (saída do motor) e na Tomada de

potência (figura 4.26), permitindo uma avaliação da perda de potência na transmissão (na ordem de 5 à 15 %).

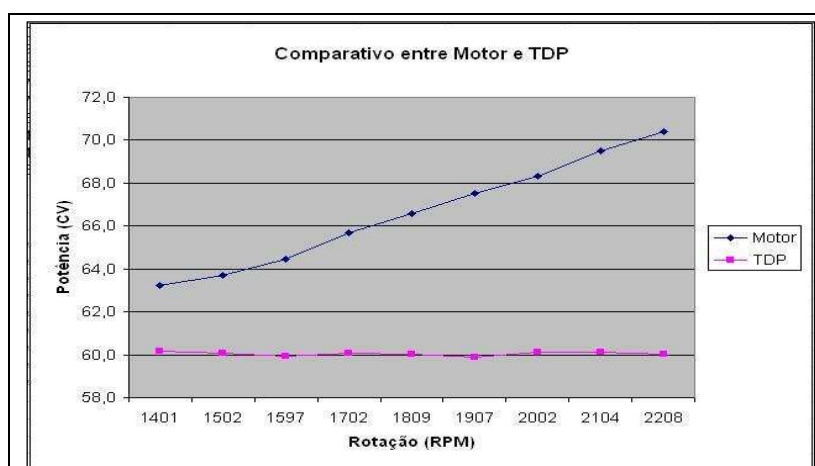


Figura 4.26 – Comparativo de níveis de potência obtido em laboratório.

Para facilitar a análise dos resultados, os valores máximos para a potência média demandada foram usados para normalizar o gráfico da figura 4.27, assim como para o volume de combustíveis consumido foram obtidos na rotação de 2100 RPM e relação de transmissão C2. Estes foram usados para normalizar as grandezas. A figura 4.27 mostra os valores relativos das variáveis nas três relações de transmissão (C1, B4 e C2) usadas em três distintos regimes nominais de rotação (1700, 1900 e 2100 RPM) para o trator JD 7715 utilizado.

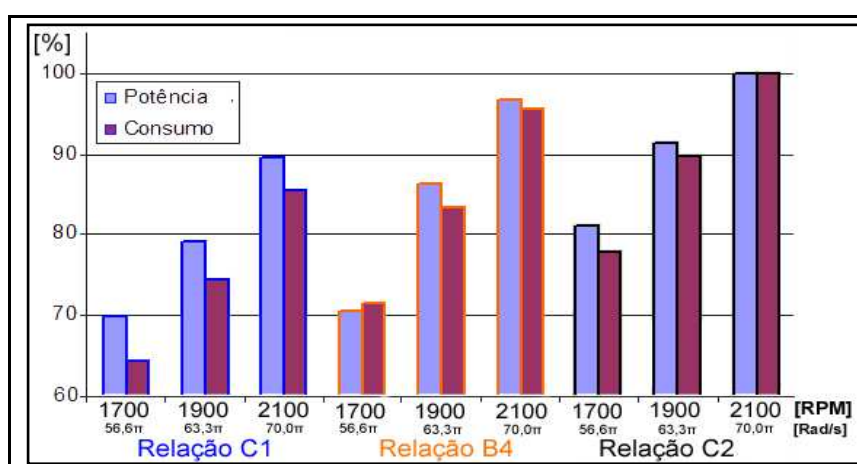


Figura 4.27 - Resultados dos testes de campo com o trator JD 7515.

Um aparelho de GPS modelo Vista C da *Garmin* garantiu os registros do posicionamento global do trator durante os testes. Na intenção de determinar não só o posicionamento instantâneo do trator, como também de estabelecer uma medição de velocidade média em cada condição de teste, o equipamento mostrou pouca resolução e/ou

precisão nas condições encontradas. De qualquer forma, merece registro a perceptível diferença, sob ponto de vista agrônômico, na qualidade do trabalho realizado em cada regime de trabalho e a consequente necessidade de também contemplar a ponderação destes resultados num futuro trabalho.

Os resultados médios do CEC apresentados na figura 4.28 mostram diferenças entre os diversos regimes empregados. Porém, é necessário também estimar a capacidade operacional em cada uma destas situações, que só pode ser obtida uma vez conhecida a velocidade real de deslocamento. Desta forma ainda se obtém os estimadores para os respectivos índices de patinação.

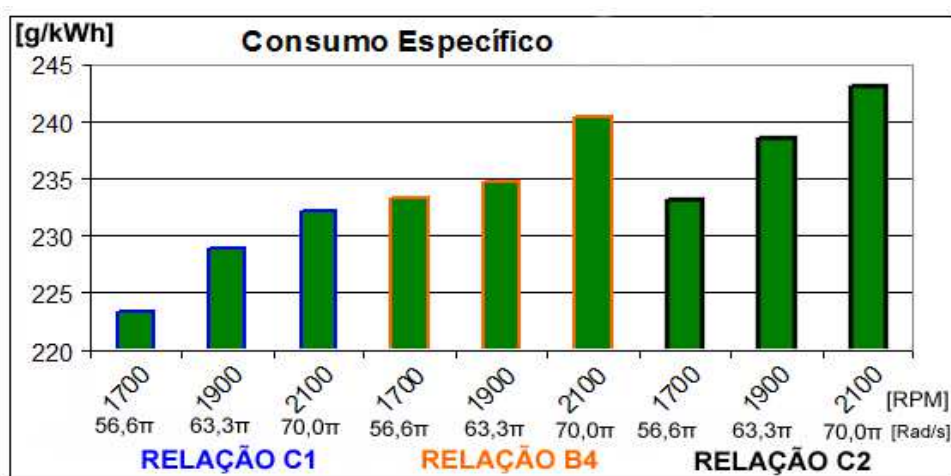


Figura 4.28 – Consumo específico de combustível médio nos diferentes regimes de trabalho.

Os valores percentuais calculados a partir da razão entre a velocidade média determinada experimentalmente e o respectivo valor teórico encontram-se na tabela 4.1. Essa média computa o módulo da velocidade de deslocamento retilíneo e (supostamente) constante, como também o módulo da velocidade nas manobras necessárias para fazer cumprir a área do teste imposto.

Tabela 4.1 – Relação dos valores de velocidade teóricos e médias encontradas em campo.

Rotação [RPM]	Velocidade na relação de transmissão [km/h]								
	C1			B4			C2		
	Teórica	Média	%	Teórica	Média	%	Teórica	Média	%
1700	7,73	5,92	76,6	8,81	6,7	76,2	9,29	7,45	80,2
1900	8,21	5,2	63,3	9,36	6,5	69,4	9,94	6,64	66,8
2100	8,70	5,2	59,3	9,90	6,5	65,5	10,6	6,38	60,2



A observação dos resultados de consumo específico de combustível representados na figura 4.28 permite o entendimento que a melhor condição de uso do trator testado ocorre no menor valor de rotação do motor (1700 RPM), da relação C1. No entanto, nesta avaliação não é levado em conta a capacidade de trabalho resultante de cada situação. Partindo do pressuposto que um determinado implemento agrícola apresenta eficiência constante em qualquer velocidade, a magnitude da capacidade de trabalho é teoricamente proporcional a velocidade de deslocamento. Por outro lado, a força exigida para movimentar a mesma ferramenta em um determinado tipo de solo também apresenta um valor característico na metodologia criada por Bowers (1978). Assim, a potência demandada pelo utensílio agrícola mantém dependência direta com o valor da velocidade empregada. Finalmente, seguindo os artifícios matemáticos adotados, estimou-se um custo relativo para cada circunstância específica, descritos na tabela 4.2, em função do maior valor calculado para a realização da operação agrícola. Cabe evidenciar que nesta análise foram desconsiderados os respectivos índices de patinagem, uma vez que o procedimento experimental implantado na ocasião não permitiu determiná-los de forma eficiente.

Tabela 4.2 – Custo relativo para cada situação testada a campo.

Rotação do motor [RPM]	Relação de transmissão								
	C1			B4			C2		
	Vel. Méd. [km/h]	CEC [g/kWh]	Custo (%)	Vel. Méd. [km/h]	CEC [g/kWh]	Custo (%)	Vel. Méd. [km/h]	CEC [g/kWh]	Custo (%)
1700	5,9	223	76	6,7	233	89	7,5	233	<b>100</b>
1900	5,2	228	<b>68</b>	6,5	235	87	6,6	238	91
2100	5,2	232	<b>69</b>	6,5	241	90	6,4	243	89

Vale lembrar que é possível estimar um valor aproximado para a patinagem considerando a velocidade teórica e a obtida em campo, no entanto deve-se ter ciência da incerteza associada.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os empresários do agronegócio, bem como os demais consumidores, encontram dificuldade para obter informações referentes às características abordadas neste trabalho dos diferentes modelos e fabricantes de tratores. Estas informações não são plenamente encontradas nos catálogos.

É importante lembrar que nesta pesquisa os índices referentes à potência e ao consumo de combustível foram determinados a partir dos ensaios realizados na tomada de força dos tratores. Assim, os valores de consumo específico foram calculados com base nesses dados.

Os dados nominais dos catálogos de fabricantes foram usados para estimar as perdas de alguns modelos de tratores. A tabela 5.1 apresenta a razão entre as potências nominais do motor e os resultados encontrados nas respectivas TDP. Utilizando o consumo específico de combustível obtido em ensaio de laboratório, estimou-se o CEC dos respectivos motores.

Tabela 5.1 – Estimativa do CE a potência nominal do motor de alguns modelos testados.

Trator	Potência Nominal na TDP [kW]	Cons. Especif. Medido na TDP [g/kWh]	Potência Nominal no Motor [kW]	Perda estimada [%]	Cons. Espec. estimado no Motor [g/kWh]
TR2	76,0	263	89,0	14,6	225
TR5	64,5	258,5	73,5	12,2	227
TR8	121,4	230	132,4	8,3	211
TR3	68,4	242	77,9	12,2	212
TR10	73,0	287	88,3	11,1	237

Este comparativo permite estabelecer o valor médio de 222 g/kWh para o consumo específico de combustível médio nestes modelos de tratores, escolhidos aleatoriamente, a fim de obter um parâmetro para este tipo de veículos. Por outro lado, para obter uma visão mais ampla do estado da arte estabelecida procedeu-se outra investigação visando estabelecer a comparação entre a performance dos motores testados e o desempenho de outros semelhantes - ciclo Diesel usados em diferentes aplicações. Nesse sentido, foram pesquisados dados dos fabricantes de veículos para transporte rodoviário a fim de se obter valores nominais de

consumo específico dos respectivos motores. O resultado desta pesquisa encontra-se resumido na tabela 5.2.

Tabela 5.2 – CE médio encontrado nos veículos para transporte rodoviário pesquisados.

Categoria	Potência Nominal [Kw]	CE Nominal [g/kWh]	Produção %
Comerciais leves	90	201	27,5
Caminhões semi-pesados	150	194	24,7
Caminhões extra-pesados	280	190	34,9
Ônibus	155	197	12,9

Uma média ponderada (pelo percentual de produção) entre o CEC das quatro categorias aponta para um valor de 195 g/kWh, quase 15% menor que aquele encontrado nos tratores. Essa diferença deve ocorrer devido à diferença tecnológica aplicada aos motores de cada segmento. As válvulas injetoras de combustível dos motores mais antigos apresentam uma pressão de injeção na ordem de 200 Bar, enquanto nos motores modernos esta pressão ultrapassa o valor de 2000 Bar. Esta diferença estabelece uma combustão mais perfeita determinada por uma injeção de combustível (atomização) mais adequada. Os sistemas de alimentação de diesel controlados eletronicamente substituíram as antigas bombas injetoras em linha. A tecnologia de bomba distribuidora rotativa encontrada em grande parte dos tratores testados estabelece uma tecnologia intermediária.

## **6 CONCLUSÕES**

Por meio da utilização de uma metodologia de projeto foi possível implantar um sistema para realização de teste de desempenho de tratores agrícolas e montar uma base de dados com as respectivas informações técnicas encontradas.

Foram utilizados tratores apresentando entre 4 e 6000 horas de uso. A avaliação dos resultados obtidos nos testes com o dinamômetro, mostraram a confiabilidade da instrumentação e do sistema de aquisição de dados aplicados. Por isso, quando comparados aos dados encontrados nos catálogos dos fabricantes (ou publicados pela universidade de Nebraska), expõem uma compatibilidade técnica aceitável. Esta constatação permite que o sistema seja considerado tecnicamente confiável, estabelecendo a conformidade técnica desejada.

Os resultados encontrados nos testes de campo apontaram características que também permitem validar tecnicamente a instrumentação específica aplicada. A solução tecnológica de medir o torque no eixo cardam indicou eficácia quando aplicada no conjunto trator-implemento. Mesmo que apenas um conjunto tenha sido levado a teste, este mostrou ser possível a avaliação de outros implementos e/ou tratores, induzindo a potencialidade do procedimento. Conhecendo o regime de trabalho do motor e o custo associado, esta metodologia pode ser potencialmente usada para a escolha do pneu adequado, para a otimização da velocidade de trabalho (nas condições de solo e tipos de implementos encontrados), para a avaliação dos índices de patinação e compactação, para a estimativa prévia das relações entre custos de operação e eficiência das máquinas a campo em busca da otimização dessas relações, comparando implementos e/ou conjuntos trator-implemento.

A melhor comparação entre os resultados de campo e de laboratório devem ser estabelecidas a medida que outros conjuntos venha a se somar aos realizados, permitindo que desta forma se encontre a forma mais adequada para estabelecer uma relação eficiente entre estes dados.

### **6.1 - Sugestões para futuros trabalhos**

Para a continuidade do projeto acredita-se que mais tratores, assim como mais implementos devam ser caracterizados. Para maior eficácia do método a campo, é necessário melhor uma caracterização do solo - tipos, condições de compactação, de umidade, etc, assim



como estabelecer um aparato de medição de velocidade de deslocamento. Nos ensaios de laboratório, uma nova configuração do circuito de alimentação e pesagem do combustível (célula de carga com características mais adequada) devem apresentar resultados instantâneos mais apropriados. Outras grandezas, cujas medições demonstraram estar fora da conformidade, devem adotar novos sensores (mais onerosos, provavelmente), caso se deseje obter a homologação do sistema.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRANTES, R. DE; ASSUNÇÃO J. V.; HIRAI, E. Y; 2005; “**Caracterização das emissões de aldeídos de veículos do ciclo diesel**”. Rev Saúde Pública vol. 39 n. 3, p 479-85.

ALMEIDA, E. M; 1990 “**Rendimento global de tratores em pista de concreto**”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola – Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP.

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. Agricultural machinery management 2000. In: **ASAE standards 2000 standards engineering practices data**. San Joseph, 2000. p. 349 – 357 (ASAE D497 – 4).

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. Agricultural machinery management. **ASAE Standards, 49th Ed. 2002a. EP496.2. Agricultural machinery management**. . St. Joseph, Mich.: ASAE

ANFAVEA - Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. **Anuário – “Estatístico da Indústria Automobilística Brasileira 2009”**, <http://www.anfavea.com.br/tabelas2009.html>- Acesso em: 28/08/2010.

BARBOSA, J. A; VIEIRA L. B. DIAS; G. P. JÚNIOR; M. DE S. D; 2005; “**Desempenho operacional de um trator agrícola equipado alternadamente com pneus radiais e diagonais**”, Eng. Agríc., Jaboticabal, v.25, n.2, p.474-480, maio-ago.

BILL M; - 2007; “**Carbono Nosso Desafio**” - National Geographic Brasil Ano 7 n. 91 Outubro, São Paulo-SP.

BORTOLOTTI, V. C; 2006; “**Demanda Energética de uma Semeadora-Adubadora para Soja sob diferentes velocidades de Deslocamento e Coberturas do Solo**” Eng. Agríc., Jaboticabal, v.26, n.1, p.122-130, jan./abr.

BOURNE J. K; 2007; “**O Sonho Verde**” - National Geographic Brasil Ano 7 n. 91 São Paulo-SP.

BOWERS, W.1978 . **Matching Equipment to big tractors for efficient field operations**. St Joseph, ASAE, 1978. 7p. (ASAE Technical paper, 78-1031).

BRAUN S; APPEL L. G; SCHMAL M; 2003; “**A Poluição Gerada por Máquinas de Combustão Interna Movidas à Diesel - A Questão dos Particulados. Estratégias**

**atuais para a Redução e Controle 2das Emissões e Tendências Futuras” -**

Quim. Nova, vol. 27, n. 3, p. 472-482.

CANAKCI, M.; ERDIL, A; ARCAKLIOGLU, E; 2006 **“Performance and exhaust emissions of a biodiesel engine”** Applied Energy, 83 pp 594.

DUARTE FILHO, A. – **“Testes e Ensaio para Validação do Uso da Mistura B5 em Motores e Veículos”**. Ministério da Ciência e Tecnologia, Secretaria de Desenvolvimento Tecnológico e Inovação, Brasília, 2009.

DURKOVIC, R. E. DAMJANOVIC, M; 2006; **“Regression models of specific fuel consumption curve and characteristics of economic operation of internal combustion engines”** Mechanical engineering, vol 4, N° 1 pp 17-26, july.

EGÚSQUIZA J. C. C; 2006; **“Redução das Emissões em Motores Diesel-gás - Dissertação de Mestrado”**. Programa de Pós- Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

GABRIEL FILHO, A.; SILVA S. DE L; MODOLO, A. J; JOÃO C. M. DA; SILVEIRA J. C. M. DA; 2004; **“Desempenho de um Trator Operando em Solo com diferentes Tipos de Cobertura Vegetal”** Eng. Agríc., Jaboticabal, v.24, n.3, p.781-789, set./dez.

GARRET, T. K; NILTON K; STADS, W; 2001, **“The Motor Uejicle”**, Editora Butterworth, 13ª edição, Oxford.

GUILLESPE, T. D; 1992; **“Fundamentals of Vehicle Dynamics”**. Editora SAE gráfico p. 38 do PDF ou p. 22 do livro, USA.

HEYWOOD, J.B; **“Internal Combustion Engine Fundamentals”**, Editora McGraw-Hill, New York, USA.

JULIATO A; 2006 **“Análise da influência de diferentes misturas de biodiesel na desempenho e emissões de poluentes de um motor diesel agrícola”**, Dissertação de Mestrado, USP, Piracicaba-SP.

INMETRO / DIMCI, VIM – Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia, Rio de Janeiro, 52p, 1995.

INMETRO; ABNT; SBM, ISO GUM - Guia para Expressão da Incerteza de Medição. Segunda Edição Brasileira do “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, Rio de Janeiro, 121 p, 1998.

KOZERSKI G. R.; HESS S. C; 2006; “**Estimativa dos Poluentes Emitidos pelos Ônibus e Microônibus de Campo Grande/MS, Empregando como Combustível Diesel, Biodiesel ou Gás Natural**” - Eng. Sanit. Ambient. vol.11, n. 2, p. 113-117, Abr/Jun.

KUCEK, K. T; 2004; “**Otimização da transesterificação etílica do óleo de soja em meio alcalino**”. Dissertação de mestrado- UFPA- Curitiba-PR.

MACHADO, A.L.T; REIS, A.V. dos; MACHADO,R.L.T. “**Tratores para agricultura familiar:guia de referência**” - Pelotas: Ed. Universitária UFPEL, 2010.

MACMILLAN, R. H.; 2002; ”**The mechanics of tractor – Implement performance**” Text Book – University of Melbourne – Canadá.

MANTOVANI, E.C; LEPLATOIS, M E; INAMASSU, R. Y; 1999; “**Automação do processo de avaliação de desempenho de tratores e implementos em campo**” Revista Pesq. Agropec. Bras. Vol 34, no 7 Brasília.

MARCHETTI, I; 2006; “**Sistema automatizado para avaliação do consumo de biodiesel em tratores agrícolas**”. Dissertação de mestrado Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Cascavel-PR.

MARTINS, F. M; 2006; “**Avaliação do Nível de Satisfação dos Clientes de Tratores Agrícolas**”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria-RS.

MAZIERO, J.V.G.; CORREA, I.M., “**Uso de Óleo Bruto de Girassol em Motores Diesel**”, Centro APTA de Engenharia e Automação. [www.iapar.br/arquivos/File/biodiesel/oleobruto.pdf](http://www.iapar.br/arquivos/File/biodiesel/oleobruto.pdf) , acessado em 18/10/2010.

MCKIMBBEN, B; 2007;“**Carbono, nosso Desafio**” Revista National Geographic Brasil, outubro, pp 51-55 São Paulo-SP.

MENKES, M; 2004; “**Eficiência energética, políticas públicas e sustentabilidade**”. Tese de Doutorado - Universidade de Brasília. Centro de Desenvolvimento Sustentável.

MIALHE, L.G. “**Máquinas Agrícolas –Ensaio e Certificação**” Piracicaba , SP: Fundação de Estudos Agrários Luiz Queiroz, 1996.

MOLINA JR; W. F., CANALE, A. C.; 1998; “**Depreciação do Trator Agrícola no Brasil: Valor Corrente de Mercado**”. Eng. Agríc., Jaboticabal, v.18, n.1, p.59-65, set.

NEBRASKA TRACTOR TEST LABORATORY, <http://tractortestlab.unl.edu/> , acessado em 18/10/2010.

NÍQUEL C; – “**Energia Sustentável: Seu Papel no Desenvolvimento Sustentável**”. Conselho em Revista n. 35 - Julho de 2007, CREA-RS Porto Alegre, RS;

NOVUS MATRIZ, <http://www.novus.com.br/>, acessado em 29/10/2010.

PACEY, D. A. & SCHROCK, M. D. **Getting the most from your tractor**. Manhattan, Kansas State University, Cooperative Extension Service, 1981.8p.

PAHLG. and BEITZ W., Engineering Design a Systematic Approach, Translated by Pomerans, A. and Wallace, K. The Design Council, e ed. 1993

PLINT, M.; MARTYR, A.; “**Engine TESTING – Teory and practice**, Editora Butterworth, Oxford, 1997.

RABELO, I.D.; HATAKEYAMA, K, CRU; 2003; “**Comparison of Engine Power Correction Factors for Varying Atmospheric Conditions**” J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng. Copyright Ó 2003 by ABCM, Vol. XXV, No. 3 / 279 July-September.

REIS, A. V.; MACHADO, A.L.T. – **Acidentes com Máquinas Agrícolas: Texto de Referência para Técnicos e extencionistas**. Editora e Gráfica da Universidade Federal de Pelotas, 2009

RIBAS, R.L.; NIETIEDT, G. H.; FRANZ, U. G., SCHLOSSER, J.F.; “**Medindo forças**”- Revista cultivar máquinas, N° 96, maio 2010.

RODRIGUES, V.L.G.S., DA SILVA, J.G. Acidentes de trabalho e modernização da agricultura brasileira. **Revista Brasileira de Saúde Ocupacional**, v.14, n.56, p.28-39, 1986.

SANTOS FILHO, A. G.; DOS SANTOS, J. E. G. G. – **Apostila de Máquinas Agrícolas**, Unesp, Bauru-SP, 2001.

SANTOS NETO, C. R. DOS; 2000; “**Desempenho de um trator de pequeno porte que executa tarefas simultâneas**”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola – Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP.

SCHLOSSER, J. F; LINARES, P. ; FILHO, E. G, S; 2004; **“Desempenho de três teorias de simulação do comportamento de um trator agrícola em tração”**. Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v. 24, n. 3, p. 720-726.

SCHLOSSER, J.F.; DEBIASI, H.; PARCIANELLO, G.; RAMBO, L.; Caracterização dos acidentes com tratores agrícolas Santa Maria: *Ciência. Rural*, , vol.32, no.6, p.977-981, 2002. ISSN 0103-8478”

SCHLOSSER, J. F; DEBIASI, H; WILLES, J. A; MACHADO O. D. DA C.; 2005; **“Análise Comparativa do peso específico dos tratores agrícolas fabricados no Brasil e seus efeitos sobre a seleção e uso”**. *Ciência Rural*, v.35, n.1, jan-fev.

SILVA, E. S.; **“O Processo de decisão de escolha de tratores no estado de Goiás, Brasil”**. –Dissertação de Mestrado - Instituto Superior de Ciência do Trabalho e da Empresa Departamento de Métodos Quantitativos, Fevereiro de 2009.

SILVA, F. M. DA; LOPES, A; CASTRO NETO, P; DABDOUB, M. J; SALVADOR, N; SILVA, R. P. DA; **“Avaliação do Desempenho do Motor de Combustão Alimentado com Diesel e Biodiesel, Biodiesel, O novo Combustível do Brasil”** - I Congresso da Rede Brasileira de Tecnologia do Biodiesel, 2006, pg 357-360.

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

SODRÉ , J. R. E; SOARES S. M. C; 2003 **“Comparison of engine power correction factors for varying atmospheric conditions”** *Journal of Braz. Soc. Of Mech. Science – ABCM – July-september* , vl XXV, No 3 pp 279-285.

SOLOMON, M. R., **O Comportamento do Consumidor: Comprando, Possuindo e Sendo**. 5ª ed. - Porto Alegre: Bookman, 2002.

SOUZA C. M. A. DE; QUEIROZ D. M. DE; DIAS GUTEMBERG P; PINTO F. DE A. DE C.;2001; **“Potência Necessária para acionamento de uma Colhedora de Fluxo Axial para Feijão”**. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, v.5, n.3, P.538-545, Campina Grande, PB vol. n. 5, p. 3-28;

TAYLOR, C. F; **“Análise dos motores de combustão Interna”** Edgar Blucher Editora, 1988.





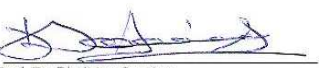
Teixeira, L.F.G., **Desenvolvimento de uma equação para estimativa de custos de reparos e manutenção para tratores agrícolas de pneus**. Dissertação de Mestrado – Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, Universidade de São Paulo, 1995.

TOSHIMITSU; I. – **“Mecanização Avança na Agricultura”** - Engenharia automotiva e aeroespacial Ano 7 n. 30, SAE Brasil, São Paulo-SP.

TRINTIN C. G; NETO R. P; BORTOLOTTI V. C; 2005; **“Demanda Energética Solicitada por uma Semeadora-Adubadora para Plantio Direto, Submetida a Três Velocidades de Operação”** Acta Scientiarum. Agronomy Maringá, vol. 27, n. 1, p. 127-131, Jan./March.

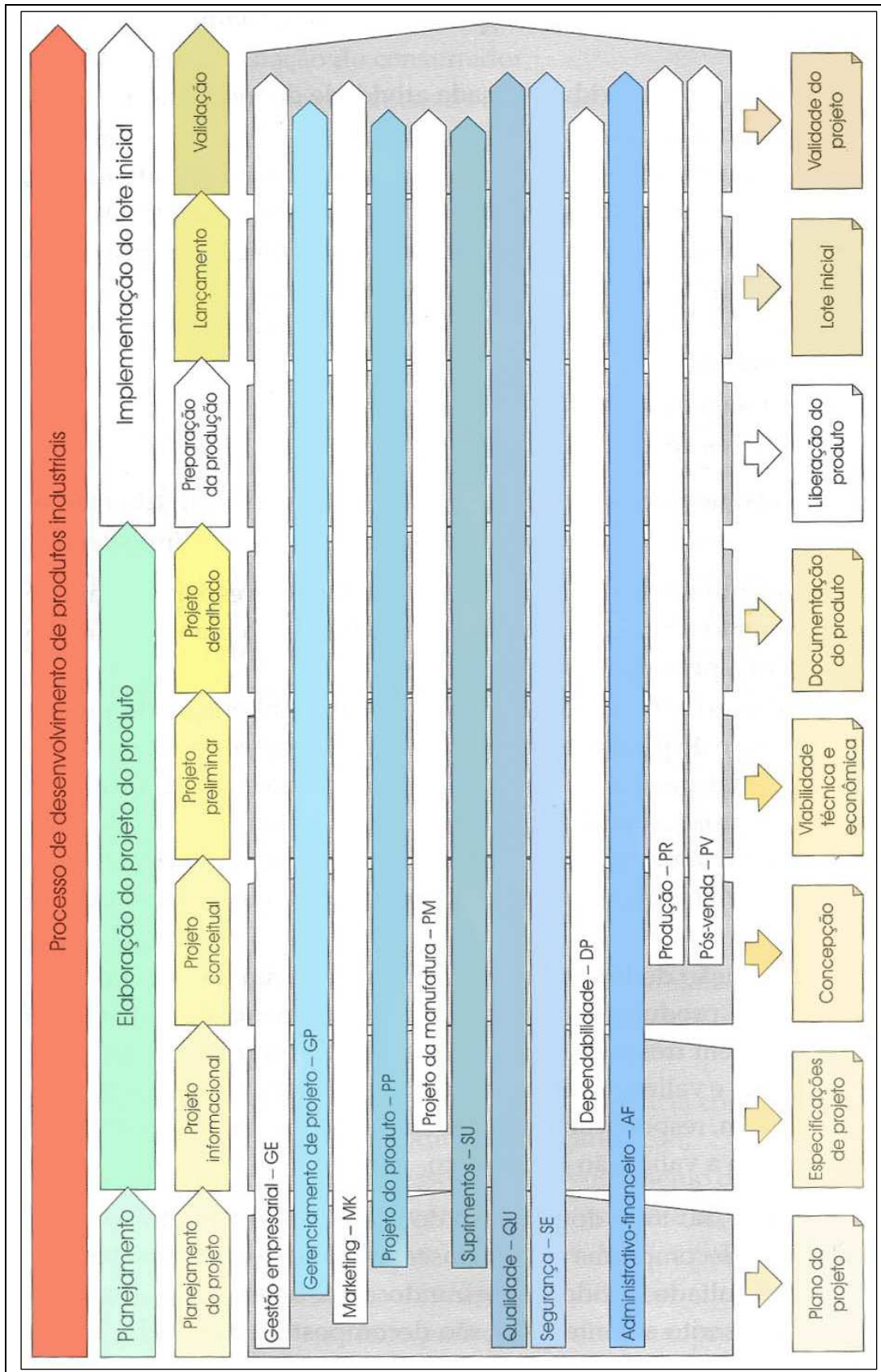
## 8. ANEXOS E APÊNDICES

Anexo 1 – Resultados de uma análise do combustível usado para os ensaios.

	<b>Laboratório de Combustíveis</b> Centro de Combustíveis, Biocombustíveis, Lubrificantes e Óleos Instituto de Química Universidade Federal do Rio Grande do Sul		 Instituto de Química
	Emitido em: 25/10/2007	<b>Relatório de Ensaio Nº 3431</b>	
<b>Dados do Solicitante</b>			
Solicitante: Carlos A. K. Thomas – Programa de Pós-Graduação em Eng. Mecânica			
Endereço: Rua Sarmento Leite, 425			
<b>Dados da Amostra</b>			
Data de Recebimento no Laboratório: 23/10/2007		Descrição da amostra: uma amostra de "ÓLEO DIESEL", acondicionada em garrafa tipo PET.	
Código da Amostra no Laboratório: 2860T			
Código da Amostra do Solicitante: 053/07		Quantidade de amostra: aproxim. 1000 mL.	
Amostra entregue por: Carlos A. K. Thomas		Data de Realização dos Ensaios: 24/10/2007	
CARACTERÍSTICAS	RESULTADOS	ESPECIFICAÇÃO	MÉTODO
Massa Específica a 20° C Kg/m <sup>3</sup>	853	Interior – 820 a 880 Metropolitano – 820 a 865	ABNT NBR 14065
Viscosidade Cinemática a 40° C, mm <sup>2</sup> /s	3,2	2,0 a 5,0	ABNT NBR 10441
(n) - As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de especificação da Portaria ANP Nº 15/2006 Óleo Diesel regulado pela Resolução ANP Nº 15/2006 e Regulamento Técnico ANP Nº 2/2006			
Os resultados são restritos ao material entregue ao LABCOM. Este documento só pode ser reproduzido por inteiro.			
 Marcos Alberto Fernandes - Químico CRQ 05201347		 Alexandro Flores Helgueira - Químico CRQ 05201242	
Visto:  Prof. Dr. Dimitrios Samios Coordenador do Laboratório de Combustíveis			



Anexo 2 – Metodologia para desenvolvimento de um projeto (figura adapta de Back *et al*, 2008).



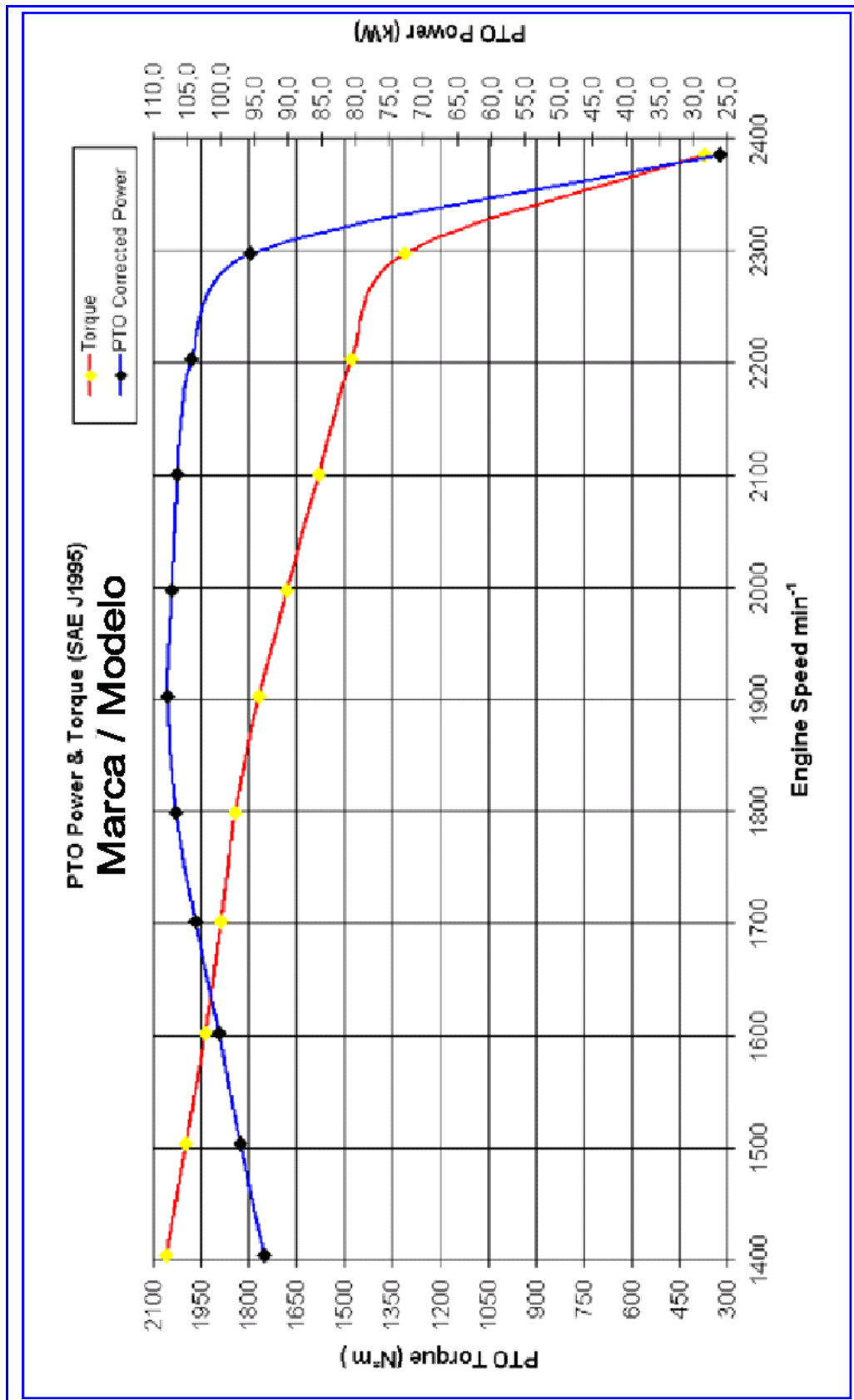
Apêndice 1– Planilha resultante do estudo realizado para avaliação do mercado.

Avaliação do mercado de tratores no Brasil - 2009											
Fabricante	Modelo	Pot. Motor[CV]	Rotação [RPM]	Pot. TDP[CV]	Rot. TDP[RPM]	Torque máx. [Nm]	Rot. Torque [RPM]	Nº Cilindros	Volumetria [l]	Massa [kg]	Custo [R\$]
<b>John Deere</b>	JD 6403	75,0	2400	65,0	540	265	1600	4	4,50	4500 com Las	
	JD 6403 Frut.	75,0	2400	65,0	540	265	1600	4	4,50	4500 com Las	
	JD 6806	75,0	2400	65,0	540	265	1600	4	4,50	4500 com Las	
	JD 6706	85,0	2400	72,0	540	330	1600	4	4,50	4900 com Las	
	JD 8406	106	2300	90,0	2100	445	1500	4	4,50	4350	151.000
	JD 8416	106	2300	90,0	540	423	1500	4	4,50	6000 com Las	
	JD 8806	121	2300	103	2150	514	1400	6	5,80	4650	188.000
	JD 8816	121	2300	103	540	477	1400	6	5,80	7000 com Las	
	JD 7606	140	2100	119	2000	605	1400	6	5,80	5350	226.000
	JD 7616	140	1400	119	540/1000	610	1400	6	5,80	8000 com Las	
	JD 7816	200	2100	170	540/1000	918	1400	6	5,80	8100	
	JD 8420	270	2200	235	540/1000	1116	1200	6	8,10	9548	
	<b>New Holland</b>	NH TT 66	54,3	2500			185,4	1500	3	2,90	2355
NH TL 66E		62,0	2500			206	1500	3	2,93	2660	78.000
NH TL 86E		67,3	2500			224	1400	4	3,61	2900	81.000
NH TL 70 PL		67,3	2500			224	1400	3	3,61		
NH TL 76 E		78,0	2500			268	1400	4	3,91	3340	96.000
NH TL 80 PL		78,0	2500			268	1400	4	3,91		
NH TL 86 E		88,0	2500			301	1500	4	3,91	3940	110.000
NH TL 90 PL		88,0	2500			301	1500	4	3,91		
NH TL 86 E		98,0	2500			350	1500	4	3,91	3940	126.000
NH TL 100 PL		98,0	2500			350	1500	4	3,91		
NH T8 100 PL		104	2170			427	1200	4	5,00		141.000
NH T8 110 PL		110	2070			445	1400	6	5,00		53.000
NH T8 120 PL		120	2070			461	1400	6	7,50		160.000
NH TM 160 PL		149	2200			649	1400	6	7,50		191.000
NH TM 160 E		149	2200		540/1000	649	1400	6	7,50	5300	165.000
NH TM 186		164	2300			728	1400	6	7,50		282.000
NH TM186		177	2300			740	1400	6	7,50		322.000
NH TM 136 PL	137	2200			591	1400	6	7,50		145.000	
NH TM 136 E	137	2200		540/1000	591	1400	6	7,50	5150	145.000	
NH 7830 8100	104	2100	88,0		412	1200				124.000	
NH 8030 8100	121	2100			485	1200				144.000	
<b>Massey Ferguson</b>	MF236	44,0	2250	31,0	540			3	2,50	1910	
	MF250xAdv	50,0	2250	44,0	540	181,5	1350	3	2,50	3040	65.000
	MF266Adv	63,0	2200	56,0	540	249	1350	4	3,90	3185	72.500
	MF276Adv	75,0	2200	64,0	540	289	1400	4	4,10	2990	77.200
	MF283Adv	86,0	2200	72,0	540	319	1400	4	4,10	2956	86.000
	MF290Adv	86,0	2200	76,0	540	319	1400	4	4,10	3200	90.000
	MF292Adv	105	2200	94,0	540	402	1400	4	4,10	3670	103.000
	MF297Adv	118	2200	98,0	540	451	1100	6	6,00	4670	140.000
	MF299Adv	130	2200	119	540	510	1400	6	6,00	4628	148.000
	MF680Adv	138	2200	122	540	500	1400	6	6,00	7736	187.000
	MF680Adv	150	2200	138	1000	559	1200	6	6,00	8175	189.000
	MF680Adv	173	2200	156	1000	667	1400	6	6,00	7736 c/ lastro	206.000
	MF6276	75,0	2200	62,0	540	261	1200	4	4,10	3653 c/ lastro	86.000
	MF6286	85,0	2200	68,0	540	288	1200	4	4,10	3400 c/ lastro	92.000
	MF6290	88,0	2200	76,0	540	291	1200	4	4,10	4700 c/ lastro	96.000
	MF6300	95,0	2200	75,0	540	314	1500	4	4,00	5478 c/ lastro	130.000
	MF6310	105	2200	88,0	540	372	1400	4	4,00	5657 c/ lastro	134.000
	MF6320	120	2200	101	540/1000	441	1420	6	6,00	5760 c/ lastro	140.000
	MF6360	150	2200		540/1000	1500	798	6	8,30	11400 c/ lastro	
	MF6360	220	2200		540/1000	1500	882	6	8,30	12000 c/ lastro	
	<b>Valtra</b>	BL77	77,0	2300	71,0	540/1000	290	1400	3	3,30	4835 c/ lastro
BL88		88,0	2300	84,0	540/1000	330	1400	4	4,40	4540 c/ lastro	
8850		62,0	2400	55,0	2400	196	1400	3	4,00	3300	
799		73,0	2270	61,0	540/1000	290	1400	3	3,30	3335	
785		75,0	2400	67,0	540/1000	265	1400	4	4,00	4390	
899		80,0	2300	68,0	540/1000	290	1400	4	4,40	3455	
999		86,0	2300	79,0	540/1000	310	1400	4	4,40	3455	
BF66		60,0	2300	56,0	2300	220	1400	3	3,30	3300	
BF76		72,0	2300	67,0	2300	260	1400	3	3,30	3300	
BH140		140	2400	120	2500	475	1400	6	5,60	7325	
BH180		160	2300	146	2300	585	1400	6	5,60	8290	
BH180		190	2300	165	2300	650	1400	6	5,60	9400	
BM86		85,0	2300	77,0	2300	300	1200	4	4,40	5390	
BM100		100	2300	88,0	2300	367	1400	4	4,40	5390	
BM110		110	2300	98,0	2300	400	1400	4	4,40	6070	
BM120		120	2300	107	2300	430	1400	6	5,60	6400	
1280R		126	2300	114	2500	402	1400	6	5,80	7220 c/ lastro	
1780		160	2300	152	2300	559	1500	6	5,80	8250 c/ lastro	
<b>Agrale</b>		4100GLP	16,2	3200				40	2	0,60	950
	4100	14,7	2750				40	1	0,60	885	
	4100.4	14,7	2750				40	1	0,60	1060	
	4118.4	18,0	3000				42	1	0,70	1065	
	4230	30,0	3000	25,8	540	2550	68,6	2	1,30	1585	
	4230.4	30,0	3000	22,2	540	2550	68,6	2	1,30	1480	
	4240	36,5	3250	32,8	540	2200	86,2	3	1,60	1430	
	4230.4	30,0	3000	22,2	540	2550	68,6	2	1,30	1480	
	4240	36,5	3250	32,8	540	2200	86,2	3	1,60	1430	
	6076	75,0	2400		540	1400	265	4	3,92	4540	58000
	6076.4	75,0	2400		540	1400	265	4	3,92	4115	78000
	6086	85,0	2300		540	1500	279	4	3,92	4540	75000
	6086.4	85,0	2300		540	1500	279	4	3,92	4525	83000
	6086.4Arrozelo	85,0	2300		540	1500	279	4	3,92	3650	
	BX6110	105,0	2300	89,8	540	1500	372	4	3,92	5345	112000
BX6160	140,0	2300	124	540	1500	490	6	5,80	6350	144000	
<b>Yanmar</b>	1800H	26,5	2600	17,0	540		2	1,15	1210		
	1800D	26,5	2600	17,0	540		2	1,15	1332		
	1960D	49,4	2600	41,5	540	146	2000	3	1,72	1545	
	1046	39,0	2700	31,0	540		3	1,64	1100		
	1146-4Standard	39,0	2700	31,0	540		3	1,64	1400		
	1146-4Cafeteiro	39,0	2700	31,0	540		3	1,64	1400		
	1146-4Parreira	39,0	2700	31,0	540		3	1,64	1365		
	1146-4Cultivo	39,0	2700	31,0	540		3	1,64	1480		
	1166-4Standard	55,0	2700	45,6	540		4	2,20	1565		
	1166-4Estreito	55,0	2700	45,6	540		4	2,20	1600		
	1166-4Parreira	55,0	2700	45,6	540		4	2,20	1520		
	1166-4Arrozelo	55,0	2700	45,6	540		4	2,20	1620		
	1166-4Cultivo	55,0	2700	45,6	540		4	2,20	1700		
	1166-43R	55,0	2700	45,6	540		4		1600		
	2080-JT	55,0	2700	49,5	540		4	2,20	1785		
	TC12	11,0	2400			517				330	
TC14	14,0	2400			660				383		
TC14S	14,0	2400			660				433		

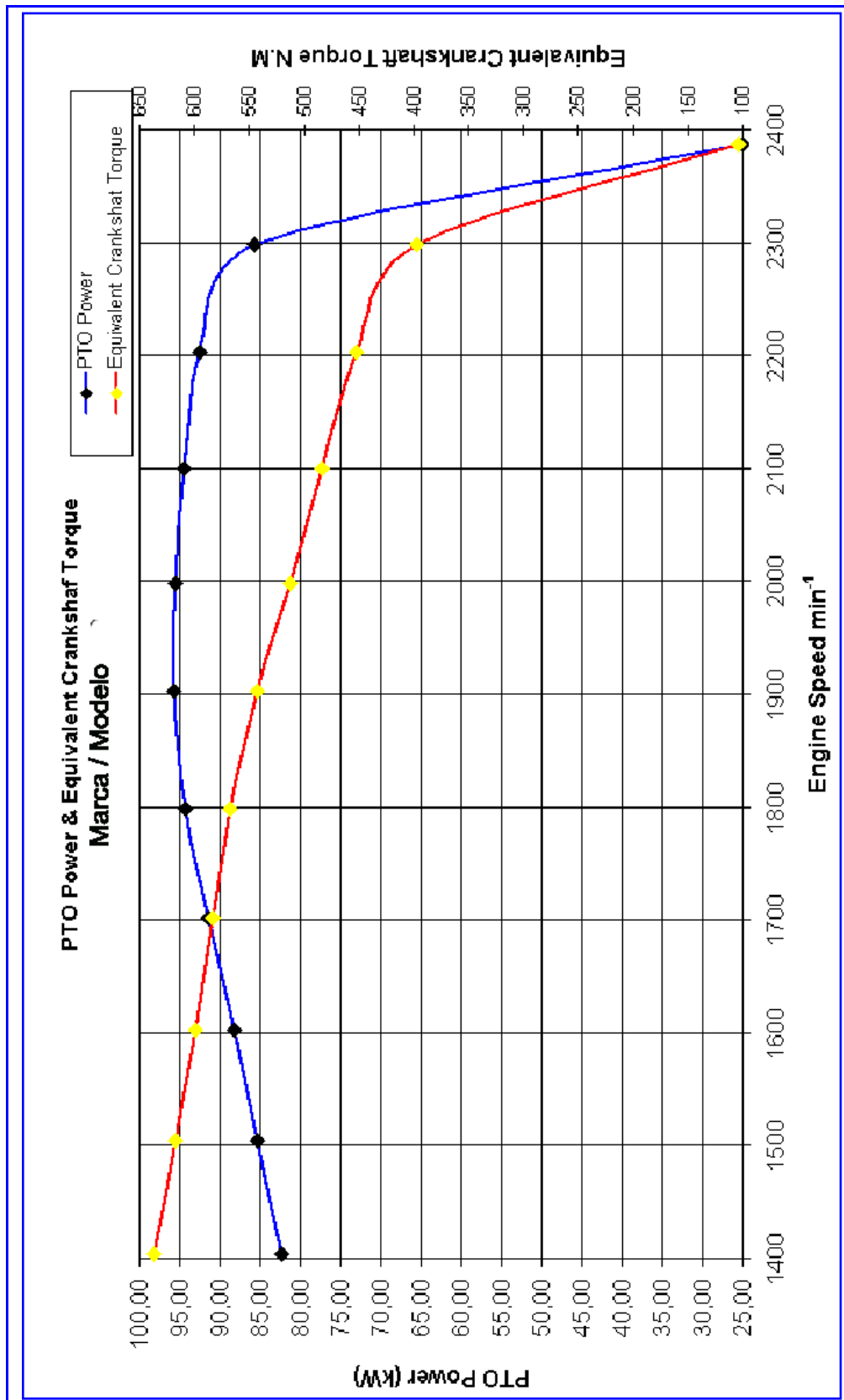
Apêndice 2 - Planilha eletrônica para cálculo do fator de correção, conforma SAE J 1995.

Segundo Norma SAEJ1995														
Segundo Norma SAEJ1995														
Características do motor														
Obs.: Para motores turbinados E1=0,7 e E2=1,2.														
Para motores aspirados E1=1 e E2=0,7														
E1: 0,7														
E2: 1,2														
Volume do motor (litros)= 7,5														
V2Net														
Chassi 301291														
N. Série C6822														
Realizada por Carlos Thomas														
Roberto Boeing														
Data 23/06/08														
mmCA kPa														
50,87 4,98664														
Medido														
Tabelado														
Calculado														
Engine Speed min <sup>-1</sup>	PTO Speed	Potência Observada (PTO) bpo (kW)	Torque N.m	temperaturas (°C)			Pressões (kPa)			Vazão específico (g/kWh)	Litros/hora	CA		
				Admissão	Diesel	TBS	TBU	Atmosférica	Sensor do filtro	Após turbina				
2386	648	25,01	369	46,1	22,3	19,4	15,24	100,95	99,46	11,73	3,50	504,12	14,84	1,03654
2298	624	85,72	1313	48,6	22,3	19,6	15,52	100,95	99,45	10,92	6,90	289,81	29,23	1,11204
2203	596	92,52	1478	51,4	22,1	20,7	15,86	100,95	99,46	9,94	7,14	277,71	30,23	1,12541
2100	570	94,45	1583	50,9	22,0	19,5	15,59	100,97	99,45	9,59	6,90	263,01	29,23	1,12345
1998	542	95,45	1682	50,7	22,1	19,3	15,12	100,98	99,53	9,21	6,76	254,98	28,83	1,12125
1902	516	95,75	1772	51,3	23,0	19,4	15,17	100,98	99,52	8,38	6,61	248,58	28,00	1,12468
1799	488	94,26	1844	51,4	29,3	19,6	15,23	100,99	99,54	7,76	6,40	244,48	27,11	1,12514
1702	462	91,39	1890	51,4	35,5	19,7	15,17	101,00	99,57	7,00	6,16	242,49	26,07	1,12431
1602	435	88,20	1938	51,5	36,5	19,7	14,99	101,01	99,61	6,48	5,93	241,96	25,11	1,12488
1504	408	85,45	1998	51,2	37,4	19,1	14,84	101,03	99,61	5,83	5,77	243,14	24,44	1,12328
1404	381	82,25	2061	51,4	38,1	18,9	14,73	101,04	99,64	5,23	5,53	241,84	23,40	1,12418

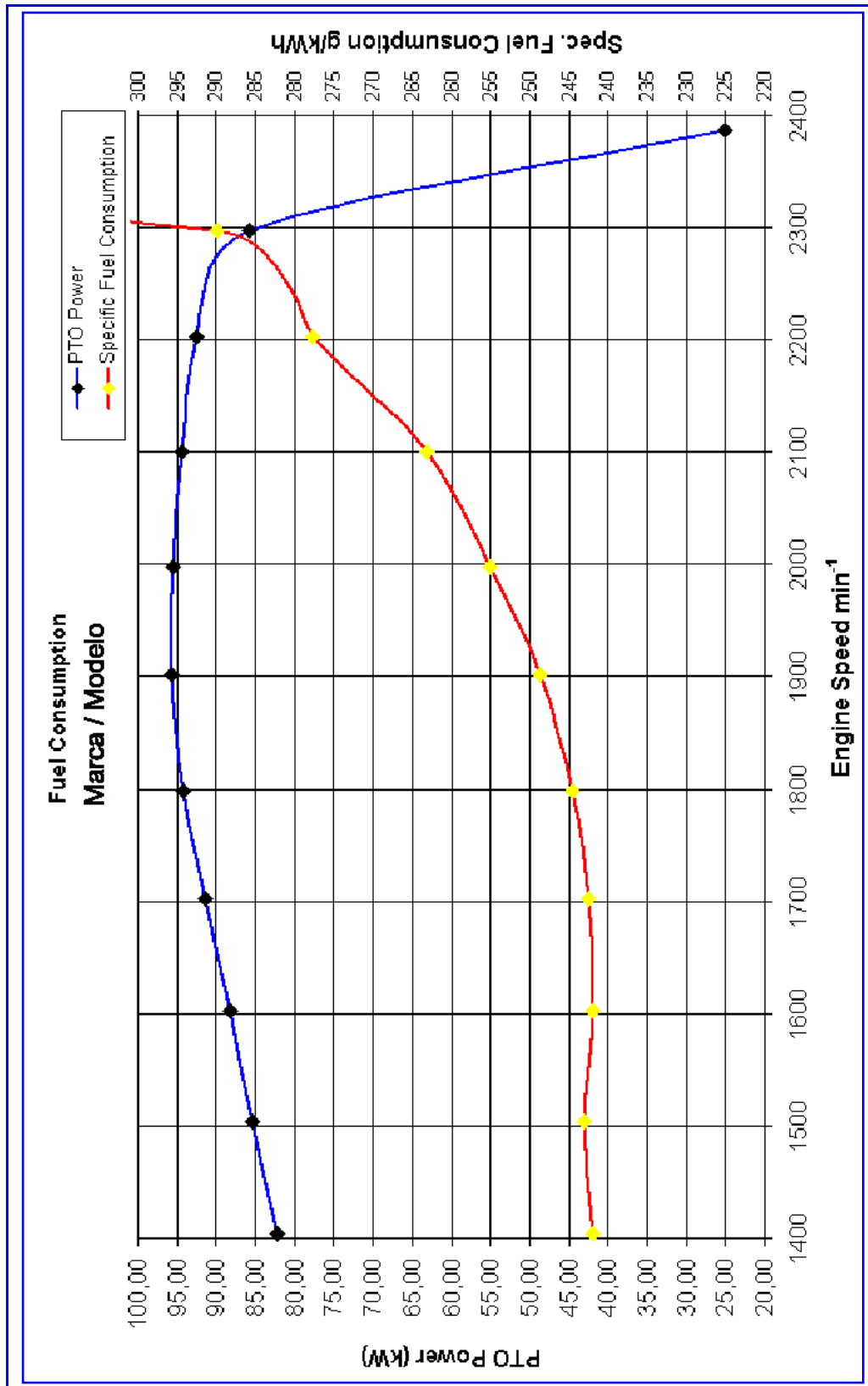
Apêndice 3 – Gráficos do Torque x Rotação e da Potência Corrigira x Rotação do motor: apresentação típica de resultados de laboratótio no método implantado.



Apêndice 4 – Forma sugerida pela *OEDC Code 2* para representar os resultados das variáveis Potência e Torque Equivalente em função da rotação do motor.



Apêndice 5 – Requisito da norma: resultados de Consumo Específico de Combustível e da Potência Calculada representados em função da velocidade angular do motor do trator.





Apêndice 6 – Resumo típico dos resultados gerais obtidos no ensaio de laboratório.

COMPULSORY TESTS RESULTS							
3.1 Main power take-off							
- Date and location of tests:							
Power	Speed			Fuel Consumption		Specific Energy	
	Engine	P.T.O	Fan	Hourly	Specific		
kW	min <sup>-1</sup> (rev/min)			kg/h	l/h	g/kWh	kWh/l
<b>4.1.1 MAXIMUM POWER – TWO-HOURS TEST</b>							
94,5	1901	516	3234	23,56	27,72	249,24	3,41
<b>4.1.2 POWER AT RATED ENGINE SPEED</b>							
92,0	2198	596	3741	24,87	29,26	270,33	3,14
<b>4.1.3 STANDARD POWER TAKE-OFF SPEED (1000<sup>+25</sup> or 540<sup>+10</sup> min<sup>-1</sup> (rev/min))</b>							
94,92	1994	541	3394	24,15	28,41	254,41	3,34
<b>4.1.4. PART LOADS</b>							
4.1.4.1 the torque corresponding to maximum power at rated engine speed							
92,0	2198	596	3741	24,87	29,26	270,33	3,14
4.1.4.2 85 % of torque obtained in 4.1.4.1							
81,2	2297	623	3909	23,80	28,00	292,94	2,90
4.1.4.3 75% of torque defined in 4.1.4.2							
61,6	2309	627	3930	19,48	22,92	316,26	2,69
4.1.4.4 50 % of torque defined in 4.1.4.2							
41,7	2339	635	3980	15,51	18,25	372,39	2,28
4.1.4.5 25 % of torque defined in 4.1.4.2							
21,3	2387	647,9	4063	11,92	14,02	560,43	1,52
4.1.4.6 unloaded							
2,4	2420	656,7	4118	8,57	10,09	3630,15	0,23
<b>4.1.5. PART LOADS AT STANDARTD POWER TAKE-OFF SPEED (1000<sup>+25</sup> or 540<sup>+10</sup> min<sup>-1</sup> (rev/min))</b>							
4.1.5.1 the torque corresponding to maximum power							
94,9	1994	541,1	3394	24,15	28,41	254,41	3,34
4.1.5.2 85 % of torque obtained in 4.1.5.1							
90,47	2229	604,9	3794	25,03	29,45	276,66	3,07
4.1.5.3 75 % of torque obtained in 4.1.5.2							
69,6	2307	626,0	3926	21,18	24,92	304,47	2,79
4.1.5.4 50 % of torque obtained in 4.1.5.2							
47,1	2334	633,4	3972	16,52	19,43	350,37	2,43
4.1.5.5 25 % of torque obtained in 4.1.5.2							
24,4	2387	647,7	4062	12,36	14,54	506,83	1,68
4.1.5.6 unloaded							
2,4	2420	656,7	4118	8,57	10,09	3630,15	0,23
<b>4.1.6. PART LOADS AT DIFFERENT ENGINE SPEEDS</b>							
4.1.6.1 Maximum power at rated engine speed							
92,0	2198	596,5	3741	24,87	29,26	270,33	3,14
4.1.6.2 80 % of power obtained in 4.1.6.1 at max. speed setting							
73,6	2291	621,8	3899	22,27	26,20	302,49	2,81
4.1.6.3 80 % of power obtained in 4.1.6.1 with governor control set to 90 % of rated engine speed							
73,8	1976	536,2	3363	19,39	22,82	262,95	3,23
4.1.6.4 40 % of power obtained in 4.1.6.1 with governor control set to 90 % of rated engine speed							
37,0	1981	537,4	3370	9,94	11,69	268,70	3,16
4.1.6.5 60 % of power obtained in 4.1.6.1 with governor control set to 60 % of rated engine speed							
55,7	1327	360,0	2258	13,49	15,87	242,08	3,51
4.1.6.6 40 % of power obtained in 4.1.6.1 with governor control set to 60 % of rated engine speed							
37,1	1327	360,0	2257	9,73	11,45	262,55	3,24