

[7].

"Elétrica embarcada" é a designação genérica dada a tecnologia de uso de instrumental especializado visando aumentar a eficiência operacional da maquinaria agrícola. Segundo HIRAKAWA et al (1991), trata-se do uso de sistemas eletrônicos que podem ser enquadrados em duas categorias: a) sistemas de supervisão ou monitoração e b) sistemas de controle. No primeiro caso, os sistemas apenas informam ao operador humano as condições de funcionamento da máquina. São utilizados sensores, adequados ao tipo de variável a ser monitorada, que enviam sinais elétricos ao processador e este apresenta ao operador numa forma que lhe seja compreensível, tal como, num mostrador digital, alarme sonoro, luminoso, etc. No caso de sistemas de controle, além de *transdutores* (que "sentem" posição relativa, passagem de fluido ou sólido, temperatura, movimento rotativo, microdeformação, etc. e o transformam em sinal elétrico), o sistema apresenta *atuadores* que tem função inversa, ou seja, recebem sinais elétricos e atuam controladamente sobre válvulas, fechando-as ou abrindo-as, sobre ventoinhas, ligando-as ou desligando-as, sobre a bomba injetora de motores, aumentando ou reduzindo a rotação, etc. O nível de controle pode variar desde o inteiramente automático até níveis intermediários em que o operador humano deve intervir para que se complete a ação controladora do sistema. No caso de motores de tratores e colhedoras, a instrumentação embarcada tem avançado muito no sentido de dar condições ao operador humano para operar a máquina em condições próximas da curva de otimização operacional, ou seja, de máximo rendimento termo-mecânico do motor. Especialmente no caso de instrumentação embarcada voltada para otimizar desempenho de motores de tratores, um dos primeiros trabalhos, com abordagem mais completa, é o de MEIRING & RALL (1979), do Depto. de Engenharia Agrícola da Universidade de Natal, África do Sul. Depois, outro trabalho bastante importante de instrumentação embarcada, foi realizado por GROGAN et al. (1987), no Depto. de Engenharia Agrícola da Universidade do Texas, USA. No Brasil, os primeiros estudos sobre instrumentação embarcada aplicada no controle das condições operacionais de motores de tratores, foi realizado por CAPPELLI (1990). Posteriormente, continuando suas pesquisas na FEA/UNICAMP, CAPPELLI (1995) desenvolveu estudos sobre otimização da operação de motores de tratores.

8.

Ensaio & certificação de tratores.

Os tratores não foram, historicamente, as primeiras máquinas a serem submetidas a ensaios, mas se tornaram o principal foco polarizador das atenções. Atualmente, um dos maiores acervos de textos normativos, de dados de ensaios e de informação tecnológica sobre máquinas agrícolas, concentram-se nos tratores. Isso pode ser justificado, em grande parte, pelo desafio lançado aos professores do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade do Estado de Nebraska, no final da década de 20, pela sociedade norte-americana. Nos EUA e em alguns países da Europa, nessa época, o trator despontava como promissora fonte de potência mecânica, substituta da tração animal, gerando muita polêmica e injusto interesse pela inovação. De certa forma, essa substituição era vista de maneira semelhante àquela das diligências pela ferrovia.

8.1. EVOLUÇÃO DOS PROCEDIMENTOS.

Os ensaios de tratores iniciaram-se, como "ensaios oficiais", legal e formalmente, na Universidade de Nebraska em 1920, mas a necessidade de um programa imparcial de ensaios dessas máquinas surgiu muito antes. É interessante notar que na Inglaterra, nessa mesma ocasião, ocorria também o interesse por ensaios formais de tratores.

8.1.1. Ensaios de Nebraska, EUA.

De acordo com WANDEL (1985), já em 1908 começaram a ser realizados testes de qualificação na Exposição Industrial de Winnipeg,

EUA. As pontuações registradas nos testes de Winnipeg classificaram tratores com motor a vapor e a gasolina em relação ao desempenho em aração e em tração. Em 1909, a avaliação dos tratores passou a contar também com o ensaio de potência ao freio. Nessa época, segundo WANDEL (1985), o ensaio no freio dinamométrico foi o menos entendido pelo público, mas considerado como o mais importante. E, a medida em que os procedimentos de avaliação desenvolviam-se, os ensaios foram tomando-se cada vez mais confiáveis, de caráter científico e de grande precisão. Quem colocou pela primeira vez o ensaio de tratores na pauta da ação legislativa foi Wilmont F. Crozier, de Polk County, no Estado de Nebraska, USA, como já descrito no sub-título 3.4.2 (p. 93). Os procedimentos arduamente desenvolvidos, os equipamentos engenhosamente construídos e os resultados precisamente obtidos nos ensaios de Nebraska, passaram a constituir modelos do tipo de diretiz tecnológica a ser seguida nos demais países produtores e importadores de tratores. Hoje, a sentença lançada em Nebraska, USA, espalhou-se pelo mundo todo, embora os objetivos e diretizes iniciais tenham mudado significativamente. Os ensaios são normalmente realizados por instituições oficiais, em quase todos os países que possuem parque industrial de fabricação dessas máquinas, alguns de forma voluntária e outras por exigência legal^[1].

8.1.2. Ensaio na Inglaterra.

Na Inglaterra os primórdios dos ensaios de tratores também tiveram origem, segundo MANBY (1961), em demonstrações & concursos de aração, em Baldock, organizadas a partir de 1910 por uma sociedade de fabricante de tratores ("Society of Motor Manufacturers and Traders") e outra de técnicos e agricultores ("Royal Agricultural Society of England"). O primeiro evento atraiu 11 concorrentes e em 1920, quando foi introduzida a mensuração da potência na barra nas provas de aração, haviam 53 modelos inscritos. Em 1921 os ensaios da "Society of Motor Manufacturers and Traders", em Shrewsbury exigiu que a potência na polia fosse medida e quando se realizou, em 1930, o "World Tractor Trials" de Oxfordshire, a intenção era medir a potência na polia e depois a potência na barra em cada marcha, sendo os ensaios de aração mais uma oportunidade para observações práticas. Esses ensaios de barra de tração, todavia, mostraram grande variabilidade nos resultados, dada a variação nas condições atmosféricas e de solo onde eram realizados. Por essa razão passaram, posteriormente, a ser executados no "Institute for Research in Agriculture Engineering", utilizando-se os procedimentos da "Royal Agricultural Society of Agriculture", padronizados em 1937. Quando a Inglaterra tornou-se vitalmente interessada na exportação de

8. ENSAIO & CERTIFICAÇÃO DE TRATORES.

tratores, após a II Guerra Mundial, era essencial que alguns dos resultados de ensaios oficiais tivessem significado em países de além-mar.

8.1.3. Procedimentos de ensaios da ISO e OCDE.

As discussões internacionais para padronizar procedimentos de ensaios de tratores ocorreram, segundo MANBY (1961), a partir de 1953 no âmbito da International Standards Organization (ISO) e desde 1955, nos Comitês Técnicos da "Organization for European and Economic Cooperation", atual OCDE ("Organization of Cooperation et de Développement Économiques"). Hoje, os procedimentos de ensaios da OCDE acham-se enquadrados em 8 códigos, abrangendo ensaios de desempenho e de estrutura de proteção, como indicado no diagrama de blocos da Figura 8.1.

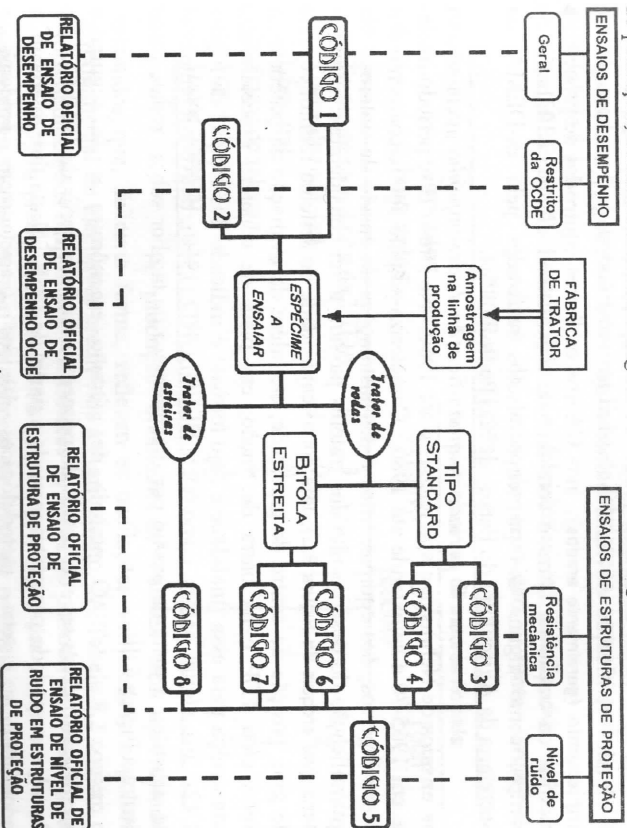


FIGURA 8.1. Diagrama de blocos da forma de aplicação dos Códigos OCDE/95 para ensaios oficiais de tratores agrícolas e florestais. O espécime amostrado na fábrica pode ser submetido, de forma independente, a duas categorias de ensaio: de desempenho e/ou de sua estrutura de proteção

Fonte: OCDE (1995).

8.1.4. Ensaio no Brasil. Períodos evolutivos.

No Brasil, os ensaios de tratores tiveram início no final da década de 40, como relatado no sub-título 3.5, embora o início da fabricação nacional de tratores tenha ocorrido cerca de dez anos mais tarde. Ao se analisar a evolução histórica dos ensaios de tratores pode-se divisar os seguintes períodos típicos principais: a) período de avaliação qualitativa funcional; b) período de quantificação de desempenho; c) período de aferição ergonômica e de segurança operacional.

O período de *avaliação qualitativa funcional* inicia-se com as demonstrações das Exposições de Winnipeg e termina em 1920 com o início dos ensaios na Universidade de Nebraska. No Brasil, esse período termina em meados da década 1960. A preocupação nessa fase voltava-se para a simples verificação do funcionamento do trator no campo, tração e implementação (geralmente arados); nos Centros melhores equipados se procedia a medição da tração na barra e consumo de combustível durante o trabalho de campo, como alguns dos primeiros ensaios realizados pelo ex-DEMA, da Secretaria da Agricultura do Estado de São Paulo.

O período de *quantificação de desempenho* inicia-se com os ensaios de Nebraska e aperteiça-se até 1960. No Brasil esse período inicia-se em 1965-70 e se estende até 1980. Caracteriza-se pelo aperfeiçoamento dos procedimentos, dos equipamentos e das instalações de ensaio de tratores. Na quantificação do desempenho dos tratores passam a ser considerados inúmeros itens (ver croquis da Figura 8.2), tais como capacidade do sistema hidráulico, raio de giro, posição do centro de gravidade, etc, além da avaliação da potência na polia e/ou TDP e na barra de tração, em pista de concreto especialmente construída para essa finalidade e cujo formato é indicado nos croquis da Figura 8.12. Em alguns países, como relata BERGLUND (1960), houveram tentativas de substituir a pista de ensaio por dinamômetro de tambor sob as rodas, como ilustra a Figura 8.19.

O período de aferição ergonômica e de segurança operacional iniciou-se nos países do primeiro mundo, a partir de 1960-62. No Brasil, esse período parece ter iniciado a partir de 1980. Nesta fase, o ensaio já incorporou os itens metodológicos básicos (características ponderais e dimensionais, desempenho na barra, desempenho na TDP, desempenho do sistema hidráulico) e agora avança para avaliação de itens associados ao conforto do operador (aspectos ergonômicos) e de segurança (do operador, do tráfego rodoviário).

No primeiro período e em boa parte do segundo, os ensaios de tratores assumem caráter compulsório, através de legislação específica. No final do segundo período, cai o caráter de obrigatoriedade legal, passando a vigorar os ensaios voluntários (feitos espontaneamente, por iniciativa do

próprio fabricante). Nos países onde os agricultores têm melhor nível técnico, os Centros de Ensaio continuam a receber solicitação voluntária dos fabricantes, mas em outros essa atividade geralmente é marginalizada (como ocorre atualmente no Brasil). No terceiro período os ensaios retomam, em diversos países, a posição compulsória, porém em função de leis trabalhistas, de segurança em tráfego rodoviário e até de direitos sobre conformidade ao estatuto em certificados de garantia.

8.1.5. Características da produção nacional de tratores.

A produção nacional de tratores é realizada, segundo GADDANHA JÚNIOR et al. (1991) por 15 fabricantes, sendo que 40% deles (6 fabricantes) produzem 2 tipos de tratores enquanto os demais 60% (9 fabricantes) tem apenas um tipo de trator em sua linha de fabricação, como se pode observar pela Tabela 8.1.

TABELA 8.1. Distribuição dos fabricantes em função dos tipos de produtos da linha de produção. *Fonte:* GADDANHA JÚNIOR et al. (1991).

Produtos fabricados	Nº de fabricantes de tratores no país:		
	Exclusivo	Outro produto	Total
Trator de roda 4x2 e 4x2 TDA	3	4	7
Trator de roda 4x4	0	2	2
Microtrator	0	1	1
Trator de rabiças	2	1	3
Trator de esteiras	3	1	4
Trator florestal	1	3	4

A produção brasileira de tratores tem apresentados resultados que, de certa forma, refletem as oscilações verificadas na política governamental de incentivos creditícios à Agricultura. A Tabela 8.2 contém os dados acumulados da produção de tratores de rodas no período de 1980-90, nos quais é nítida a predominância (75,1% da produção; 73,7% das vendas no mercado interno; 84,2% das exportações) dos tratores na faixa de potência no motor acima de 50 cv e abaixo de 100 cv.

Com produção média de 43,8 mil unidades/ano, compartilhada por cerca de 10 fabricantes em atividade no período considerado, não se pode esperar desse segmento industrial grande motivação para os investimentos exigidos na produção de modelos tecnologicamente mais avançados ou o desenvolvimento de inovações que atendam mais especificamente às condições brasileiras. Este fator torna de difícil aceitação,

pelas fábricas brasileiras de tratores, a completa extensão do conceito de qualidade como "fitness for use", conforme explicitado por JURAN et al. (1974) e já mencionado no sub-título 6.1.6 (p. 251).

TABELA 8.2. Produção & comercialização de tratores de rodas no período 1980-90. Fonte: Assessoria de Planejamento Econômico e Estatístico da ANFAVEA.

Faixa de potência no motor	Produção total no período (1980-90)		Distribuição das vendas			Estoque (em % da produção)
	Unidades	Distrib.	Interno	Export.		
< 50 cv	36412	8,32%	9,24%	2,50%	0,46	
50 - 99 cv	328851	75,11%	73,70%	84,23%	-0,28	
100-199 cv	70176	16,03%	16,63%	11,94%	0,33	
> 200 cv	2386	0,54%	0,43%	1,32%	-2,56	
Total:	437825	100,00%	100,00%	100,00%	-	

8.2. CONCEITUAÇÃO GERAL.

O ensaio de trator, feito sob condições padronizadas internacionalmente, de acordo com MIALHE (1974) tem por objetivos:

- Levantar informações e dados técnicos sobre o trator como fonte de potência para trabalhos agrícolas, visando obter características verdadeiras, livres de interferência comercial ou de erros de estimativa de projeto.
 - Fornecer, ao usuário, dados que permitam a adoção de critérios racionais de seleção de tratores, através de estudo e interpretação das informações contidas nos relatórios oficiais.
 - Atuar como monitorador de condições mínimas de funcionamento e durabilidade dos produtos lançados no mercado, principalmente quando articulado com programas de homologação ou de certificação.
 - Fornecer aos fabricantes informações que permitam aprimorar seus produtos, uma vez que as fábricas de tratores nem sempre têm condições de instalar e manter um centro de ensaios próprio.
- Os diversos aspectos considerados no ensaio de tratores, conforme indica o croquis da Figura 8.2, são os seguintes:
- Condições de estabilidade e manobrabilidade: através da determinação da posição do centro de gravidade e do raio & espaço de giro.
 - Consumo de combustível: através dos ensaios da TDP e da barra de tração.

- Potência & torque na TDP: submetendo a TDP ao feio dinâmométrico.
- Potência & tração na barra: submetendo o trator ao ensaio de pista, traçando carro dinâmométrico.
- Segurança: - através do ensaio da estrutura de proteção contra capotagem¹.

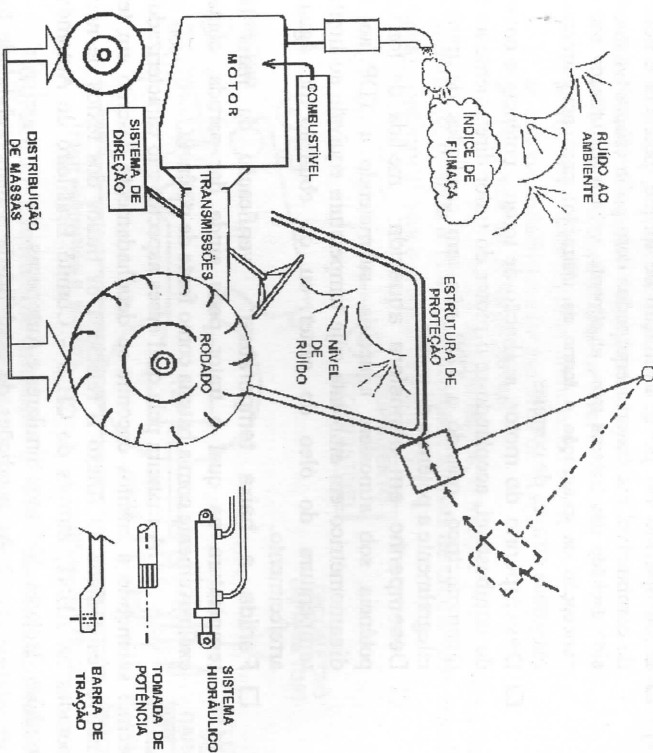


FIGURA 8.2. Croquis das partes constituintes do trator que são objeto de análise durante a execução dos ensaios. Adaptado de MIALHE (1974).

- Força de levantamento do engate de três pontos: através do ensaio do sistema hidráulico.
- Nível de ruído: - através da mensuração do ruído emitido ao ambiente e no interior das estruturas de proteção (cabine).

¹ Também conhecida pela sigla em inglês "ROPS" (Roll over protection structure).

- Eficácia dos freios:** tomando por base a desaceleração média, calculada a partir da distância de frenagem.
- Verificação dimensional de acoplamentos:** através da mensuração dos elementos de acoplamento (barra de tração, engate de três pontos, TDP e tomadas externas do sistema hidráulico) e confronto com as especificações normalizadas.
- Desempenho na polia:** avaliação de torque, potência e consumo de combustível em tratores equipados com polia (dispositivo que havia sido excluído dos tratores mas, atualmente, volta a ser utilizado sob nova concepção de localização e forma de utilização) para acionamento de máquinas através de correias.
- Desempenho do motor:** avaliação de torque, potência e consumo de combustível, acoplando-se o motor do trator diretamente ao freio dinamométrico, quando a TDP não tem condições de transmitir integralmente a potência do motor.
- Desempenho em atmosfera aquecida:** medida de torque & potência sob atmosfera aquecida, submetendo a TDP ao freio dinamométrico em ambiente cuja temperatura equivale ao limite de temperatura do óleo do cárter ou de ebulição da água de arrefecimento.
- Perda a baixa temperatura:** verificação da mais baixa temperatura na qual o trator pode ainda dar partida, contando exclusivamente com a bateria como fonte de potência.

A maneira pela qual esses aspectos são caracterizados no espécime submetido a ensaios encontra-se detalhadamente descrito em textos normativos específicos. O Anexo II relaciona os títulos dos textos de normas elaboradas na ABNT, através do CB 5 - Comitê Brasileiro de Automóveis, Caminhões, Tratores, Veículos Similares e Autopeças.

As condições de estabilidade e manobrabilidade foram discutidos anteriormente, no Capítulo 6 (p. 255). O consumo de combustível, associado a potência máxima disponível, constitui o objetivo principal dos ensaios de desempenho na TDP e barra de tração, assim como aqueles realizados na polia ou diretamente no motor do trator. O nível de ruído é avaliado sob duas situações: a) nível de ruído emitido ao ambiente circunvizinho, medido a determinada distância (7,5 m, segundo o Código 1/OCDE) na lateral da pista de passagem do trator; b) nível de ruído próximo do ouvido do operador, medido no interior da estrutura de proteção (cabines). O desempenho em atmosfera aquecida e o ensaio de partida a baixas temperaturas, constituem avaliações voluntárias, mas podem tornarem-se compulsórias, caso a legislação de um País, Estado ou Município faça referência a essas características (por exemplo, o Código de Defesa do Consumidor).

8.3. DESEMPENHO NA TDP.

Neste ensaio avalia-se a TDP como um dos elementos pelo qual o trator libera potência para acionamento de máquinas. É também uma maneira indireta de se avaliar o desempenho do motor, embora a metodologia adotada seja bem diferente daquela específica para ensaio de motores, como o caso da já citada NBR 5484/1985¹. O ensaio é constituído por 4 modalidades de determinações de potência disponível, a saber:

- ✓ sob velocidade angular variável do motor;
- ✓ sob velocidade angular nominal do motor;
- ✓ sob velocidade angular nominal da TDP;
- ✓ sob momento de força parcial.

Para essas determinações, o trator é posicionado à frente do dinamômetro, estando a TDP a ele acoplada através de uma árvore articulada (tipo cardã), conforme ilustra o croquis da Figura 8.3.

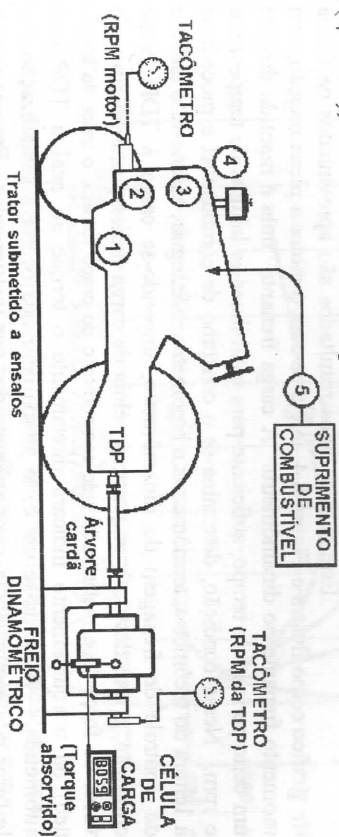


FIGURA 8.3.. Esquema de instalação do trator na bancada dinamométrica para ensaio da TDP, contendo: (1) termômetro do óleo do cárter; (2) termômetro na entrada da água de arrefecimento no bloco; (3) termômetro na saída da água de arrefecimento do cabeçote; (4) termômetro na entrada do ar de admissão; (5) termômetro e medidor de combustível que alimenta o motor.

Todas as determinações de potência disponível são realizadas com a borboleta de aceleração do carburador totalmente aberta, em motores do ciclo Otto e com a bomba injetora na posição de débito máximo (dentro da regulação prevista pelo fabricante do trator), estando o regulador de

rotações (governador) ajustado para obtenção da **potência máxima continua na velocidade angular nominal do motor**². Os dados a serem registrados, são:

- o Velocidade angular do motor (tacômetro).
- o Velocidade angular do dinamômetro (cronotacômetro).
- o Consumo de combustível (medidor ponderal ou volumétrico).
- o Momento de força no dinamômetro (célula de carga x braço de torque)
- o Temperaturas: do óleo do cárter do motor, da água de arrefecimento que entra no bloco motor, da água de arrefecimento que sai do cabeçote do motor, do ar de admissão (no filtro de ar); do combustível admitido no sistema de alimentação; dos termômetros de bulbo seco e úmido (psicrômetro).
- o Pressão barométrica (barômetro).

8.3.1. Potência disponível na TDP a velocidade angular variável do motor.

Este ensaio, cujos resultados são apresentados na forma de gráfico como ilustra a Figura 8.4, inicia-se com o motor a plena rotação, sem momento frenante no dinamômetro. A carga frenante nula é mantida durante um certo período de tempo, suficiente para estabilizar as leituras de temperatura e rpm. Nessa condição, determina-se o consumo de combustível e procede-se a leitura do tacômetro, termômetros e barômetro. A seguir, aciona-se o circuito de controle de frenagem do dinamômetro, impondo-se carga à TDP, nessa condição, a rpm deve cair enquanto a célula de carga indicará um determinado valor de força (que multiplicado pelo comprimento do braço fornece o valor do torque lido) ou o equipamento indicará diretamente o torque ao qual a TDP está submetida. Aguarda-se um certo tempo para que ocorra a estabilização das leituras e, a seguir, anota-se os valores lidos nos instrumentos. Prossegue-se a seqüência de cargas frenantes crescentes no dinamômetro, seguida de leitura dos instrumentos até, pelo menos, que a velocidade angular atinja 15% abaixo da velocidade angular correspondente ao máximo momento de força observado. A partir desses dados, procede-se os cálculos para determinação de: a) potência (torque x rpm x k) ; b) consumo horário de combustível (litros/hora); c) consumo específico de combustível (g/kW.h).

Conforme indicado na Figura 8.4, os resultados são apresentados na forma de um gráfico cartesiano em cuja abscissa é assinalada a velocidade e na ordenada são marcados os valores de potência (kW), momento de força (N.m), consumo horário (L/h) e consumo específico (g/kW.h). Verifica-se que as curvas desse gráfico apresentam uma conformação geral um tanto

2

Velocidade angular, em rpm, no ponto de potência máxima especificada pelo fabricante, para funcionamento contínuo à plena carga.

diferente daquelas apresentadas na Figura 7.40 (p. 357) relativas ao ensaio de motor. No caso da TDP de tratores, é importante não apenas a faixa entre os pontos de torque e potência máximos, mas também a parte das curvas de torque & potência além da velocidade angular que fornece a potência máxima, pois trata-se da denominada "faixa de ação do regulador".

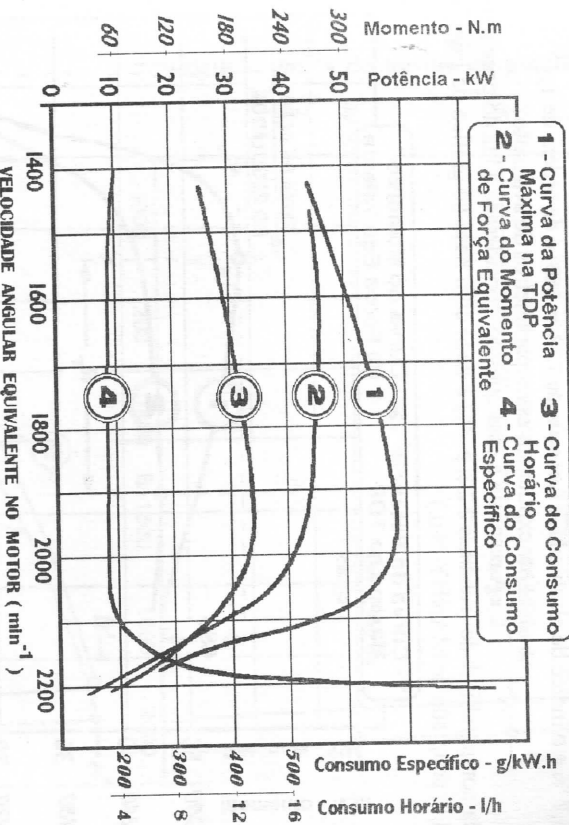


FIGURA 8.4. Gráfico de desempenho na TDP em função da variação na velocidade angular equivalente do motor do trator.

a) Significado prático das curvas de torque & potência vs. velocidade angular. Qualquer aumento na carga imposta ao trator por meio de máquina acionada pela TDP ou por implemento de tração (montado no engate de 3 pontos ou acoplado na barra de tração), demanda do motor uma correspondente exigência de torque. Se o máximo torque disponível no motor é insuficiente, o motor "morre". Os tratores, diferentemente dos demais veículos automotores (automóveis, caminhões, etc), são submetidos a condições de carga extremamente variáveis, quando em trabalho de campo. Para vencer sobrecargas momentâneas, é desejável que o torque máximo ocorra numa rotação do motor bem mais baixa que aquela na qual se verifica a potência máxima. No gráfico da Figura 8.4, observa-se que a potência máxima ocorre próximo de 2.000 rpm, enquanto o torque máximo encontra-se pouco acima de 1.600 rpm. Portanto, a **reserva de rotação**, conforme tratado anteriormente (sub-título 7.5.6, p. 355), neste caso

será de 25 %, ou seja, a maior queda na velocidade angular para atingir o torque máximo é de 1/4 da rotação de potência máxima, como indicado no gráfico da Figura 8.5. Por outro lado, considerando-se que o torque máximo é da ordem de 272 N.m e o correspondente a potência máxima é cerca de 255 N.m, a **reserva de torque** ou CSC% (de acordo com a equação 7.79, p. 356) é de 6,7 % e o índice de elasticidade (ver equação 7.78, p. 356) é da ordem de 1,47.

Que explicitam esses parâmetros de avaliação?
 A resposta a essa questão, considerada à luz do princípio da comparabilidade (sub-título 2.2.3, p. 41) é dada com base no gráfico da Figura 8.6, adaptado de MANBY (s.d.).

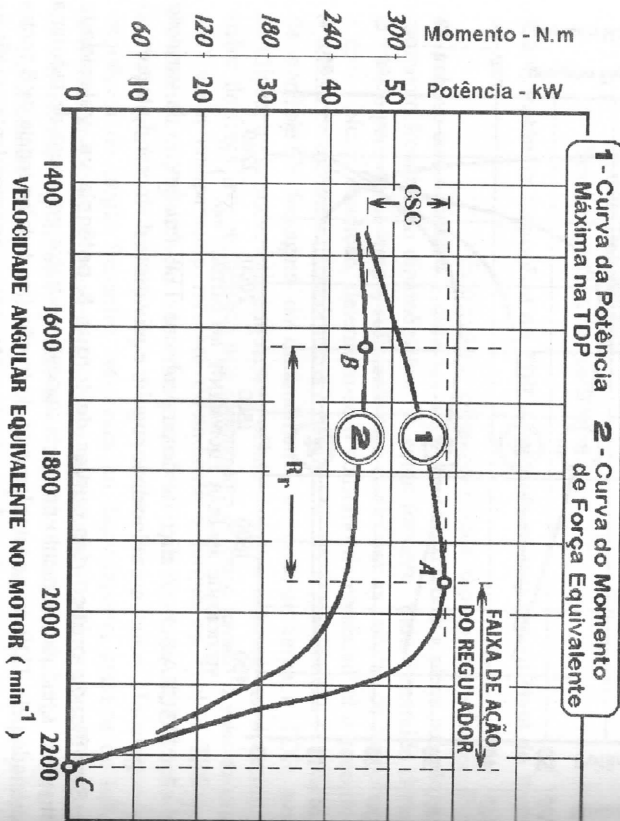


FIGURA 8.5. Gráfico de torque & potência vs. rpm no motor, indicando os parâmetros capacidade de sustentação de conjugado (CSC%) e reserva de rotação ($R_r\%$).

Trata-se das curvas de torque e potência de dois tratores cujos motores desenvolvem potência máxima semelhante, com o regulador na posição de débito máximo. Primeiramente, considere-se que a carga que está sendo imposta a ambos os tratores seja razoavelmente pequena, como indica a linha horizontal de *condição de carga 1*.

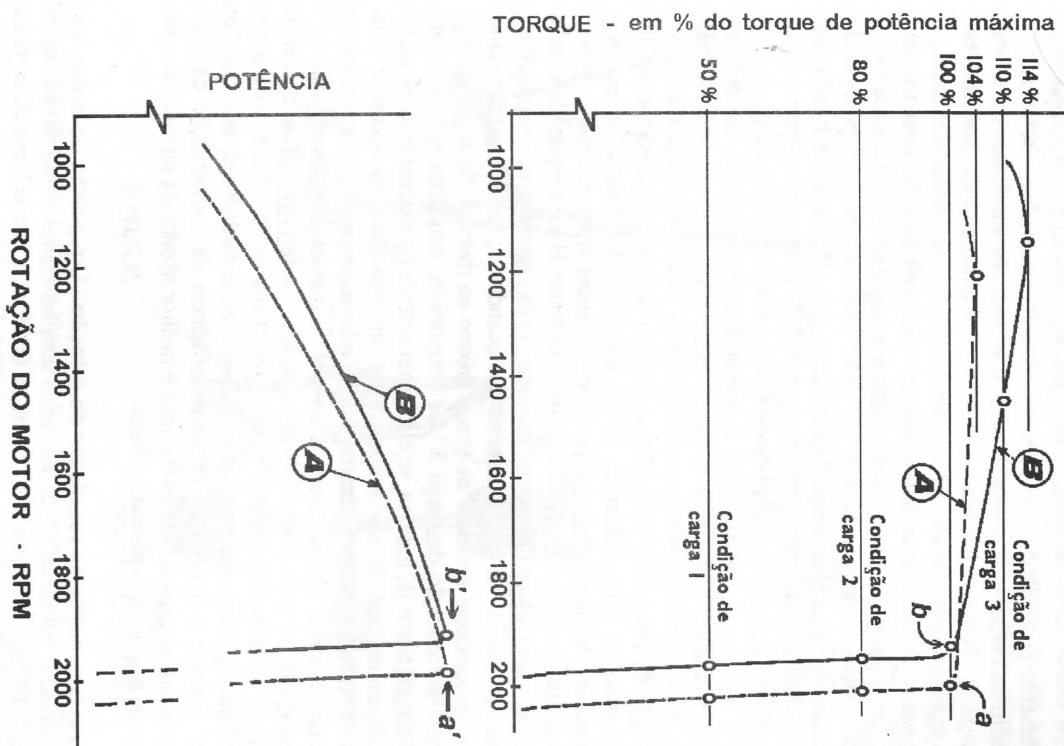


FIGURA 8.6. Curvas comparativas de torque e potência na TDP de dois tratores equipados com motores de mesma potência. Adaptado de MANBY (s.d.).

Todavia, uma dada alteração na condição operacional do implemento provocando, por exemplo, o dobro da exigência tratorria, leva a um aumento na carga imposta aos motores que pode ser a indicada como *condição de carga 2*. Nota-se, portanto, que embora os motores trabalhem com cerca de 50% do torque que eles são capazes de desenvolver na potência máxima, podem estar sendo exigidos, momentaneamente, em cerca de 80% desse torque. Esse efeito de possibilitar um controle automático da disponibilidade de torque, em função da carga frenante imposta ao motor dos tratores, é proporcionado pelo regulador (também denominado "governador") que atua sobre a bomba injetora, fazendo-a aumentar o débito de combustível, de maneira a manter a rotação do motor o mais próximo possível da condição anterior a sobrecarga.

Considere, a seguir, o comportamento dos dois tratores quando a demanda de carga aumenta ainda mais, por exemplo, ao nível de 110% do torque de potência máxima, como indicado na linha horizontal de "condição de carga 3". Pelo gráfico verifica-se que o máximo torque disponível no trator A é da ordem de 104%, logo o motor "morre" a menos que o tratorista mude imediatamente para uma marcha mais reduzida, baixando a velocidade de deslocamento do trator. O trator B está equipado com motor capaz de desenvolver um torque máximo (114%) que é pouco superior a carga imposta (110%) e, assim, continuará deslocando-se, embora numa velocidade menor (proporcional a rotação de torque máximo do motor). Se a sobrecarga que originou a "condição de carga 3" for temporária, nenhuma ação é exigida do operador do trator B; todavia, se ela for recorrente ou permanente, as quedas na velocidade angular do motor constituem um indicativo ao operador para que proceda melhor regulação da máquina/implemento ou utilize uma marcha mais reduzida no trator. A vantagem de um trator equipado com motor cuja curva de torque é similar a do trator B (maior GSC%) é exatamente o fato de ser menos freqüente situações do motor "morrer" (ou "fumar"). Isso é particularmente importante quando operando com colhedoras, enfardadoras, etc, que "embucham" quando o motor "morre". A influência da conformação da curva de torque sobre as características tratorrias é melhor observada quando se analisa as curvas de tração vs. potência na barra.

b) Funcionamento do regulador de rotação. O regulador do motor, também denominado "governador", do tipo mais simples é constituído das partes indicadas no croquis da Figura 8.7. Como se observa, a cremalheira de comando da posição do êmbolo da bomba injetora (responsável pela dosagem da quantidade de combustível injetada a cada curso do êmbolo) é comandada pela alavanca articulada nos pontos 1 e 2, tendo na parte central uma janela, indicada como ponto 2, de articulação com a alavanca do acelerador. Por sua vez, a articulação do ponto 3 é montada sobre uma base corredeira comandada pelo sistema de alavancas

dos contrapesos do regulador. A árvore de acionamento da bomba injetora, além de promover o deslocamento vertical do êmbolo, também aciona a árvore que contém os contrapesos do regulador (tipo regulador de Watt, utilizado nas antigas máquinas a vapor).

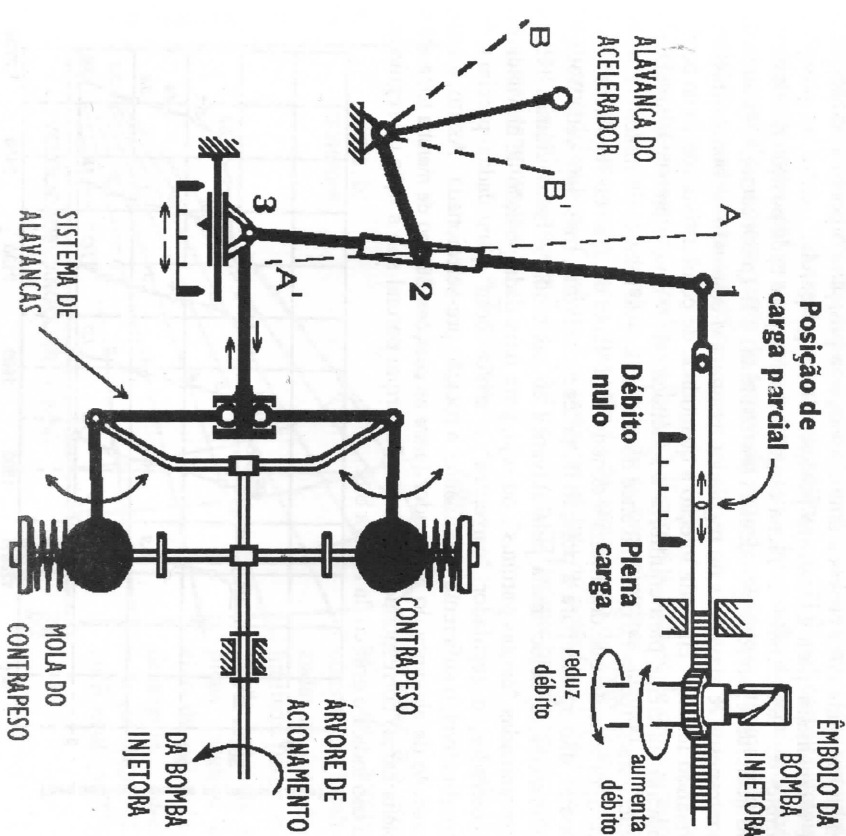


FIGURA 8.7. Croquis ilustrativo das partes constituintes de um regulador de rotações de motor do tipo acoplado a bomba injetora de motores diesel. *Adaptado de BOSCH (1988).*

A variação na velocidade angular da árvore de acionamento da bomba, proporcional a variação na velocidade da manivela do motor, provoca uma variação na força centrífuga que atua no sistema

contrapeso & mola, determinando uma variação em suas respectivas posições. Esse movimento é transmitido, via sistema de alavancas, deslocando a posição do ponto 3 e movendo a alavanca de conexão com a cremalheira da bomba injetora, em torno do ponto 2. Essa movimentação, indicada na Figura 8.7 pela linha tracejada AA', provoca uma mudança na posição do ponto 1, deslocando a cremalheira para uma nova "posição de carga parcial", entre as posições limites de "débito nulo" e "plena carga". Assim, para cada posição da alavanca do acelerador, entre as posições B (marcha lenta) e B' (plena carga), o sistema de contrapesos & alavancas do regulador assumirá o comando da bomba injetora, visando fornecer em cada injeção a quantidade de combustível (débito da bomba injetora) suficiente para equilibrar a solicitação de torque e manter o nível pré-selecionado (ponto 2), pela alavanca do acelerador, de rotação do motor. É esse comportamento que determina a denominada "faixa de ação do regulador", que ocorre não apenas para a posição de potência máxima, mas para cada posição intermediária, selecionada pela alavanca do acelerador. Estas últimas são as denominadas "cargas parciais", ou seja, para uma dada posição da alavanca do acelerador, o regulador "carregará" o motor com quantidades parciais de combustível, o suficiente para manter a rotação pré-selecionada. Assim, a cada posição da alavanca do acelerador (entre as posições BB', ou de marcha lenta até a plena carga) corresponde uma curva de torque parcial sob a ação do regulador, como indica o gráfico da Figura 8.8.

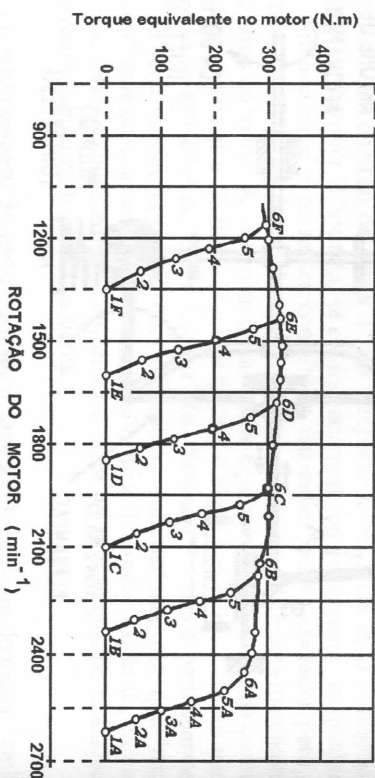


FIGURA 8.8. Curvas de torque a carga parciais, obtidas para 6 posições da alavanca do acelerador. Adaptado de SOUZA (1987).

No gráfico da Figura 8.8 observa-se que a cada posição da alavanca do acelerador (de A à F) corresponde uma única velocidade máxima com torque efetivo nulo (ou seja, com o freio dinamométrico girando livre),

como indicado pelos pontos indicados pelo dígito 1 (1A, 1B, 1C, etc). Os pontos indicados pelo dígito 6 (6A, 6B, 6C, etc) são os correspondentes ao torque de potência máxima (funcionamento a plena carga) para cada posição do acelerador. Assim, pode-se diferenciar 2 regiões de interesse nas curvas de desempenho da TDP: a) região da curva de plena carga e b) região da curva de cargas parciais.

A região da curva de potência na TDP sob cargas parciais é a de maior interesse³ prático, pois é nessa faixa de atuação do regulador que o trator trabalha a maior parte do tempo de jornada no campo, tracionando & acionando a maquinaria agrícola.

c) Retas de isotorque. Conforme ilustra a Figura 8.9, trata-se de um conceito que deriva da equação geral da potência de árvores motrizes, quando aplicado ao desenvolvimento da curva de potência de motores ou da TDP de tratores. Conforme definido no Capítulo 7, a potência efetiva ou potência ao freio (H_e) é calculada pelas equações 7.57, 7.58 ou 7.59 (p. 327) e que podem ser expressas, genericamente, por:

$$H_e = T \times N \times k \quad (8.1)$$

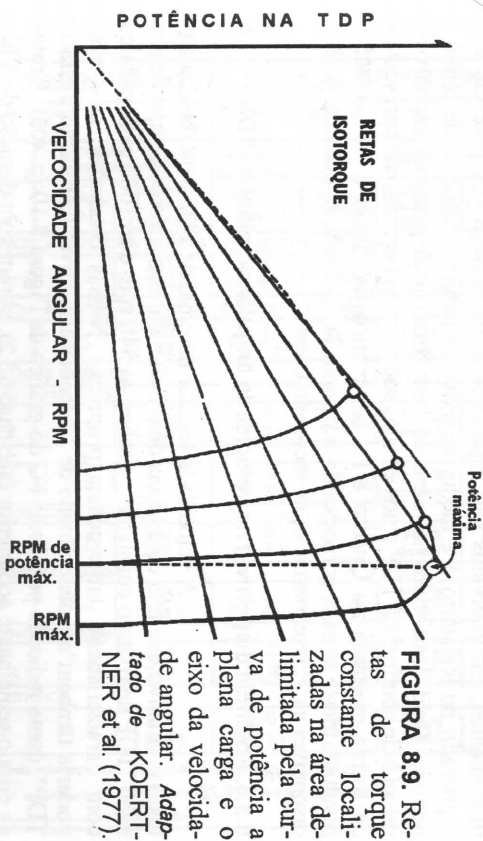


FIGURA 8.9. Retas de torque constante localizadas na área delimitada pela curva de potência a plena carga e o eixo da velocidade angular. Adaptado de KOERTNER et al. (1977).

Portanto, o torque (T) na rotação (N) de potência (P) máxima, pode ser expresso por:

$$T = P / (N \times k) \quad (8.2)$$

³ Para um aprofundamento nesse assunto é interessante a leitura dos trabalhos de SOUZA (1987), SOUZA (1989) e ALMEIDA (1990).

Mas, ao considerar-se o ângulo α , de inclinação da reta que une a origem dos eixos cartesianos com o ponto de potência máxima, na curva de plena carga, tem-se:

$$T = \tan \alpha / k \quad (8.3)$$

8.3.2. Potência disponível na TDP a velocidade angular nominal do motor.

Tomando por base os dados obtidos no ensaio de potência disponível na TDP a velocidade angular variável do motor e utilizando-se de procedimento estatístico³, obtém-se a velocidade angular nominal do motor. A seguir, regula-se o dinamômetro para que sua velocidade angular seja aquela equivalente a nominal do motor. Os dinamômetros modernos apresentam circuitos eletrônicos que possibilitam um funcionamento automático para determinada velocidade angular ou carga frenante, constantes (ver Figura 7.3, p.354). Atingida condições estabilizadas, inicia-se o ensaio cuja duração é de 2 horas. Durante esse período de tempo são efetuadas leituras dos instrumentos, em intervalos não superiores a 10 minutos. A potência a ser registrada no Relatório é a média de todas as leituras efetuadas ao longo do período. Os dados obtidos neste ensaio, bem como o de potência disponível na velocidade nominal da TDP e nos ensaios sob torques parciais, são apresentados na forma mostrada no Quadro 8.1. No gráfico da Figura 8.10 (pg. 405), o resultado deste ensaio corresponde ao ponto A_1 ou seja, a máxima potência disponível na TDP e, portanto, no motor do trator.

8.3.3. Potência disponível na velocidade angular nominal da TDP.

A velocidade angular nominal da TDP é estabelecida por texto normativo que fixa dois níveis de rotação, para as árvores do tipo denominado "TDP de rotação constante", a saber: a) 540 rpm e b) 1000 rpm, cada qual com características dimensionais próprias. Nessas condições, este ensaio poderia também ser denominado de "potência disponível na rotação padrão da TDP", como indicado pela linha FC do gráfico da Figura 8.10 (p. 405). Trata-se de ensaio semelhante ao anterior (sub-título 8.3.2), porém com duração de 1 hora, durante a qual são efetuadas leituras em intervalos de tempo não superiores a 10 minutos, registrando-se no quadro de resultados (ver Quadro 8.1) o valor médio das leituras obtidas. Com este ensaio, o motor do trator certamente foi submetido à duras provas e, nessas condições, qualquer anomalia funcional no espécime já teria sido manifestada e registrada pelo Centro de Ensaio.

QUADRO 8.1. Forma de apresentação dos resultados do ensaio da tomada-de-potência (TDP).

DESEMPENHO NA TOMADA DE POTÊNCIA PRINCIPAL													RELATÓRIO Nº:
GENEA / MA		TRATOR (marca/modelo):			MOTOR (marca/modelo):			LOCAL:		DATA:			
		VALMET 88			MWM D 229.04 VR			CENEVA/MA		13/08/85			
POTÊNCIA DISPONÍVEL KW (cv)	ROTAÇÃO		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL		TRABALHO ESPECÍFICO KW.h/l (cv.h/l)	TEMPERATURAS (°C)				CONDIÇÕES ATMOSFÉRICAS			
	MOTOR min ⁻¹	TDP min ⁻¹	HORÁRIO (l/h)	ESPECÍFICO g/kw.h (g/cv.h)		AR DE ADMISSÃO	FLUIDO DE ARREFECIMENTO	LUBRIFICANTE DO MOTOR	COMBUSTÍVEL	TEMPERATURA DO BULBO SECO (°C)	TEMPERATURA DO BULBO ÚMIDO (°C)	PRESSÃO BAROMÉTRICA (mm Hg)	
ENSAIO DA POTÊNCIA À ROTAÇÃO NOMINAL DO MOTOR - 2 HORAS													
50,4 (68,5)	2300	668	15,6	261 (192)	3,2 (4,4)	24,1	78,8 (máx.)	100,6 (máx.)	20,0	20,4	15,9	713	
ENSAIO DA POTÊNCIA À ROTAÇÃO NOMINAL DA TDP - 1 HORA													
46,3 (62,9)	1860	540	13,5	247 (182)	3,4 (4,7)	24,1	81,6 (máx.)	98,0 (máx.)	20,5	21,4	16,4	713	
ENSAIOS SOB TORQUES PARCIAIS													
ENSAIO A - 85% DO TORQUE NA POTÊNCIA MÁXIMA													
45,0 (61,2)	2420	702	14,1	264 (194)	3,2 (4,3)	23,8	77,2 (máx.)	93,1 (máx.)	21,2	22,2	17,0	713	
ENSAIO B - TORQUE NULO													
0,0 (0,0)	2545	739	4,6	(-)	0,0 (0,0)	22,6	72,8 (máx.)	88,8 (máx.)	21,8	22,2	17,0	713	
ENSAIO C - 42,5% DO TORQUE NA POTÊNCIA MÁXIMA													
23,1 (31,4)	2480	720	8,8	321 (236)	2,6 (3,6)	22,4	74,0 (máx.)	86,2 (máx.)	22,0	22,1	16,8	713	
ENSAIO D - TORQUE OBTIDO NA POTÊNCIA MÁXIMA													
50,4 (68,5)	2300	668	15,5	260 (191)	3,3 (4,4)	24,2	78,7 (máx.)	95,3 (máx.)	21,9	22,1	16,8	713	
ENSAIO E - 21,2% DO TORQUE NA POTÊNCIA MÁXIMA													
11,7 (15,9)	2505	728	6,5	474 (348)	1,8 (2,4)	22,2	72,7 (máx.)	86,6 (máx.)	22,2	22,1	16,9	713	
ENSAIO F - 68,3% DO TORQUE NA POTÊNCIA MÁXIMA													
34,2 (46,5)	2450	711	11,3	278 (204)	3,0 (4,1)	22,4	74,9 (máx.)	86,7 (máx.)	21,6	22,1	16,9	713	
Torque equivalente no motor à potência máxima: 209 N.m (21,3 m.kgf) a 2300 min ⁻¹													
Máximo torque equivalente no motor: 247 N.m (25,2 m.kgf) a 1400 min ⁻¹													
Rotação máxima no motor: 2545 min ⁻¹													
										Acréscimo de Torque: 18,2% a 61% da rotação nominal			

8.3.4. Potência disponível na TDP sob cargas parciais.

Neste ensaio são feitas duas séries de determinações, uma para a velocidade angular nominal do motor (alavanca do acelerador na posição de plena carga) e outra para a velocidade angular nominal da TDP (alavanca do acelerador posicionada de forma a obter-se 540 rpm ou 1000 rpm na TDP, conforme a NBR 7021). Em cada série, as determinações⁴ tem a duração máxima de 20 minutos cada uma, com leituras do instrumental a intervalos de tempo não superiores a 5 minutos e efetuadas com as seguintes cargas e ordem de apresentação (ver Quadro 8.1):

- 1ª) momento de força correspondente à potência máxima disponível a velocidade angular nominal do motor (1ª série de determinações); e a velocidade angular nominal da TDP (2ª série de determinações);
- 2ª) 85% do momento de força obtido no ensaio de potência disponível a velocidade angular nominal do motor;
- 3ª) 75% do momento de força definido para a 1ª determinação, ou seja, 63,75% do torque desenvolvido no ensaio de potência máxima;
- 4ª) 50% do momento de força definido para a 1ª determinação, ou seja, 42,5% do torque desenvolvido no ensaio de potência máxima;
- 5ª) 25% do momento de força definido para a 1ª determinação, ou seja, 21,25% do torque desenvolvido no ensaio de potência máxima;
- 6ª) momento de força nulo no dinamômetro.

O gráfico da Figura 8.10 mostra a posição relativa dessas determinações sob torques parciais, nas curvas de desempenho à plena carga (ramo AB) e sob torque que fornece a rotação padronizada da TDP (ponto C). Todavia, a rotação padronizada da TDP é obtida, na prática de manejo de tratores, de duas maneiras:

Ajuste sob torque resistente: a posição da alavanca do acelerador é ajustada para obter a rotação do motor (indicada pelo tacômetro, no painel de instrumentos do trator) que fornece a rotação padrão da TDP, quando esta já se encontra acionando a máquina; esta é uma situação semelhante ao indicado pelo ponto C, considerando que a máquina movida está exigindo a potência máxima da TDP. Neste caso, ao debreiar, a rotação do motor atinge o ponto D, maior que a rotação padrão (ponto F).

Ajuste sob torque nulo: a posição da alavanca do acelerador é ajustada de maneira semelhante a anterior, porém com a árvore da TDP parada (com TDP desligada ou com pedal da embreagem acionado); esta é a situação indicada pelo

⁴ Descrição detalhada de cada determinação sob torque parciais, bem como outras informações sobre os dados do ensaio da TDP (Quadro 8.1), podem ser obtidas em MILHE (1974). Além disso, a metodologia utilizada nos ensaios poderá ser estudada diretamente no texto normativo NBR 13400/95.

ramo da curva EF. Tendo em vista o fato de que, na prática, o ajuste da rotação padrão da TDP é freqüentemente realizado sob torque nulo (caso das colhedoras, enfardadoras, etc), alguns Centros de Ensaio da OCDE realizavam ensaios da TDP sob torque parcial (sob a ação do regulador), também na condição de carga parcial como indicado pelo ramo EF. Nessa situação, a potência máxima ocorre na rotação indicada pelo ponto G, diferentemente da potência máxima na rotação nominal indicada pelo ponto F. Atualmente, essa prática generalizou-se e a versão da NBR 13400 que entrou em vigor a partir de 3/17/95 já inclui essas determinações, como descrito anteriormente.

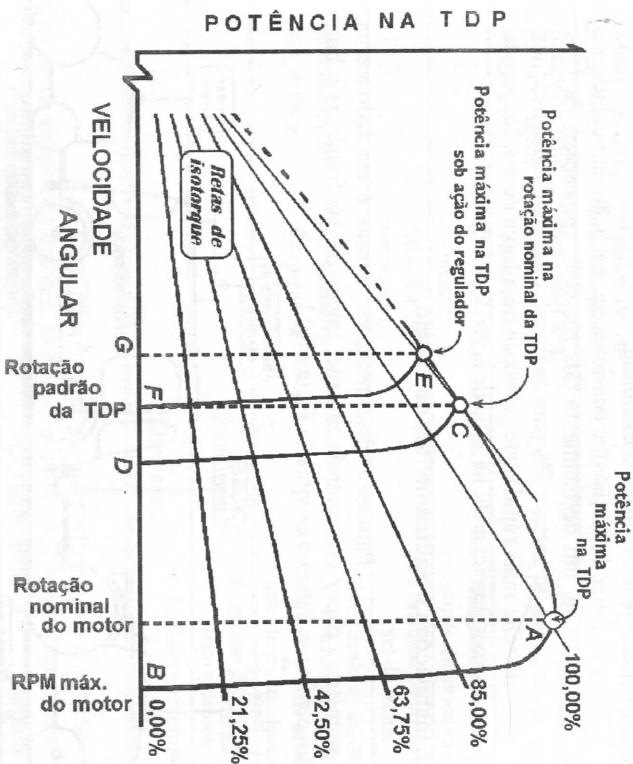


FIGURA 8.10. Curvas de desempenho da TDP com indicação das retas de isotorque à cargas parciais entre os pontos A e B.

8.4. DESEMPENHO NA BARRA DE TRACÇÃO.

O desempenho da barra de tração, como o elemento através do qual o trator libera potência para tracionar máquinas e implementos (função equivalente é também exercida pelo engate de 3 pontos), tem sido comumente

avaliado submetendo-se o espécime a ensaios em pista de concreto (para tratores de pneus) ou de terra compactada (tratores de esteiras e com rodas metálicas).

8.4.1. Características do ensaio.

O ensaio é constituído por 2 modalidades de determinações, a saber: a) potência máxima na barra de tração, nas diferentes marchas de trabalho; b) força de tração constante na barra, subdividida em 2 etapas:

- 1) com força de tração equivalente a 75% da correspondente à máxima potência numa marcha escolhida;
- 2) com força de tração que ocasiona, na condição de potência máxima na barra, um deslizamento dos rodados (patinagem) de 15% para tratores de pneus e 7% para os de esteiras ou de rodas metálicas e na marcha mais rápida que proporcione a força de tração exigida, com motor funcionando na zona de ação do regulador.

8.4.2. Instalações e equipamentos de ensaio.

Para essas determinações, o trator é acoplado a um carro dinamométrico capaz de, controladamente, impor cargas frentes à barra de tração, conforme ilustra o croquis da Figura 8.11.

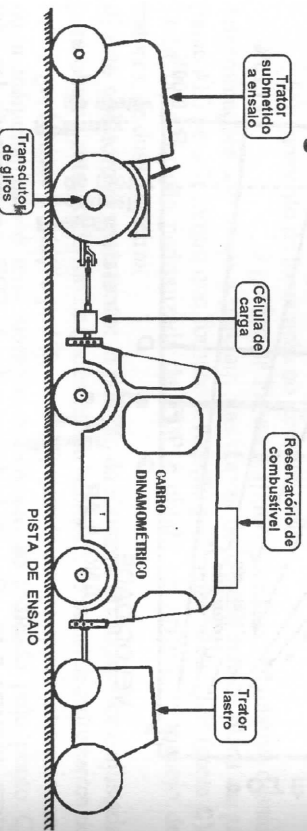


FIGURA 8.11. Croquis do comboio (trator + carro dinamométrico + trator de lastro) para ensaio da barra de tração dos tratores agrícolas.

O carro dinamométrico tem dupla finalidade: a) impor à barra de tração cargas controladamente dosadas e b) abrigar o instrumental de mensuração. Quando o tamanho do carro dinamométrico não é suficiente para impor a necessária carga frenante à barra de tração, são utilizados tratores de lastro (tratores adaptados de forma a exigirem grande esforço tratório para serem

rebocados). O instrumental de mensuração utilizado nos ensaios de pista são relacionados na Tabela 8.3.

TABELA 8.3. Instrumental utilizado no ensaio de barra de tração.

Instrumentos no trator submetido a ensaios.	Instrumentos no carro dinamométrico.	Instrumentos na pista de ensaio.	Grandezas medidas pelos instrumentos.
---	Célula de carga e indicador.	---	Força de tração na barra exercida pelo trator.
Transdutor de rotação do motor.	Indicador de rotações do motor.	---	RPM do motor do trator.
Transdutor de giro das rodas motrizes ou esteiras.	Conta-giros das rodas motrizes ou esteiras.	---	Número de giros do rodado motriz do trator.
---	Odômetro.	---	Distância percorrida do carro dinamométrico
---	Medidor de combustível.	---	Consumo de combustível do trator.
Transdutores de temperatura	Indicadores de temperatura	---	Temperaturas do fluido arrefecedor, óleo lubrificante e ar de admissão, do motor do trator
---	---	Psicrômetro	Temperatura dos bulbos seco e úmido
---	---	Barômetro	Pressão atmosférica (mm Hg)

Com relação a largura e comprimento dos ramos retos das pistas de ensaios de tratores, as seguintes informações são disponíveis:

Fontes de referência	Comprimento	Largura
Norma ASAE S 209.4 (1975)	mn. 300 ft (91,4 m)	---
Pista da Oliver, EUA. (Agricultural Engineering, v. 42, n. 9, p. 556, 1961)	1/3 de milha (536,4 m)	18 ft (5,48 m)
Pista da DEA, Jundiá, SP. (Informação da Seção de Maq. de Tração e Potência)	395 m	5 m
Pista do ex-CENEA (Relatório 1980-84, Faz. Ipanema, 64 p.)	200 m	6 m

Para tratores de esteiras ou com rodas metálicas, os ensaios são realizados em pista de terra compactada na superfície e sub-solo, nivelada, drenada e que proporcione boa aderência aos elementos de tração. Comumente essa pista de terra localiza-se na parte externa da pista de concreto. A pista para ensaios de tratores de pneus é construída, normalmente, de concreto com o mínimo possível de juntas de dilatação, cuja forma e dimensões são indicadas no esquema da Figura 8.12.

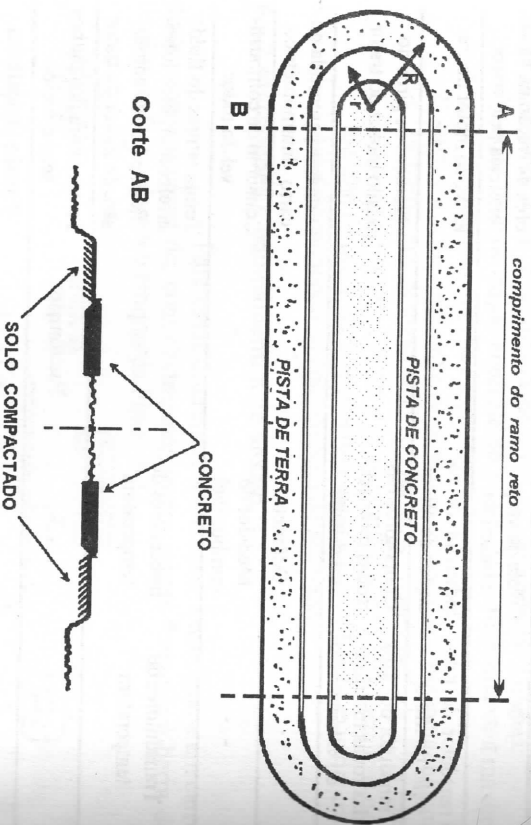


FIGURA 8.12. Croquis das pistas para ensaio de barra de tração de tratores agrícolas.

A distância percorrida pelo comboio, ou seja, o percurso real dos rodados (sem patinagem) do trator pode ser medida através de uma roda odométrica⁵ ou por sistema de sinalização a distância, com sensores instalados no carro dinamométrico e fontes sinalizadoras localizadas em pontos equidistantes nas margens dos ramos retos da pista. Para mensuração da força de tração é normalmente utilizada uma célula de carga associada a sistema eletrônico de indicação e registro, cujas partes componentes e funcionamento são descritos no Capítulo 9 (sub-título 9.4.3, p.).

⁵ Roda odométrica: - ver descrição detalhada no Capítulo 9, sub-título 9.4.2, p. 490.

Na mensuração da rotação do motor do trator, das rodas motrizes e da roda odométrica normalmente são utilizados, nos ensaios de pista, equipamentos eletrônicos, cujas principais partes constituintes acham-se indicadas no diagrama da Figura 8.13. Também, a velocidade angular do motor pode ser medida através da árvore da TDP (apenas quando for do tipo "rotação constante") dada a proporcionalidade de rotação motor & TDP. Por outro lado, conhecendo-se a relação de transmissão motor:roda, utilizando-se o bloqueio do diferencial, pode-se estimar o número de giros das rodas motrizes a partir da rotação do motor.

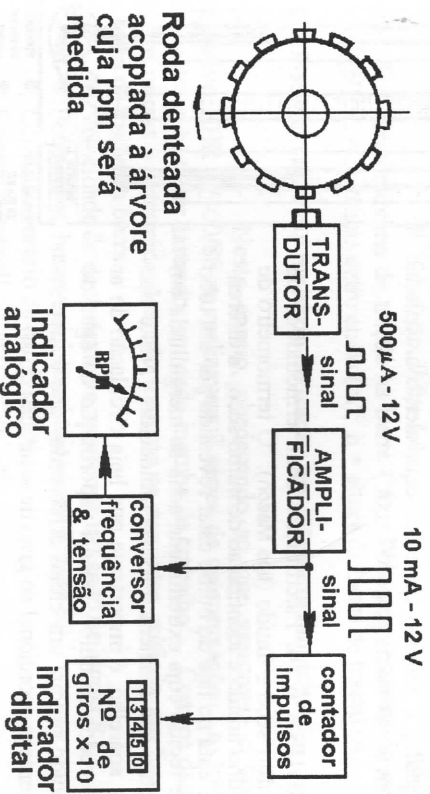


FIGURA 8.13. Diagrama de blocos dos principais componentes de um contáginos eletrônico. Adaptado de SOUZA (1987).

Entre os instrumentos utilizados na pista de ensaio, o barômetro já foi descrito anteriormente (ver Figura 7.38) e o psicrômetro é ilustrado através dos croquis da Figura 8.14. A determinação da pressão parcial de vapor, a partir das leituras de temperatura do bulbo seco (t) e do bulbo úmido (t'), de acordo com DOOLITTLE (1957), pode ser feita através de uma das duas equações normalmente utilizadas para isso: de Carrier e de Ferrel. A unidade relativa do ar pode ser obtida através de uma carta psicrométrica, entrando-se com as temperaturas t e t' ou, ainda, diretamente através de um higrômetro.

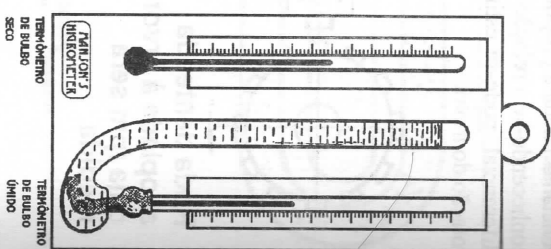
8.4.3. Condições para realização do ensaio de pista.

Os ensaios de pista são realizados sob determinadas condições, em especial as seguintes: a) condição dos pneus; b) condição da

barra de tração; c) condição de patinação do rodado; d) condição de estabilidade longitudinal.

a) Condições dos pneus. Os pneus utilizados no trator devem ser aqueles indicados pelo fabricante do mesmo e se suas garras estiverem desgastadas mais que 65% em relação aos pneus novos, devem ser substituídos. A pressão de inflagem⁶ dos pneus deve ser a recomendada pelos fabricantes do trator. Quando for empregado lastro líquido, a pressão deve ser equivalente a tomada com a válvula na posição baixa.

FIGURA 8.14. Psicrômetro com termômetros de bulbo seco e úmido (tipo Mason). O termômetro de bulbo úmido é idêntico ao de bulbo seco; a diferença está no fato do bulbo estar revestido por um tubo de tecido cuja extremidade acha-se mergulhada em água, que mantém o tecido umedecido. Neste tipo de aparelho, é importante que haja circulação do ar ao redor do bulbo, pois a vaporização da água do tecido produz um efeito arrefecedor que é inversamente proporcional ao grau de saturação do ar.



b) Condições da barra de tração. A linha de tração da barra deve ser paralela ao plano de apoio e estar situada no plano longitudinal central do trator. Durante os ensaios, a altura da barra deve permanecer constante e o dinamômetro (célula de carga) a ela acoplada, estar nivelado e alinhado.

c) Condições de patinação do rodado. O deslizamento das rodas motrizes ou esteiras (patinação) é calculado pela seguinte equação:

$$P_i (\%) = \left[\frac{N_i - N_o}{N_i} \right] \times 100 \quad (8.4)$$

onde: P_i (%) = patinação percentual; N_o = número de giros das rodas motrizes numa certa distância, sem carga; N_i = número de giros das rodas motrizes na mesma distância, com carga.

⁶ "pressão de inflagem" por "pressão de inflação", forma empregada pela Associação Brasileira de Pneus e Aros mas de uso costumeiro como termo técnico em Economia.

No caso de tratores com tração em 2 eixos propulsores, o número de voltas de cada roda deve ser registrado separadamente e a patinação calculada para cada eixo.

d) Condições de estabilidade longitudinal do trator. Devido ao fenômeno da transferência de peso, a força de tração máxima na barra, desenvolvida durante o ensaio, deve ser tal que não ocasione transferência maior que 80% do peso estático do eixo dianteiro. A força máxima de tração, para essa condição limite, é calculada pela seguinte equação:

$$F \leq 0,8 \times Wf \times L/h \quad (8.5)$$

onde: F = força máxima de tração na barra (N); Wf = peso estático no eixo frontal (N); L = distância entre eixos (m); h = altura da barra de tração (m).

8.4.4. Potência máxima na barra de tração em diferentes marchas.

Neste ensaio, obedecendo ao que prescrevia o texto normativo NBR 10400/88 se realizavam 2 séries de determinações: a) trator sem lastro e b) trator lastrado; em cada marcha de trabalho⁷. Com os dados obtidos nessas 3 determinações, são traçados os seguintes gráficos, em função da força de tração na barra:

- Velocidade de deslocamento, conforme indicado na Figura 8.15.
- Potência na barra, conforme indicado na Figura 8.17.
- Consumo horário de combustível.
- Consumo específico de combustível.
- Patinação das rodas motrizes: - neste caso a curva deve ser traçada a partir de ajuste estatístico dos valores obtidos em todas as marchas.

Mais recentemente, por ocasião da revisão daquela norma procurou-se acompanhar a tendência das normas europeias, suprimindo-se do ensaio de pista as determinações para levantamento das curvas, mantendo-se apenas a obrigatoriedade do ensaio no ponto de potência máxima na barra de tração. Embora a tendência seja de não constar mais dos relatórios as curvas de desempenho na barra de tração, elas serão consideradas a seguir dada sua importância de caráter didático. A forma gráfica de apresentação de desempenho na barra de tração, como apresentado na Figura 8.15, pode mostrar muito mais claramente as características de tração de um espécime, do que a apresentação dos dados na forma de tabela. O gráfico dessa figura evidencia os limites

⁷ Considera-se que as últimas marchas (as mais altas), são utilizadas para transporte, enquanto as mais baixas destinam-se a trabalho. As marchas de trabalho devem ser as especificadas pelo fabricante do trator.

de desempenho do trator em cada marcha. ou seja, que o espécime em 1ª, 2ª e 3ª marchas tem condições de desenvolver cerca de 2/3 (67%) mais tração do que em 4ª marcha, porém com velocidades entre 2 e 7 km/h. Se os pontos de inflexão das curvas forem unidos, obtêm-se a curva de potência máxima na barra de tração, como ilustra o gráfico da Figura 8.15.

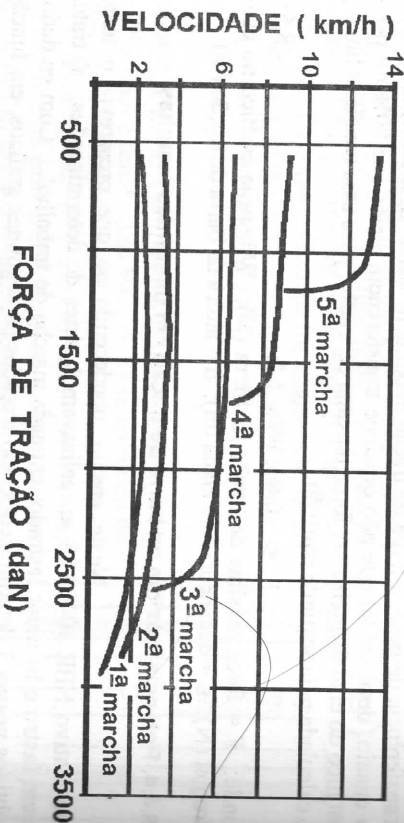


FIGURA 8.15. Modelo de gráfico das curvas de variação da velocidade (quilômetros/hora) de deslocamento do trator em função da variação na força de tração (decawtons) na barra, em cada marcha de trabalho.

A potência disponível no motor do trator e a patinação dos rodados são os fatores que determina, para cada marcha, o ponto de inflexão da curva de tração vs. velocidade, pois:

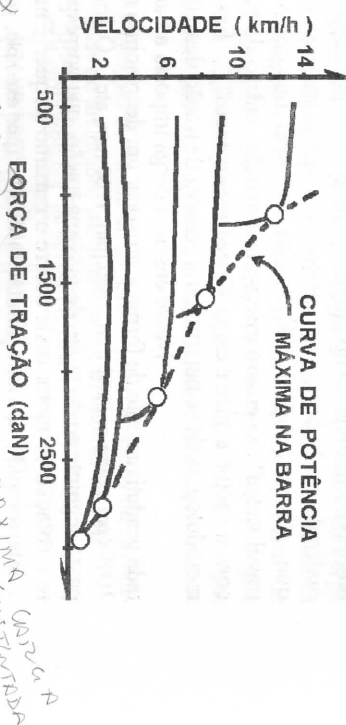
potência na barra = força de tração x velocidade de deslocamento

e ambas as variáveis do segundo membro dessa identidade dependem, para cada marcha, do torque & rotação do motor e da patinação do rodado motriz.

8.4.4. Parâmetros de desempenho em pista.

Os ensaios de tratores em pista possibilitam a avaliação dos seguintes parâmetros de desempenho: a) reserva de tração (avaliado nos EUA, onde é conhecido como "lugging ability"); b) pontos de potência máxima na barra e de máxima carga sustentada; c) rendimento tratório.

FIGURA 8.16. Curva de potência máxima na barra, traçada sobre os pontos de inflexão das curvas de tração vs. velocidade de deslocamento do trator na pista.



a) **Reserva de tração ("lugging ability").** Tratores trabalhando sob condição normal de campo, geralmente não são solicitados para trabalhar com mais de 85-90% da potência máxima, em qualquer particular marcha. Se isso for ignorado, um momentâneo incremento na resistência oferecida pelo implemento levaria a exceder a tração de potência máxima, causando queda de rotação e, por vezes, o motor "morre" caso não se faça a mudança para marcha mais reduzida. O tanto mais próximo da potência máxima que, em dada marcha, um trator pode ser solicitado na barra, depende da amplitude da faixa do que MANBY (s.d.) denomina **reserva de tração**. Trata-se da potência disponível entre os pontos **PMB** e **MCS** em cada marcha, cujo valor depende da forma da curva de torque do motor. Uma faixa de desempenho que pode ser observada como apropriada e generosa reserva para vencer incrementos repentinos na carga é mostrada como a área hachurada sob a curva de potência em 3ª. marcha do gráfico do trator A, na Figura 8.18. Essa área é delimitada pela linha pontilhada a partir de 85% da tração correspondente a potência máxima e se estende até a tração correspondente ao ponto de MCS. Áreas similares poderiam ser demarcadas sob as curvas das demais marchas.

Todas as considerações precedentes aplicam-se a tratores com transmissão mecânica convencional. Não se aplicam a tratores com transmissão de variação contínua, como é o caso de sistemas hidrostáticos. Se os tratores A e B fossem equipados com transmissões hidráulicas (número infinito de marchas), eles poderiam funcionar submetidos a qualquer carga sob a curva traçada envolvente dos pontos de **PMB**.

A reserva de tração representa, portanto, a capacidade do trator em vencer sobrecargas momentâneas de tração, sem haver necessidade de efetuar a troca da marcha em uso por outra mais reduzida, característica que, segundo LEVITICUS (1985), o Tractor Test Laboratory da Universidade de

Nebraska designa como "lugging ability". A avaliação dessa característica é realizada em Nebraska no ensaio de "potência máxima em diferentes marchas" que, a norma SAE J 708, Seção 10, especifica como "drawbar pull versus travel speed". O ensaio inicia-se na marcha padrão de trabalho ("rated gear")⁸ e com o motor a plena carga ("rated engine speed")⁹. Esse ensaio é uma forma metodológica de se determinar a reserva de tração descrita por MANBY (sd)¹⁰.

Nesse ensaio a carga imposta à barra de tração é aumentada gradativamente de forma a provocar um decréscimo na rotação do motor de 10% (por exemplo, 2200 rpm, 1980 rpm, 1760 rpm, etc.). O ensaio é interrompido no passo seguinte ao do ponto de máxima tração, que corresponde aproximadamente à rotação do motor onde ocorre o máximo torque. Em alguns casos o ensaio é interrompido se outra limitação ocorre (por exemplo, patinação além de 15%). Sua importância diz respeito ao fato de que qualquer incremento na resistência oferecida ao deslocamento do trator em serviço de campo, exige uma capacidade do trator em aumentar a tração desenvolvida na barra. Quando o motor do trator não oferece uma capacidade de sustentação de conjugado (ver sub-título 7.5.6, p. 356) extra, o operador tem que efetuar uma mudança de marcha (mais reduzida). Qualquer que seja o processo utilizado de manejo de campo para essa mudança, sempre envolverá um tempo extra e possível desgaste extra de componentes do trator.

De acordo com LEVITICUS (1985), nos dados divulgados dos ensaios de tratores em Nebraska considera-se o nível de 80% da rotação de potência máxima no motor como referência para avaliação do aumento percentual na tração em relação a observada na rpm de potência máxima (100%). Assim, ao citar-se 12 % como reserva de tração ("lugging ability") de um trator, está se dizendo que 12% de acréscimo na força de tração que fornece a potência máxima na barra, provocará um a redução na rotação nominal do motor de 20 %. Todavia, no Relatório Oficial, são fornecidos os dados completos do ensaio. O Quadro 8.2 mostra a maneira como os dados de "lugging ability" são apresentados nos relatórios de ensaio de Nebraska.

A configuração geral das curvas de potência na barra, em função da tração, é mostrada no gráfico da Figura 8.17. A simples observação da posição

8 "Rated gear" = marcha utilizada em todos os ensaios de longa duração para qualquer tamanho de trator. Usualmente corresponde a uma velocidade situada entre 6 e 11,5 km/h.

9 "Rated engine speed" = rotação do motor recomendada pelo fabricante para operação do trator na potência máxima contínua.

10 A "reserva de tração" de MANBY (s.d.) e a "capacidade de arranque" ("lugging ability") definida por LEVITICUS (1985), tem praticamente o mesmo significado; a diferença é apenas na forma de considerar os dados e metodologia de sua obtenção.

relativa das curvas é suficiente para se notar a existência de faixas de carga resistente (exigência tratorista) nas quais é baixo o aproveitamento da potência disponível no motor (rendimento tratorista). Se um trator apresenta caixa de mudança de marchas com um pequeno número de velocidades de trabalho, por exemplo apenas 3 ou 4 (ver Figura 8.17), é inevitável que algumas cargas resistentes apenas poderão ser tracionadas em velocidades indesejavelmente baixas.

QUADRO 8.2. Exemplo de forma de apresentação dos dados de capacidade de arranque. Adaptado de LEVITICUS (1985).

LUGGING ABILITY IN 9th (SL) GEAR										
RPM motor (decréscimo %)	2500 0	2251 9,96	2004 19,84	1749 30,04	1501 39,96	1249 50,04	1003 59,88			
Tração (kN)	16,54	17,61	18,87	19,89	20,68	20,99	20,33			
% aumento tração	0	6	14	20	25	27	23			
Potência (kW)	35,31	33,63	31,84	29,03	25,73	21,64	16,92			
Veloc. (km/h)	7,68	6,87	6,07	5,26	4,48	3,71	3,00			
Patinação (%)	7,44	7,99	8,70	9,40	10,09	10,32	9,86			

b) Pontos de potência máxima na barra e de máxima carga sustentada.

Visando melhor compreensão do significado dessas curvas de potência na barra em função da tração, à luz do princípio da comparabilidade (sub-título 2.2.3, p. 41), considere-se o gráfico da Figura 8.18, adaptado de MANBY (s.d.). Trata-se das curvas de potência em cada marcha, obtidas nos ensaios de pista de dois tratores equipados com motores de mesma potência, porém equipados com caixas de câmbio de diferentes velocidades. As curvas de linha cheia do gráfico da parte superior da Figura 8.18, indicam os valores de potência na barra vs. tração para um trator com 4 velocidades (Trator A) de trabalho e as curvas similares, no gráfico da parte inferior dessa figura, mas para um trator (Trator B) equipado com caixa de câmbio de 6 velocidades operacionais de serviço. Essas curvas, idênticas as encontradas nos Relatórios Oficiais de Ensaio, expressam o desempenho completo na barra de tração do trator, na faixa de esforço tratorista que pode ser obtida em cada marcha com o alavanca do acelerador na posição de débito máximo, ou seja, com o ajuste do regulador na posição de plena carga. Em cada marcha, a medida que se aumentada a solicitação na barra, ocorre um aumento da potência (com determinada redução na velocidade, como mostrado pelas curvas da Figura 8.15) até que seja atingido um valor máximo (máximo produto $Fb \times V$): este é o ponto de potência máxima na barra de tração (PMBt) para a

marcha considerada, ou seja, o ponto de máximo rendimento tratório nessa condição operacional. A partir desse ponto, aumentando-se a carga na barra, decresce a rotação do motor, buscando o ponto de torque máximo (ver gráfico da

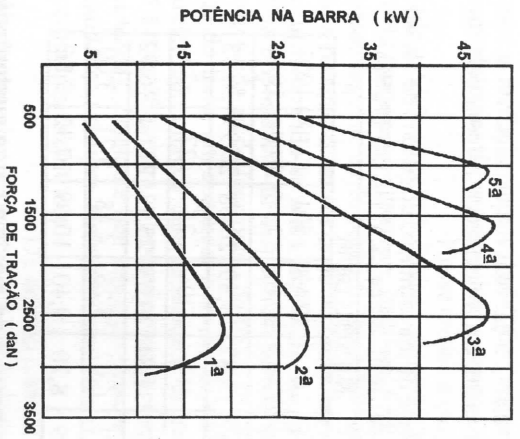


Figura 8,6), com redução na velocidade de deslocamento e conseqüente decréscimo na potência.

FIGURA 8.17. Modelo gráfico das curvas de variação da potência na barra (quilowatts) em função da variação da força de tração (decaw-tons), para cada marcha de trabalho.

A queda na velocidade ocorre nessa situação não apenas por redução na rotação do motor, mas também devida a patinação do rodado motriz. O aumento de tração na barra, após o ponto de potência máxima, ocorre até ser atingido um valor máximo no denominado **ponto de máxima carga sustentada** (MCS). A linha tracejada unindo os pontos P_{MIB}, em cada marcha, representa a curva de desempenho na barra de um trator homólogo ao espécime ensaiado, porém com transmissão de número infinito de marchas (ideal). A linha que une o ponto MCS a origem dos eixos cartesianos representa o funcionamento do motor do trator na condição de mínima carga (mínima aceleração do motor) capaz de sustentar a solicitação de carga na barra.

Portanto, a cota vertical entre a curva de potência na barra com motor a plena carga (linha cheia) e a aquela de carga parcial (linha tracejada), representa a variação de potência em função da posição da alavanca do acelerador que determina a faixa de variação na velocidade de deslocamento, dentro de determinada marcha, para solicitação constante de tração na barra. Assim, em função da ajustagem do regulador (via alavanca do acelerador) e da solicitação de tração, os tratores operaram em cada marcha dentro das secções hachuradas das curvas.

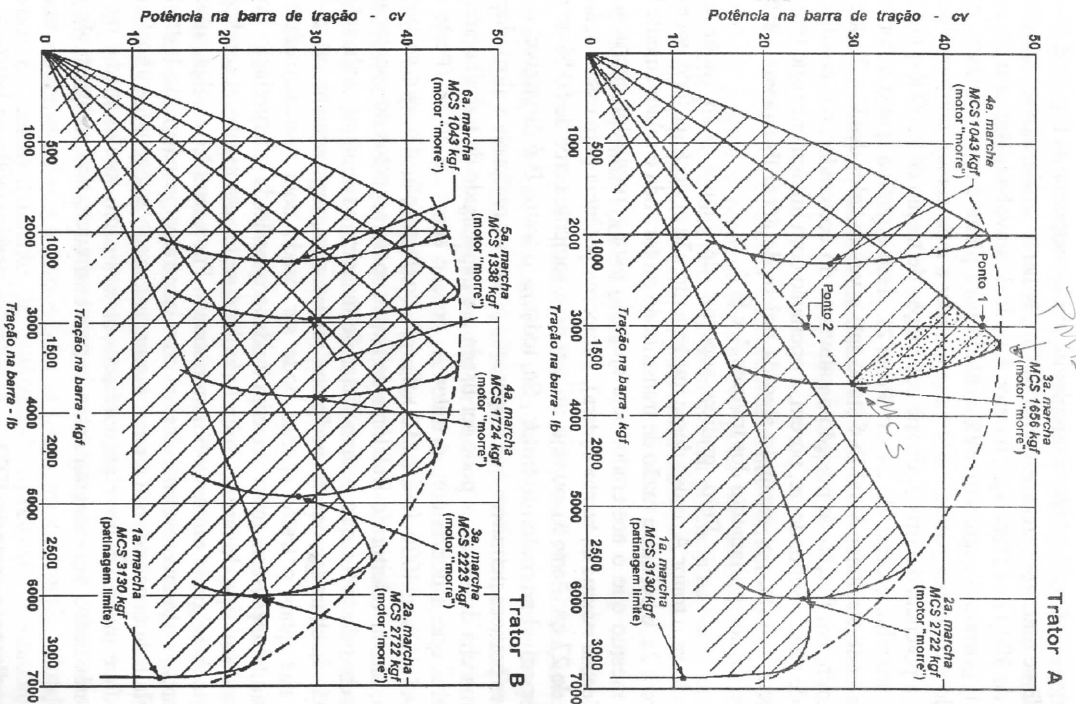


FIGURA 8.18. Curvas de potência na barra (cv) vs. força de tração (libra força & kgf), para cada marcha de trabalho, de dois tratores tomados como exemplo. *Adaptado de MANBY (s.d.).*

A), pode-se notar que, para tracionar um implemento cuja exigência tratorista é da ordem de 3000 lb-f (1360 kgf), o trator A pode desenvolver 44 cv em 3a. marcha (Ponto 1) quando o regulador está ajustado para plena carga. Todavia, quando ajustado para carga parcial mínima (acelerador a meio curso), conforme descrito acima, a potência desenvolvida sob solicitação de tração de 3000 lb-f (1360 kgf), em 3a. marcha, é cerca de 24 cv (Ponto 2). Isso significa que o trator em 3a. marcha pode tracionar 3000 lb-f (1360 kgf) a velocidades desde 4,76 km/h até 8,74 km/h, em função da posição da alavanca do acelerador, nas condições do ensaio de pista. Supondo-se, porém, a operação com implemento que tem maior exigência tratorista, por exemplo algo da ordem de 4000 lb-f (aprox. 1810 kgf), qual seria o comportamento dos tratores A e B?

Pelo gráfico superior da Figura 8.18, nota-se que, utilizando-se o trator A, o uso desse implemento não poderá ser feito em marcha superior a 2a. e porque a razão de transmissão motor:roda é relativamente baixa. Logo, mesmo que o acelerador seja ajustado para o regulador operar a plena carga (débito máximo da bomba injetora), a máxima potência para essa tração é da ordem de 27 cv (Ponto 3), ou seja, utilizar-se-a somente cerca de 60 % do potencial disponível no motor do trator. Se, todavia, o trator B é disponível e considerações práticas permitem que a operação possa ser realizada a alta velocidade, a 3a. marcha desse trator pode ser usada e a capacidade de trabalho será 50% mais alta que a obtida com o trator A, porque cerca de 40 cv (Ponto 4) são desenvolvidos a 4000 lb-f (1810 kgf). A conformação das curvas pode, de pronto, alertar o leitor do Relatório de Ensaio para aspectos do escalonamento de marchas do trator que podem afetar de maneira adversa sua aplicação. As áreas não hachuradas, entre os "picos" das curvas, representam as zonas de carga nas quais o trator apenas pode ser usado com reduzida eficiência. Todavia, é necessário proceder com cuidado quando da interpretação do valor prático desse tipo de curva; sobretudo deve-se ter em mente as condições de ensaio sob as quais as curvas foram obtidas. Por exemplo, a folga entre 1a. e 2a. marchas obtida em ensaios feitos com um trator pesadamente lastreado, em superfície de concreto, não é necessariamente uma vantagem significativa, se a intenção é utilizar o trator sempre sem lastros e em tarefas média ou leves; nessa condição, a patinação da roda provavelmente será o limite efetivo do desempenho.

d) Rendimento tratorístico (RT). A potência desenvolvida na barra de tração (Pbt) é parte da potência disponível no motor (Pm), que é transmitida até a árvore de acionamento do rodado motriz e aí convertida em força de tração (Ftb) e velocidade de deslocamento (V). Relacionando-se a potência obtida na barra de tração, numa dada condição, com a respectiva potência desenvolvida

na árvore motriz do rodado (Par), obtém-se o parâmetro de desempenho denominado **rendimento tratorístico (RT)**¹¹ ou, impropriamente, eficiência tratorista ("tractive efficiency"):

$$RT = Pbt / Par \quad (8.6)$$

mas,

$$Par = Pm \times Rt \quad (8.7)$$

onde Rt é o rendimento das transmissões. Substituindo-se (8.7) em (8.6), tem-se:

$$RT = Pbt / (Pm \times Rt) \quad (8.8)$$

Como Rt é aproximadamente constante para as diversas marchas, na prática o rendimento tratorístico pode ser considerado como um coeficiente de conversão da potência do motor em potência na barra, para uma dada condição de trabalho (no caso, em pista de concreto).

8.4.6. Ensaio em simulador de pista.

A Estação de Ensaio de Uppsala, na Suécia, iniciou em 1959 a construção de um simulador de pista de ensaio de tratores, descrito por BERGLUND (1960) como "tractor drum dynamometer" e citado por BARGER et al. (1963) como "chassis dynamometer for tractors".

Como ilustra o croquis da Figura 8.19, trata-se de uma instalação na qual dois cilindros de grande diâmetro, com superfície revestida de concreto, acham-se acoplados a um conjunto de transmissão + freio + motor, montados sobre plataforma articulada, de forma que a força de reação na periferia dos cilindros (torque transmitido pelo contato dos pneus) possa ser indicada numa balança.

Os avanços tecnológicos verificados no projeto e construção de tratores agrícolas, a evolução dos conceitos sobre qualidade industrial e as tendências do comércio internacional decorrente da globalização da economia, fazem supor que os ensaios de pista de concreto terão, no futuro, uma importância secundária. A maioria das informações obtidas através de comboio em pista de ensaio, podem ser levantadas instalando-se o trator em bancada de laboratório, adaptando-se torçômetros diretamente nos cubos das rodas motrizes e submetendo-os a dispositivos de frenagem controlada. Ainda, com o avanço no desenvolvimento de "softwares" específicos, a simulação em computador do comportamento dos tratores em pista tornar-se-a realidade.

11

Como já referido anteriormente, a tradução livre do termo inglês "efficiency" por "eficiência", deve ser evitada pois em português o termo significa "virtude de produzir um efeito" e sinônimo de "eficácia". Assim, na língua pátria, o termo que expressa o verdadeiro significado de "efficiency", é "rendimento".

8.5. DESEMPENHO DO SISTEMA HIDRÁULICO.

A metodologia brasileira NBR 13145/85 (originalmente integrante do texto da NBR 10400/88), para o ensaio do sistema hidráulico de tratores é baseado na norma ISO 789/II - "Agricultural tractors - Test procedures - Part II: Hydraulic power and lifting capacity". Esses textos normativos estabelecem, para a avaliação do desempenho de sistemas hidráulicos de tratores agrícolas, os seguintes objetivos:

- determinar a magnitude da força vertical máxima capaz de ser exercida nos pontos de engate inferiores e a altura de sua ocorrência, ao longo de seu percurso completo de levantamento;

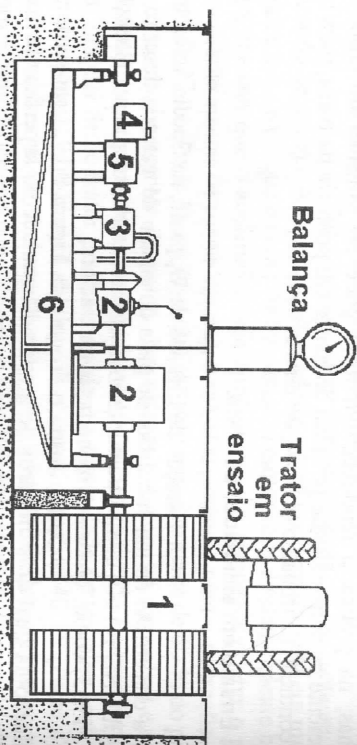


FIGURA 8.19. Croquis das partes constituintes do simulador de pista para ensaio de tratores, do "Agricultural Machinery Testing Institute", de Uppsala. (1) cilindros revestidos de concreto; (2) multiplicadores de velocidade; (3) freio dinâmico hidráulico; (4) motor elétrico (acionamento para mensuração de potência de atrito); (5) variador de velocidade; (6) plataforma articulada. *Adaptado de BERR-GLUND (1960).*

- determinar a magnitude da força vertical máxima capaz de ser exercida num ponto afastado 610 mm para trás dos pontos de engates inferiores, localizado sobre uma estrutura acoplada ao engate de 3 pontos, e a altura de sua ocorrência ao longo do percurso completo de levantamento;
- avaliar a potência hidráulica máxima disponível na tomada hidráulica externa;

8. ENSAIO & CERTIFICAÇÃO DE TRATORES.

421

- verificar a capacidade do sistema de levantamento hidráulico em manter a carga na posição levantada, sem fornecimento de potência.

As três primeiras determinações, que exigem fornecimento de potência mecânica para acionamento da bomba hidráulica, são realizadas com a alavanca de aceleração do motor na posição que permite obter a potência máxima contínua, na velocidade angular nominal. A temperatura do óleo no reservatório deverá ser de 65 ± 5 °C. Deve ser o recomendado pelo fabricante do trator e identificado pelo tipo e viscosidade (especificada conforme a norma ISO 3448 - "Industrial liquid lubricants - ISO viscosity classification"). A norma NBR 13145/85 prevê os seguintes tipos de ensaios para o sistema hidráulico de levantamento em engate de 3 pontos:

- ensaio de força de levantamento;
- ensaio de potência hidráulica;
- ensaio de sustentação da carga levantada.

8.5.1. Ensaio de torção de levantamento.

Para realização deste ensaio o trator é posicionado sobre cavaletes e devidamente ancorado na instalação de ensaio, cuja configuração geral é mostrada no croquis da Figura 8.20. O trator é montado numa bancada, na posição horizontal, com suporte sob os eixos e tirante frontal de sustentação, de forma que não haja flexão dos pneus pela reação da força de levantamento.

No engate de 3 pontos do trator é acoplado um dispositivo de ensaio com estrutura cuja conformação geral é mostrada nos croquis da Figura 8.21. Ao dispositivo de ensaio se acopla o cabo de aço que, através do sistema de roldanas, é tensionado pela haste de um cilindro hidráulico de carga, que se acha conectado hidráulicamente ao acumulador pneumático de pressão através da válvula de fluxo. Por meio da linha de alimentação (não indicada no esquema da Figura 8.21) submete-se o sistema cilindro & acumulador a determinada pressão, de forma que o cabo de aço impõe ao sistema de levantamento do trator uma certa carga. Nessa condição, ao acionar-se o sistema hidráulico do trator ocorrerá um movimento ascendente dos braços de levantamento e do dispositivo a eles acoplado.

Durante o curso de levantamento, a carga é crescente em função do aumento de pressão no acumulador. Ao final do curso de levantamento, fecha-se a válvula de fluxo e retorna-se os braços para a posição mais baixa; acionando-se o sistema de alimentação, o cilindro do poço volta para um novo ciclo de carga.

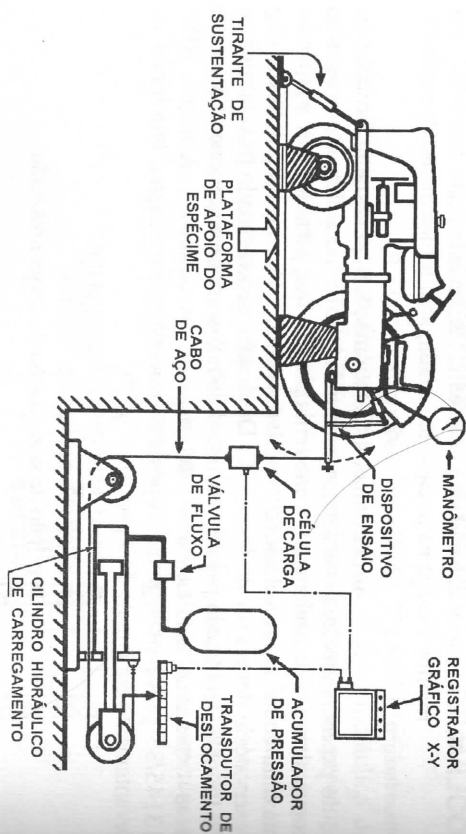


FIGURA 8.20. Instalação para ensaio do sistema hidráulico de levantamento, do engate de 3 pontos de tratores agrícolas.

A força de levantamento é medida por uma célula de carga e o movimento correspondente por um transdutor de deslocamento. A saída de ambos os instrumentos é conectada ao registrador gráfico X-Y, que traça o gráfico de deslocamento vs. força. Nesse gráfico a força de levantamento disponível deverá ter seu valor numérico identificado para seis pontos, no mínimo, igualmente espaçados através do curso total de levantamento. Em cada um desses pontos o valor da força deverá ser o máximo que pode ser exercida em oposição à carga estática (obtida pela ação do conjunto cilindro de carga & acumulador de pressão, conforme indicado na Figura 8.20).

A força máxima de levantamento, que o sistema hidráulico do trator pode desenvolver, acha-se associada à pressão hidráulica máxima regulada pela válvula de alívio. Assim, a norma NBR 13145/85 estabelece que os valores de força máxima devem ser aqueles correspondentes a 90% da pressão mínima de abertura da válvula de alívio, especificada pelo fabricante do trator.

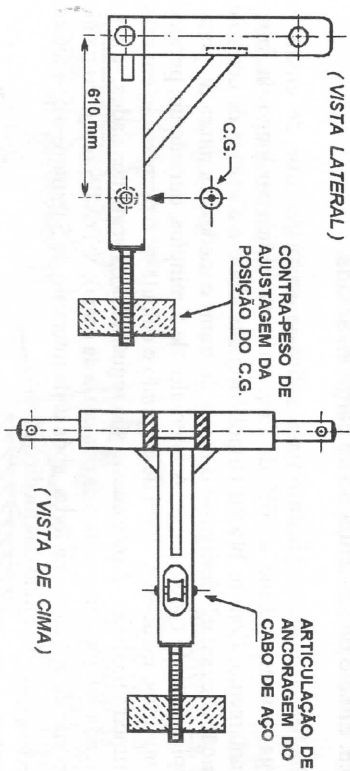


FIGURA 8.21. Dispositivo para ensaio do sistema de levantamento hidráulico cujas dimensões são normalizadas para cada categoria de engate, de 3 pontos, exceto o afastamento da articulação de ancoragem do cabo de aço de 610 mm.

8.5.2. Ensaio de potência hidráulica.

Para realização deste ensaio deve-se acoplar em qualquer derivação hidráulica do circuito do sistema hidráulico do trator um equipamento de mensuração de pressão, vazão e temperatura, semelhante ao esquematizado na Figura 8.22.

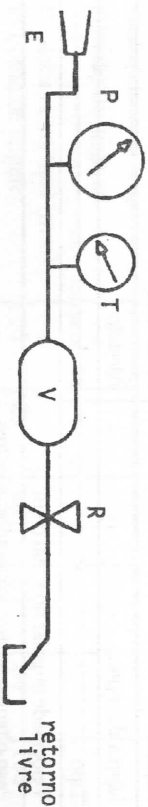


FIGURA 8.22. Esquema de equipamento para ensaio de potência hidráulica. P = manômetro; T = termômetro; V = medidor de vazão; R = registro para regular a pressão; E = conexão da derivação externa do sistema hidráulico do trator.

O ensaio é realizado medindo-se a vazão na pressão equivalente a 90% da pressão de abertura da válvula de alívio; calcula-se a potência pela equação:

$$N = Q \times p \quad (8.9)$$

onde: N = potência, em watts; Q = vazão, em m³/s; p = pressão, em pascal.

8.5.3. Ensaio de sustentação da carga levantada.

Neste ensaio aplica-se ao dispositivo de ensaio uma carga, correspondente a 90% da força máxima obtida ao longo da faixa de levantamento. Com os braços na posição mais alta e a alavanca de controle na posição "levantar", desliga-se o motor do trator e mede-se a altura do ponto de acoplamento do cabo de aço. A intervalos de 5 minutos, durante um período de 30 minutos, mede-se a altura desse ponto e calcula-se o decréscimo em relação a primeira medição. Neste ensaio são registrados os seguintes dados: a) a força aplicada no dispositivo (medida pela célula de carga); b) os decréscimos na altura do ponto de aplicação da força, após cada intervalo de 5 minutos e c) a temperatura ambiente no início das medições.

8.5.4. Apresentação dos resultados.

O Relatório de ensaio de desempenho do sistema hidráulico, segundo a norma NBR 13145/85, é constituído das seguintes partes: a) caracterização geral, b) ensaio de força de levantamento, c) ensaio de potência hidráulica e d) ensaio de sustentação de carga.

a) **Caracterização geral.** Os itens da caracterização geral do espécime submetido a ensaio são:

Fabricante do trator:	Local de ensaio:
	Data do ensaio:
CARACTERIZAÇÃO DO TRATOR	
Modelo:	Nº de série:
Marca do motor:	Modelo:
Tipo:	Nº de série:
Velocidade angular nominal (min ⁻¹):	
Peso c/tanque cheio; s/operador; s/lastros:	
CARACTERIZAÇÃO DO FLUÍDO HIDRÁULICO	
Tipo:	Viscosidade:
Tipo de sistema hidráulico:	

b) **Ensaio de força de levantamento.** Na apresentação dos resultados do ensaio de força de levantamento, de acordo com a norma NBR 13145/85, são levadas em consideração as notações indicadas nos croquis da Figura 8.23. A força - Fe exercida no ponto de engate (2, Figura 8.23) é calculada a partir da carga - Wt (peso próprio do dispositivo + carga) aplicada no ponto de ancoragem (3, Figura 8.23), através da seguinte equação:

8. ENSAIO & CERTIFICAÇÃO DE TRATORES.

O momento - M_0 , em torno do eixo traseiro é calculado através da seguinte equação:

$$F_e = W_t \cdot (610/z + 1) \quad (8.10)$$

$$M_0 = W_t \cdot (610 + x) \quad (8.11)$$

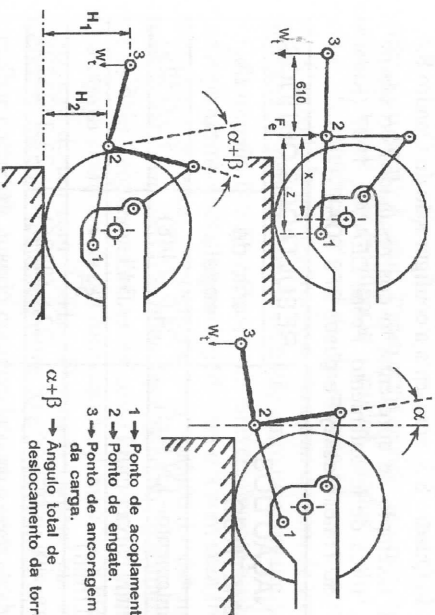


FIGURA 8.23. Elementos de resultados do ensaio de força de levantamento do sistema hidráulico. x = distância horizontal entre centro do eixo e ponto de engate; z = distância horizontal entre pontos de acoplamento e engate; H_1 = altura do ponto de ancoragem; H_2 = altura do ponto de engate.

QUADRO 8.3. Exemplo de registro de força de levantamento em 6 pontos da faixa, obtidos com 90% da pressão de abertura da válvula de alívio. Fonte: DEAMIA, 1987 (Relatório do Trator Massey Ferguson 275 TDA).

Posição do engate:	1ª	2ª	3ª	4ª	5ª	6ª
Deslocam. vertical (mm):						
a) Ponto de engate:	16	29	48	65	84	103
b) Ponto de ancoragem(*):	12	29	46	65	84	102
Força normal - kN (kgf):						
a) Ponto de engate:	24,0 (2451)	24,5 (2497)	24,9 (2543)	25,2 (2543)	25,2 (2570)	24,0 (2448)
b) Ponto de ancoragem(*):	19,1 (1943)	19,0 (1932)	18,6 (1894)	18,6 (1824)	17,0 (1732)	15,0 (1525)

(*): ponto em que o cabo de tração (ver Figura 8.21) é acoplado na estrutura do dispositivo de ensaio.

Os dados de força de levantamento, disponível em 6 pontos igualmente espaçados através do curso total de levantamento, referido anteriormente, podem ser expressos conforme indica o exemplo do Quadro 8.3, embora a norma NBR 13145/85 não especifique que devam constar do Relatório. Os resultados do ensaio, conforme a norma NBR 13145/85 e utilizando-se os dados do exemplo do Quadro 8.3, apresenta a configuração do Quadro 8.4.

QUADRO 8.4. Exemplo de apresentação dos resultados do ensaio de força de levantamento. Fonte: DEA /A, 1987 (Relatório do Trator Massey Ferguson 275 TDA).

DISCRIMINAÇÃO DOS PARÂMETROS	RESULTADOS OBTIDOS	
	Ponto de engate	Ponto de ancoragem
Capacidade de levantamento - kN (kgf):	24,0 (2448)	15,0 (1525)
Altura na posição mais baixa (mm)	345	345
Movimento vertical (mm)	545	545
Momento no eixo traseiro - kN.m	22,8 (2326)	23,3 (2379)
Ângulo de inclinação da torre (graus)		10,5
Pressão no sistema - kPa (kgf/cm ²)		17206 (175,5)

8.6. ENSAIOS DE NÍVEL DE RUÍDO.

O som, apesar de seus efeitos benéficos, quando desagradável e desarmonico — o denominado **barulho** ou **ruído**, pode causar lesões ao ser humano, cuja gravidade depende de sua magnitude física, do tempo de exposição e do estado psíquico da pessoa a ele exposta. A medição desse ruído em tratores agrícolas, de acordo com a norma NBR 10400/88 deve ser feita de conformidade com a norma NBR 9999 - Medição do nível de ruído no posto de operação, de tratores e máquinas agrícolas, elaborada com base na norma ISO 5131/82¹². Essa norma prevê que a medição deva ser feita considerando-se a posição do ouvido do operador (zona auditiva), estabelecida em relação a um ponto pré-determinado do assento¹³ e com o trator operando em pista de ensaio.

¹² ISO 5131. Acoustics: tractors and machinery for agriculture and forestry - Measurement of noise at the operator's position: survey method. 1982. 8 p.

¹³ PRA = ponto de referência do assento, determinado segundo uma metodologia padronizada internacionalmente (ISO 3462) e, no Brasil, através da NBR 9405/86.

8.6.1. Conceituação geral.

O reconhecimento do som é feito no ouvido pela rápida mudança de pressão do ar ambiente. Do ponto de vista fisiológico e da ergonomia do posto de trabalho de tratoristas, são duas as características de interesse do ruído emitido por tratores: altura e intensidade.

a) Altura do som. A altura ("pitch of the sound") depende da frequência com que a pressão varia: alta frequência - ruídos agudos; baixa frequência - ruídos graves. A frequência é medida, no sistema SI, em ciclos/segundo ou **Hertz** (Hz). O ouvido humano percebe a passagem do som de frequência f_1 para o de frequência f_2 pela magnitude da razão entre elas, denominado "intervalo" (i): $i = f_2 / f_1$, sendo $f_2 \geq f_1$. O intervalo universalmente conhecido é a **oitava**, ou seja $i = 2$, quando ocorre a passagem para um som com frequência duas vezes maior que o anterior. A oitava é uma unidade do sistema SI e o número de oitavas de um intervalo de frequências é igual ao logaritmo de base 2 da relação entre as duas frequências extremas desse intervalo. Assim, para um som de 4 kHz a oitava acima é a de um som com frequência de 8 kHz, enquanto a oitava abaixo será de um som com 2 kHz. O ouvido humano em boas condições pode perceber ruídos com frequência entre 20 e 20.000Hz, faixa de variação que pode ser melhor entendida quando comparada com o som produzido por um piano, que vai de 28 Hz no tom mais grave até 4,2 kHz no mais agudo.

b) Intensidade sonora. A intensidade ("level of the sound") caracterizada pela energia (I) que atinge uma determinada área, disposta perpendicularmente à direção de propagação. Na prática, essa intensidade é expressa como "som alto" ou "som baixo", conforme seja irritante ou suave ao ouvido. Pode ser expressa de três maneiras: a) como **densidade de fluxo de energia**, cuja unidade no sistema SI é watt por metro quadrado (W/m^2) ou joules por segundo por metro quadrado ($J/s/m^2$); b) como **pressão sonora**, que no sistema SI é expressa em termos de N/m^2 ou Pascal (Pa); c) como **nível de potência**, que no sistema SI é expresso em termos de Bel^{14} (B), sendo que na prática é utilizado exclusivamente o submúltiplo decibel (dB)¹⁵. Entre essas forma de se expressar¹⁴ a intensidade sonora, a que é normalmente utilizada em ensaio de tratores fornece o nível de potência em dB. A faixa de pressão sonora que pode submeter-se um

¹⁴ "Bel" é a designação dada a esta unidade de medida do sistema SI, em homenagem a Alexandre Graham Bell, inventor do telefone.

¹⁵ O dB é utilizado também para medir toda grandeza N que pode ser expressa por uma equação do tipo $N = 10 \cdot k \cdot \log(A_2/A_1)$ dB, na qual A2 e A1 são duas grandezas de mesma espécie (pressões, tensões, etc) e k é um número determinado pela correlação matemática entre a grandeza A e a potência.

ouvindo humano é gigantesca: a mais baixa é de 20 μ Pa (micropascal) e a mais alta tolerável sem permanente e imediato dano, é da ordem de 100 Pa. A mais baixa pressão, denominada "limiar da audibilidade" equivale a 0 dB, enquanto a mais alta pressão tolerável, denominada "limiar da dor", equivale a cerca de 100-120 dB. Os medidores de nível de potência sonora ("sonômetros": "decibelímetros", etc), incorporam circuito que possibilita medidas em 3 escalas de sensibilidade, para simular as características de sensibilidade do ouvido humano. Estas são conhecidas como escalas A, B e C, cujas leituras são designadas, respectivamente, dB(A), dB(B) e dB(C). As duas primeiras comportam filtros que atenuam, principalmente a intensidade de frequências baixas e pouco das altas, a fim de tornar o mais próximo possível a correspondência entre a medida física e a escala de sensação do ouvido humano. Outros equipamentos de mensuração, denominados analisadores de frequência, são projetados para efetuarem as medidas por faixa de frequência, possibilitando a análise espectral por faixas de oitavas, como indicado no Quadro 8.7.

8.6.2. Condições de ensaio.

As condições de ensaio dizem respeito a: instrumental; ambiente, trator & carro dinamométrico e localização do microfone.

- a) Instrumental.** O tipo de medidor de nível de pressão sonora a ser utilizado deve ser um que possua os requisitos constantes da especificação ISO "IEC 651 - Sound levelmeters". Nesse instrumento, o nível de pressão sonora deve ser medido no circuito de ponderação A e expressos em dB(A). A norma NBR 9999 prevê, opcionalmente, uma mensuração com análise espectral em bandas de oitava, na faixa de frequências de 31,5 Hz a 8.000 Hz (31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 e 8000 Hz), avaliando-se para cada banda o nível em dB(A). Quando essa determinação for realizada, o equipamento (analisador de frequência) deve estar provido de filtros de acordo com a especificação ISO "IEC 225 - Octave, half octave and third octave, band filters intended for the analysis of sound and vibrations"
- b) Ambiente.** O ensaio é realizado em pista, não devendo existir obstáculos (edificações, árvores, outros veículos, etc) num raio de 20 m em relação ao trator, a fim de evitar ocasional reflexão do som durante a medição. A temperatura ambiente deve estar entre -5 e 30 °C e a velocidade do vento não deve ultrapassar de 5 m/s (18 km/h). O nível de ruído de fundo (ruído presente no ambiente de ensaio) deve estar pelo menos 10 dB(A) abaixo do nível registrado no ensaio.

c) Trator e carro dinamométrico. O trator não deve estar lastreado e com pneus não apresentando desgaste superior a 50%. A pista deve apresentar um trecho reto de pelo menos 150 m e o carro dinamométrico acoplado através de

cabo com comprimento que possibilite manter uma distância tal que não cause interferência.

d) Localização do microfone. O diafragma do microfone deve estar voltado para frente e seu centro localizado 790 (+50, -100) mm acima e 150 (\pm 20) mm a frente do PRA (ponto de referência do assento). O PRA é determinado de acordo com a NBR 9405 e o microfone deve ser instalado do lado da cabeça do operador que está submetido ao maior nível de pressão sonora.

e) Mensurações. As mensurações, de acordo com a norma brasileira, são realizadas em cada marcha do trator que possibilite uma velocidade de deslocamento entre 4 e 17 km/h, com o sistema de alimentação do motor na condição de débito máximo de combustível e sob várias condições de carga na barra de tração, a saber: com 100% de carga, ou seja, trator exercendo a força de tração na barra que fornece a potência máxima, com patinagem igual ou inferior a 15% para pneus e 7% para esteiras, com 75% e com 25% da força de tração considerada no item a. Quando for medido o nível de pressão em bandas de oitava, a mensuração é feita na marcha e carga que proporcionam nível máximo. Se o trator possuir cabine, o ruído deve ser medido com todas as portas e janelas fechadas e com o condicionador de ar funcionando em sua regulação máxima.

8.6.3. Apresentação de resultados do ensaio.

Os resultados obtidos nos ensaios de nível de ruído são apresentados, conforme mostram os Quadros 8.5 e 8.6, de acordo com o previsto na norma adotada para sua realização. No caso da NBR 9999, os resultados são apresentados em dois quadros: a) dados de nível de pressão sonora, em cada marcha que possibilite obter velocidades de deslocamento entre 4 e 17 km/h; b) resultados da análise espectral, em termos de frequência central e respectivos níveis de pressão sonora nas faixas de oitavas entre 31,5 e 8000 Hz, nas condições de marcha e carga que proporciona o maior ruído.

8.6.5. Importância da redução do nível de ruído em tratores agrícolas.

Os benefícios de baixar os níveis de ruído em tratores agrícolas, segundo LEVITTICUS (1985b), são: a) menor risco de deterioração da acuidade auditiva do tratadorista; b) menor fadiga e irritação do operador ao final de um longo dia de trabalho; c) menor incômodo ao meio ambiente (ruído nas vizinhanças). Com relação aos ruídos provocados pela maquinaria agrícola, especialmente tratores, colhedoras, atomizadores, picadoras de forragem, tilhadoras e batedoras, etc, ZANDER (1972) reconhece que há possibilidade de ocasionarem surdez permanente em trabalhadores sem proteção adequada.

QUADRO 8.5. Exemplo de apresentação dos resultados do ensaio de nível de ruído em cada marcha, entre 4 e 17 km/h. *Fonte:* DEAMA, 1987 (Relatório do Trator Massey Ferguson 275 TDA).

MARCHAS	CARGA NA BARRA (%)		PRESSÃO SONORA dB(A)	
	Nominal	Real	Ouvido	De fundo
4ª	25	24,4	96,8	70,5
	75	74,4	97,3	
	100	-	-	
5ª	25	24,0	96,8	72,1
	75	74,6	98,2	
	100	100,8	99,0	
6ª	25	25,4	98,0	72,5
	75	74,2	99,2	
	100	99,1	98,7	
7ª	25	22,3	97,8	71,1
	75	76,0	99,1	
	100	100,8	98,0	
8ª	25	25,8	98,4	71,8
	75	76,9	99,0	
	100	96,6	98,7	
9ª	25	26,0	99,7	73,7
	75	76,0	99,2	
	100	99,0	99,8	

De acordo com ROBIN (1987), pesquisas realizadas em países da comunidade européia, possibilitaram estabelecer os seguintes níveis de pressão sonora e respectivos efeitos sobre a pessoa:

- o < de 30 dB(A): nenhum efeito;
- o > de 30 dB(A): reações psíquicas (irritabilidade, desatenção, cansaço prematuro, etc);
- o > de 65 dB(A): reações vegetativas (aumento da pressão sanguínea, de ritmo cardíaco, tensão muscular, menor irrigação sanguínea da pele);
- o 85-100 dB(A): perdas crescentes no níveis de audição (reversíveis e irreversíveis);
- o > de 120 dB(A): traumatismo no aparelho auditivo.

No Brasil foi regulamentado, pelo Ministério do Trabalho, os limites máximos de exposição tolerável para trabalhadores submetidos a ação do ruído. Um critério semelhante, mas considerando o dobro do tempo

de exposição para cada nível de pressão sonora, foi estabelecido nos EUA pela "Occupational Safety and Health Agency" - OSHA, conforme relata ROSEMBERG (1976). A Tabela 8.4 indica os períodos de exposição tolerados no Brasil, pelo Ministério do Trabalho (MT), e nos EUA, pela OSHA. Ainda, HARRIS e LINDGREN (1976), relatam que a Academia Americana de Otorrinolaringologia concluiu que o risco de uma deterioração na capacidade auditiva ocasionada por ruído ocupacional, exceto trauma acústico, se baseia na denominação "vida de exposição ao ruído ocupacional".

QUADRO 8.6. Exemplo de apresentação dos resultados do ensaio de análise espectral do nível de ruído no ouvido do operador. *Fonte:* DEAMA, 1987 (Relatório do Trator Massey Ferguson 275 TDA).

Marcha:	6	Condição real de carga na barra:						74,7 %		
Frequência central em faixas de oitava:										
Hz	31,5	63	125	250	500	2000	2000	4000	8000	
Nível de pressão sonora										
dB(A)	dB									
Operad.	99,0	84,0	93,0	93,2	95,7	95,2	95,0	91,0	87,5	83,4
Fundo	71,4	70,0	68,0	71,1	67,0	68,0	70,0	62,4	58,0	48,3

TABELA 8.4. Tempos limites de exposição permitidos para trabalhadores submetidos a ação de ruído sem estar adequadamente protegido. *Fontes:* ROBIN (1987) e ROSEMBERG (1976).

Níveis de ruído dB (A)	Tempo limite de exposição ao ruído (h:min) permitido por:	
	MT (Brasil)	OSHA (EUA)
85	8:00	16:00
90	4:00	8:00
95	2:00	4:00
100	1:00	2:00
105	0:30	1:00
110	0:15	0:30
115	0:07	0:15

Assim, operadores de tratores cuja atividade se estende praticamente por todo o ano (caso, por exemplo, da agroindústria canavieira) estão muito mais sujeitos a

deterioração da capacidade auditiva que tratoristas de empresas rurais onde parte da atividade anual é aplicada em outros serviços.

8.7. ENSAIOS DE ESTRUTURAS DE PROTEÇÃO.

Nas máquinas agrícolas designa-se genericamente como **estruturas de proteção** todo dispositivo estrutural que é agregado ao espécime com o objetivo específico de oferecer proteção física ao ocupante do posto de operação/ controle. No caso de tratores, destaca-se a denominada **estrutura de proteção contra capotagem** (EPCC) e conhecida na literatura técnica internacional pela sigla "ROPS" (do inglês, "roll over protective structure").

O uso de tratores na Agricultura pode oferecer significativos riscos de acidentes, não por deslocarem-se a altas velocidades, mas por operação descuidada ou emprego em condições não recomendáveis. Os dados estatísticos disponíveis, embora poucos, são suficientemente significativos para que os ensaios de EPCC tornem-se uma exigência legal [N.F.]. No Brasil, de acordo com ROBIN (1987), a Secretaria da Agricultura do Estado de São Paulo, através da CATI, realizou estudos sobre acidentes de trabalho na zona rural, constatando que no ano agrícola de 1975/76 ocorreram 110.700 acidentes em 28.300 propriedades agrícolas (média de cerca de 4 acidentes/propriedade/ano) dos quais 13.700 (12,4 %) envolvendo uso de tratores, resultando em 2.000 casos fatais, ou seja, **1 morte a cada 7 acidentes com tratores**. Segundo relato de MÁRQUEZ e GONZALES (1990), na ex-Alemanha Ocidental, observou-se a seguinte evolução dos dados de acidentes fatais com tratores: em 1954, 40 mortes/ano por 100 mil tratores em uso; em 1963, 20 mortes/ano por 100 mil tratores em uso. O autor atribui essa redução de 50% no número de acidentes fatais em 10 anos, em grande parte ao fato de melhoria na formação profissional dos tratoristas e a maior familiarização dos agricultores com o uso de máquinas tratorizadas. Todavia, assinala que após ter sido obrigatório os tratores saírem de fábrica já equipados com EPCC, o índice de acidentes fatais caiu para 1 morte/ano por 100 mil tratores em uso.

A maneira pela qual, em cada país e região, se verifica o uso da maquinaria agrícola, segundo MÁRQUEZ e GONZALES (1990), é que condiciona o tipo de tombamento de tratores e os riscos a que estão submetidos os tratoristas. Os autores fazem um paralelo entre o uso de tratores de grande porte nos EUA, operando com maquinaria de arrasto ou semi-montadas, condição sob as quais aumenta o risco de tombamento traseiro ("empinamento" brusco), com os tratores que operam em países da Europa, habitualmente trabalhando com máquinas montadas (engate de 3 pontos) que dificultam o tombamento traseiro. Citam o exemplo de estatísticas inglesas que

apontam como cinco vezes mais frequente os casos de acidentes fatais com tombamento lateral do trator do que tombamento traseiro.

8.7.1. Espaço protegido pela estrutura.

Ao se definir uma estrutura de perfis metálicos acoplada ao trator para proteger o operador contra capotagem, o primeiro aspecto a considerar é a região protegida, ou seja, os limites do espaço do posto do tratorista, como ilustram os croquis da Figura 8.24. O espaço de proteção é definido em relação ao plano vertical de referência (pontos com letras de índice zero) por 8 planos (verticais, horizontais, inclinados) e 3 superfícies (cilíndricas e curva) cujas posições relativas são devidamente definidas no texto da norma de ensaio da EPCC.

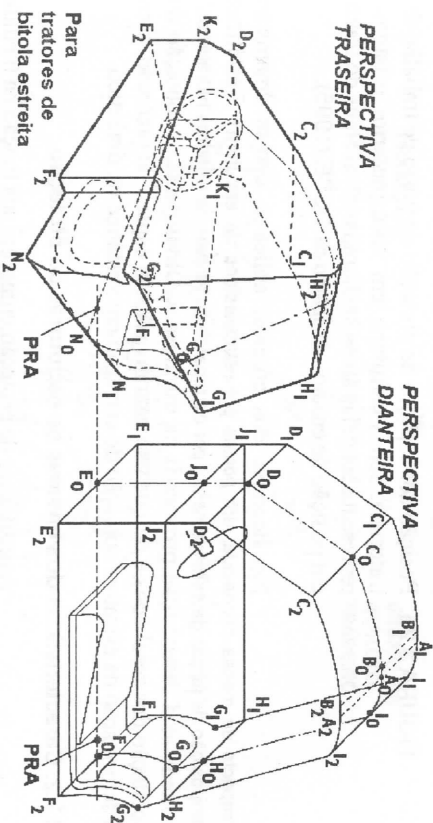


FIGURA 8.24. Limites do espaço de proteção do posto de trabalho de um operador de trator agrícola de rodas. As letras indexadas referem-se aos pontos que demarcam a posição relativa dos planos padronizados delimitadores do espaço de proteção do operador. *Adaptado de OCDE (1995).*

O espaço delimitado por superfícies de referência com posição relativa padronizada, como ilustram os croquis da Figura 8.24, ao ser demarcado no espécime considerado, estabelecem uma zona de segurança sob o espaço abrangido pela estrutura de proteção, conforme ilustram os croquis da Figura 8.25, pela área hachurada. Nesses croquis, em vista lateral e posterior, o trator acha-se apoiado sobre cavaletes, da maneira como deve ser posicionado para se proceder um dos ensaios da EPCC.

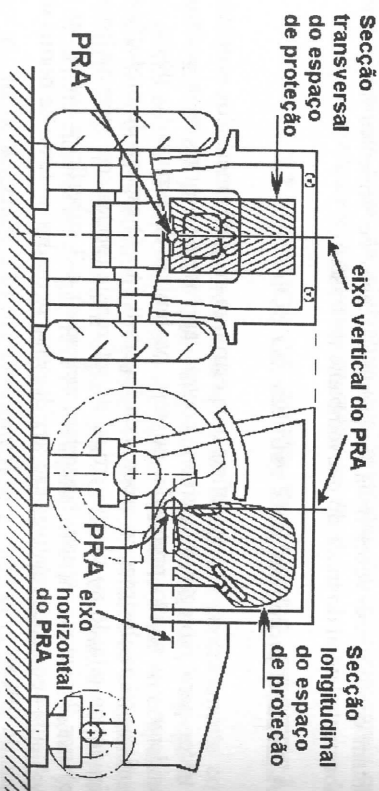


FIGURA 8.25. Posição dos espaços de proteção do posto de trabalho do tratorista, sob a estrutura, em vista posterior e lateral, representadas pelas áreas hachuradas no croquis do trator em posição de ensaio. *Adaptado de OCDE (1995).*

No decorrer dos ensaios, aplica-se cargas dinâmicas (impacto de massa conhecida, em pontos pré-estabelecidos da estrutura) e estáticas (imposição de forças de esmagamento, por carregamento através de cilindros hidráulicos) e mede-se a deformação provocada na estrutura. Obviamente, a condição de aceitação dos resultados é de que não haja invasão do espaço de proteção, com a deformação da estrutura sob ação do carregamento estático ou dinâmico.

8.7.2. Características dos ensaios de estruturas de proteção.

As estruturas de proteção cumprem sua função na medida em que oferecem uma resistência mínima, com deformações (transientes ou permanentes)* não invasoras do espaço de proteção. O ensaio tem por objetivo determinar se essa condição ocorre em determinado espécime e o procedimento adotado baseia-se na fixação dos tipos de capotagem nos quais a estrutura é capaz de resistir. Nessa capotagem existem alguns pontos de impacto da estrutura contra o solo e nos quais deve haver absorção de certa quantidade de energia (deformação da estrutura), sem invasão do espaço de proteção. A determinação dessa energia através dos pontos de impacto pode ser realizada de duas maneiras: a) cálculo teórico e b) ensaios no espécime (via experimental).

a) Cálculo teórico. Através do equacionamento da dinâmica do fenômeno da capotagem do trator, cujas equações diferenciais constituem os algoritmos utilizados nos "softwares" desenvolvidos especificamente com essa finalidade.

Sobre a modelagem matemática do tombamento de tratores e sua validação é importante a contribuição dos trabalhos de SMITH et al. (1974), DAVIS e REHKUGLER (1974), REHKUGLER et al. (1976), CROLLA e HORTON (1984), FEBBO e DWYER (1986).

b) Ensaios no espécime. Os métodos de ensaio são, necessariamente, procedimentos que submetem a estrutura a impactos e carregamentos cuja energia aplicada é equivalente as produzidas numa capotagem real. Se a estrutura absorver e resistir a estas solicitações, evidentemente apresentara igual comportamento numa capotagem acidental. Como referido anteriormente, existem dois procedimentos básicos utilizados nos ensaios de EPCC: a) ensaio com carga dinâmica de choque, aplicada através de um pêndulo, como ilustram os croquis das Figuras 8.26 e 8.27; b) ensaio de esmagamento aplicado por dois cilindros hidráulicos, como ilustra o croquis da Figura 8.28.

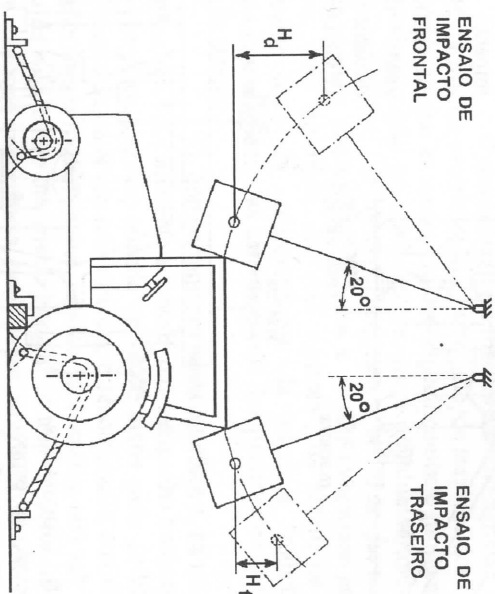


FIGURA 8.26. Croquis ilustrativo da fixação do espécime e forma de aplicação das cargas de impacto frontal e traseira na EPCC do espécime, durante a realização do ensaio dinâmico. *Adaptado de OCDE (1995).*

As estruturas de proteção e os ensaios para sua aceitação qualitativa com base em cargas de impacto (ensaio dinâmico) foram desenvolvidos, conforme relata MÁRQUES e GONZALEZ (1990), a partir dos estudos do Prof. Moberg, realizados em 1954 na Suécia, visando obter um dispositivo seguro de proteção do tratorista contra a capotagem. O ensaio estático de

EPCC originou-se nos EUA, com a publicação em 1967 do primeiro texto normativo sobre o procedimento de avaliação dessas estruturas.

ENSAIO DE IMPACTO LATERAL

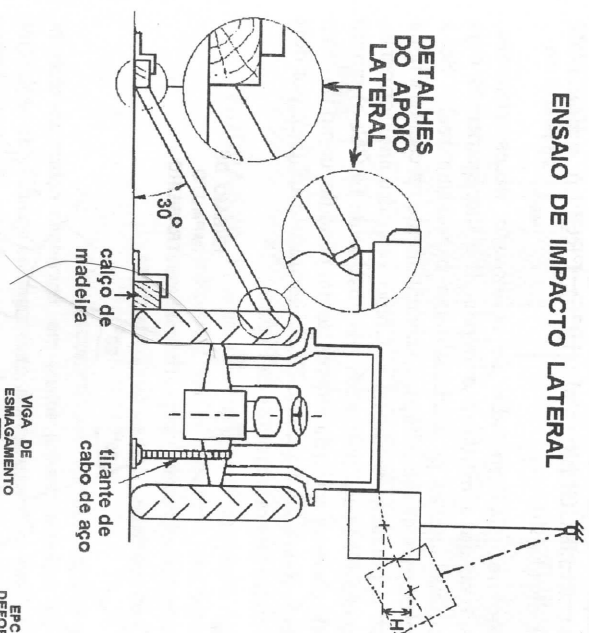


FIGURA 8.27. Croquis ilustrativo da fixação do espécime e forma de aplicação da carga de impacto lateral na EPCC do espécime, durante a realização do ensaio dinâmico. Adaptado de OCDE (1995).

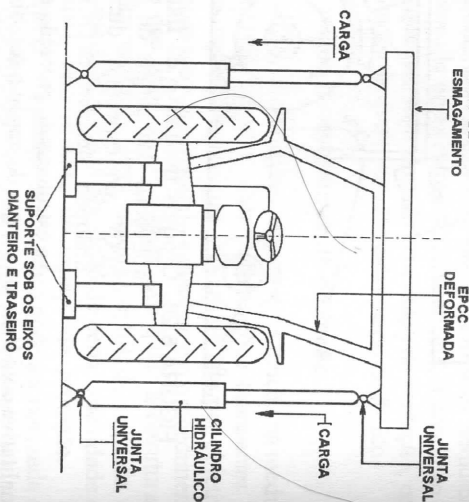


FIGURA 8.28. Croquis ilustrativo da fixação do espécime e forma de aplicação da carga de esmagamento na EPCC, durante a realização do ensaio estático. Adaptado de OCDE (1995).

A maior vantagem do procedimento de ensaio de esmagamento, com aplicação estática de cargas na EPCC (ver Figura 8.28), é a possibilidade de se analisar detalhadamente o comportamento da estrutura sob

solicitação e assim desenvolver estudos para otimizar o projeto, barateando seus custos. Todavia, MÁRQUES e GONZALES (1990) advertem que o ensaio estático [6] nunca reproduz o que sucede num capotamento real. Sob condição de choque mecânico os materiais tem comportamento diferente: as deformações não são tão elevadas, porém os esforços triaxiais provocados por cargas de impacto podem causar ruptura de partes soldadas, fissuras nos perfis, etc. Finalmente, deve ser considerado que embora uma EPCC possa ser ensaiada e certificada de conformidade com as especificações inseridas em norma, isso não garante que nos acidentes com capotagem os tratoristas saiam ileso, caso não seja de uso obrigatório o cinto de segurança.

8.8. DESEMPENHO EM SOLO AGRÍCOLA.

O desempenho de tratores em solo agrícola tem sido uma indagação frequente de usuários e, por outro lado, de surpresa dos leigos quando são informados de que as normas tratam especificamente de ensaios em pista, marginalizando o ensaio em solo agrícola, que é o ambiente típico de uso dos tratores na Agricultura. O fulcro dessa questão é o fato de que ao substituir-se a pista (de concreto para tratores de pneus e de solo compactado para tratores de esteiras) por uma superfície de "solo agrícola", os resultados obtidos são principalmente fruto do comportamento da interface "rodado-solo", que depende da interação entre as características dos pneus/esteiras e do solo, na superfície de contato.

O comportamento nessa interface é, na quase totalidade das condições, um fator limitante ao máximo desempenho tratório capaz de ser desenvolvido pelos tratores, quando operando numa pista padrão de ensaio. Assim, o ensaio de trator em solo agrícola, essencialmente, constitui um ensaio de aplicação de seu rodado (pneus, esteiras, semi-esteiras, etc) sob determinadas condições de solo, e não um ensaio integral do trator. Todavia, nem por isso deixa de ter enorme importância, principalmente quando se leva em consideração a tendência moderna de diferenciar procedimentos de ensaio mais diretamente voltados ao interesse de usuários do que dos fabricantes, como descrito por INNS (1995) e já considerado nos Capítulos 1 e 2 (ver p. 21 e p. 62-63, respectivamente).

8.8.1. Equipamentos para ensaio de tratores em solo agrícola.

Os equipamentos para ensaios de tratores em solo agrícola, como ilustra o croquis da Figura 8.29, basicamente são os mesmos que se utiliza nos ensaios sobre pista padrão. Verifica-se que em experiências iniciais desse tipo de ensaio foram utilizados implementos mais exigentes em

potência (subsoladores, grades pesadas, arados de alveca, etc) como carga de tração, cujos resultados explicitavam mais a exigência tratorria do implemento do que o desempenho dos rodados do trator.

Nos ensaios de tratores em solo agrícola a carga de tração é fornecida por outro trator, singly ou em comboio (c/ trator de lastro), portador dos instrumentos de mensuração e de porte significativamente maior que o espécime submetido a ensaio. Na área de ensaio de campo, devidamente demarcada e caracterizada (características físico-mecânicas da camada superficial do terreno), dispõe-se o comboio de ensaio constituído dos elementos indicados no croquis da Figura 8.29.

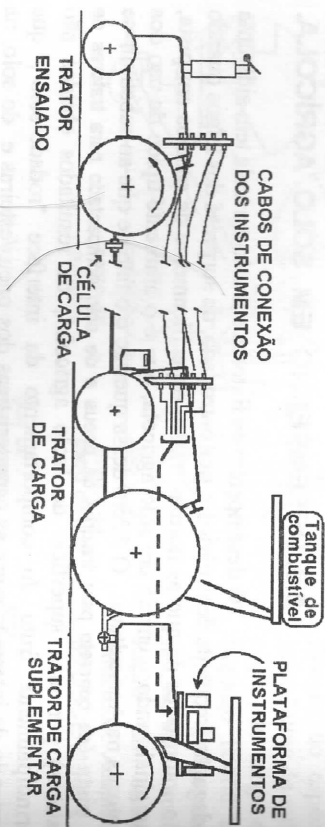


FIGURA 8.29. Elementos básicos do comboio para ensaio de trator em solo agrícola. A distância entre o espécime submetido a ensaio e o trator de carga é de 3 a 4 vezes a distância entre eixos do trator ensaiado. O terreno deve ser em nível, no sentido longitudinal e transversal.

O ensaio de tratores agrícolas em terrenos de cultivo, segundo MIALHE (1983), são realizados para avaliação do comportamento de pneus, de sistemas de transmissão (hidrostática, por exemplo), sistemas de tração (2x4, 4x4, TDA, rodado duplo vs. simples, etc), otimização de lastragem e, ainda, confronto entre comportamento em pista (ensaio oficial) e em solo agrícola. Todavia, é necessário distinguir-se **ensaio de trator do ensaio de sistema tratorizado**. No primeiro caso o objetivo é levantar-se o comportamento do trator interagindo com uma dada condição de terreno; no segundo, o interesse volta-se para o comportamento do sistema *trator + máquina/implemento + operador* interagindo com uma dada condição de aplicação no campo [N.F.].

Desde que nos ensaios de campo o principal fator sobre o qual deve ser exercido controle direto é a patinagem (P_i) do rodado e esta é função, numa dada condição de terreno e lastragem do trator, da carga solicita-

da na barra de tração (F_t). Mas o valor de P_i das rodas motrizes do espécime submetido a ensaios é também função da diferença entre a velocidades real do trator (ou comboio) de carga e a velocidade que teoricamente o trator ensaiado desenvolveria caso não houvesse o cabo de tração entre eles. Essas velocidades podem ser assim equacionadas:

$$V_1 = [(PE_1 \times N_1) / 60] \times (1 - P_{ri}) \quad (8.12)$$

$$V_c = [(PE_c \times N_c) / 60] \times (1 - P_{ic}) \quad (8.13)$$

onde: V_1 = velocidade real do trator submetido a ensaios (m/s); V_c = velocidade real do trator (ou comboio) de carga (m/s); PE_1 = perímetro eficaz do rodado motriz do trator submetido a ensaio (m); PE_c = perímetro eficaz do rodado motriz do trator de carga (m); N_1 = n° de giros por minuto (rpm) da roda motriz do trator submetido a ensaio; N_c = n° de giros por minuto (rpm) da roda motriz do trator de carga; P_{ri} = patinagem (centesimal) da roda motriz do trator submetido a ensaio; P_{ic} = patinagem (centesimal) da roda motriz do trator de carga.

Levando-se em conta o fato de que o trator de carga (ou o comboio) deve apresentar massa estática cerca de 1,3 até 2 vezes maior que o espécime ensaiado, considera-se que nas condições de ensaio $P_{ic} = 0$. Assim a equação (8.13) fica:

$$V_c = [(PE_c \times N_c) / 60] \quad (8.14)$$

A condição de carga nula (F_t) ocorre quando $V_1 = V_c$, ou seja, para $P_{ri} = 0$. Todavia, F_t assumirá valores diferentes de zero quando P_{ri} for também diferente de zero, ou seja:

$$1 - P_{ri} = (PE_c \times N_c) / (PE_1 \times N_1) \quad (8.15)$$

que resulta em:

$$P_{ri} = 1 - (PE_c \times N_c) / (PE_1 \times N_1) \quad (8.16)$$

Nos ensaios de campo, para um mesmo pneu e pressão de inflagem, os perímetros eficazes das rodas são constantes e, para mesma marcha e rpm do motor, a rpm das rodas motrizes do trator sob ensaio também permanece constante. Assim, os valores de patinagem do rodado do espécime submetido a ensaio pode ser precisamente controlado através do controle da rpm do rodado do trator de carga, através da rpm do motor e da marcha utilizada.

8.8.2. Parâmetros de comportamento dos rodados em solo agrícola.

Segundo WITNEY (1988), para se definir o desempenho de rodados pneumáticos em aplicação agrícola para tração, utilizam-se 5 parâmetros cujas magnitudes são avaliadas através de ensaios em terrenos de cultivo, a saber:

a) **coeficiente de tração** (C_T) a 20 % de patinagem, definida pela razão entre a força de tração desenvolvida na barra (F_t) e a carga dinâmica (W_d) aplicada verticalmente sobre o rodado:

$$C_T = F_t / W_d \quad (8.17)$$

b) **coeficiente de resistência ao rolamento** (C_{RR}), definido como a razão entre a força resistente (F_r) ao deslocamento do rodado e a carga dinâmica (W_d):

$$C_{RR} = F_r / W_d \quad (8.18)$$

c) **rendimento tratorio máximo** (RT_{max}), expresso pelo máximo valor obtido na equação:

$$RT_{max} = [C_T \times (1 - p_n)] / (C_T + C_{RR}) \quad (8.19)$$

podendo-se demonstrar [8] que (8.19) é idêntica a equação (8.6);

d) **coeficiente de tração no rendimento tratorio máximo**, ou seja, o valor de C_T para RT_{max} ;

e) **patinagem no rendimento tratorio máximo**, ou seja, o valor de p_n para RT_{max} .

O coeficiente de tração é considerado para o nível de 20% de patinagem porque é nessa condição que usualmente ocorre o maior valor de C_T no qual o trator pode trabalhar continuamente com rendimento razoável. A resistência ao rolamento (C_{RR}) não varia muito com a patinagem. O máximo rendimento tratorio- RT_{max} é, provavelmente, o dado mais importante porque determina a potência na barra que pode ser desenvolvida pelos pneus para uma dada potência fornecida pelo motor na árvore motriz das rodas.

O conhecimento do coeficiente de tração e patinagem, na condição de rendimento tratorio máximo, é essencial para certificar-se que ambos os parâmetros se encontram na faixa de aplicação prática do trator no campo. DWYER et al (1976), com base em ensaios conduzidos pelo ex-NIAE (atual Silsoe Research Institute), elaboraram um manual de desempenho de pneumáticos agrícolas.

A Tabela 8.5 é uma amostra de página do referido manual. WITNEY (1988), citando aqueles autores, reúne sob 4 designações as condições de campo ("good, average, poor, bad"). Na Tabela 8.5 essas condições foram assim designadas:

■ **Ótima** ("dry grassland"): a melhor condição de tração que pode ocorrer em tráfego fora de estrada, na qual os pneus tem boa aderência sem visível recalque do pneu após a passagem do trator; equivalente a terreno de pastagem, duro e seco. Resistência oferecida ao penetrometro de cone: IC = 1500 kPa (218 psi);

■ **Boa** ("dry stubble"): corresponde a terreno de palhada pós colheita, seco, no qual se pode notar sulcos rasos no rasto dos pneus, mas não sendo esperados problemas de aderência. Resistência medida pelo penetrometro de cone: IC = 1000 kPa (145 psi);

TABELA 8.5. Amostra de página do "Handbook of Agricultural Tyre Performance". Adaptado de DWYER et al (1976).

Carga vertical: 1600 kgf

Nº de lonas: 6

	Tamanhos:	12.4 / 11 - 36	13.6 / 12 - 38	16.9 / 14 - 30
	Pressão de	1,5 bar		1,1 bar
Tração a 20 % de patinagem (kN)	Condição de	Valor		Valor
	Resistência ao rolamento (kN)	Ótima	11,8	11,8
Boa		8,2	8,3	8,3
Média		7,6	7,7	7,8
Pobre		7,3	7,5	7,5
Tração com máximo rendimento tratorio (kN)	Ruim	5,7	6,1	6,3
	Ótima	1,3	1,3	1,2
	Boa	1,4	1,3	1,3
	Média	1,6	1,6	1,5
Rendimento tratorio máximo (%)	Pobre	1,8	1,7	1,6
	Ruim	2,4	2,2	2,2
	Ótima	6,3	6,3	6,3
	Boa	6,2	6,2	6,2
Patinagem (%) com rendimento tratorio máximo	Média	5,9	6,0	6,0
	Pobre	5,7	5,8	5,9
	Ruim	5,1	5,2	6,3
	Ótima	7,5	7,5	7,6
Patinagem (%) com rendimento tratorio máximo	Boa	7,3	7,4	7,4
	Média	6,9	7,0	7,1
	Pobre	6,7	6,8	6,9
	Ruim	5,5	5,8	5,9
Patinagem (%) com rendimento tratorio máximo	Ótima	10	10	10
	Boa	11	10	10
	Média	12	12	12
	Pobre	13	12	12
Ruim	17	16	15	

- **Média** ("wet stubble"): corresponde a terreno de palhada pós colheita, úmido, no qual se formam sulcos no rasto dos pneus, sendo esperados problemas de aderência. IC = 500 kPa (73 psi);
- **Pobre** ("dry loose soil"): correspondente a terreno solto seco, após mobilização mecânica do solo (aração, gradagem, cultivo, etc), no qual ocorre recalque pronunciado no rasto dos pneus do trator; cuidado deve ser tomado para evitar patinação excessiva dos pneus. Resistência pelo penetrômetro de cone: IC = 400 kPa (58 psi);
- **Ruim** ("wet loose soil"): representa a pior condição de tração, com solo solto e muito úmido, e presença de sulcos profundos no rasto dos pneus. IC ≤ 200 kPa (29 psi).

8.8.3. Ensaio de avaliação da resistência ao deslocamento.

A resistência ao deslocamento de tratores, em terrenos nivelados longitudinal e transversalmente, é representada pela denominada **resistência ao rolamento** dos rodados, oriunda da deformação do solo e do próprio rodado (quando elástico, como o caso de pneus).

A dinâmica operacional de tratores agrícolas é regida pela ação de um sistema de forças em equilíbrio, onde preponderam: a) a força de tração na barra F_t , desenvolvida pela ação da banda de rodagem dos pneus no solo; b) a força de resistência ao rolamento S , que se opõe ao deslocamento dos pneus e c) a carga vertical aplicada normalmente a superfície de contato pneu & solo, que é função da distribuição da massa do trator e dos momentos que atuam sobre seu chassi. Essas forças e/ou suas componentes podem ser visualizadas no diagrama da Figura 8.30, assim identificadas: T_i = torque na árvore motriz do rodado; F_t = força de tração desenvolvida na barra; W = força peso do trator aplicada no CG (centro de gravidade); R_1 e R_2 = reações dos apoios; X_1 e X_2 = afastamentos horizontais das reações dos apoios; Y_1 e Y_2 = alturas dos pontos de aplicação das resultantes de R_1 & S_1 e R_2 & S_2 ; Y_3 = altura do ponto de aplicação de F_t ; S_1 e S_2 = forças de resistência ao rolamento; H = empuxo ou força bruta de impulsão; L_1 e L_2 = raio de rolamento das rodas.

Considerando-se as somatórias das forças que atuam horizontal e verticalmente no chassi do trator, obtêm-se:

$$F_t = H - (S_1 + S_2) = H - S \quad (8.20)$$

$$W = R_1 + R_2 = R \quad (8.21)$$

Considerando-se os momentos que atuam no ponto B_1 e que os afastamentos X_1 , X_2 , Y_1 e Y_2 , por apresentarem magnitude relativa muito pequena, podem ser desprezados, obtêm-se:

$$R_1 = (W X_3 - F_t Y_3) / D \quad (8.22)$$

Mas, o peso estático do trator (W) é distribuído entre os eixos dianteiro (w_1) e traseiro (w_2), da seguinte forma:

$$w_2 X_3 = w_1 (D - X_3) \quad (8.23)$$

portanto:

$$W X_3 = w_1 D \quad (8.24)$$

Substituindo-se (8.24) em (8.22), obtêm-se:

$$R_1 = w_1 - [(F_t \times Y_3) / D] \quad (8.25)$$

Mas, $R_1 = R - R_2$ e $w_1 = W - w_2$ que ao serem substituí-

dos em (8.25) resulta:

$$R - R_1 = W - w_2 - [(F_t \times Y_3) / D] \quad (8.26)$$

mas, em função de (8.21), a equação (8.26) toma a forma:

$$R_2 = w_2 + [(F_t \times Y_3) / D] \quad (8.27)$$

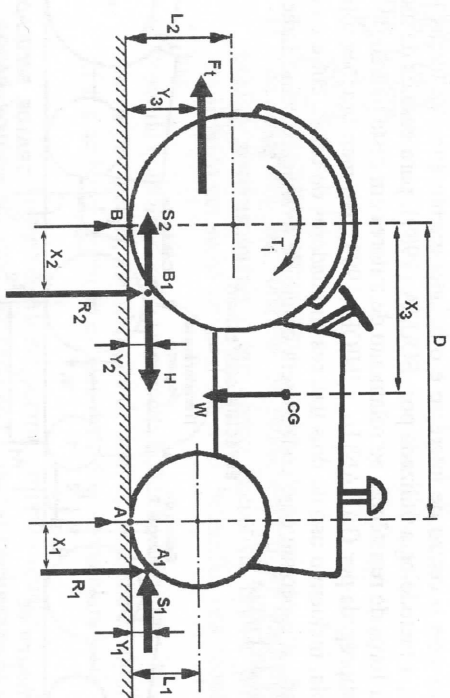


FIGURA 8.30. Diagrama do sistema de forças em equilíbrio que atua sobre o chassi do trator agrícola de rodas. Adaptado de SOUZA (1989).

Confrontando-se as equações (8.25) e (8.27), verifica-se que, sob condições dinâmicas, a grandeza $[(F_t \times Y_3) / D]$ é subtraída do peso estático frontal e transferida para o eixo traseiro e, por essa razão, dá-se o nome de **transferência dinâmica de peso** à essa grandeza. A equação (8.20) indica que a força possível de ser desenvolvida na barra de tração é função não apenas do desempenho do rodado de tração na conversão de torque T_i em força total de impulsão H , mas também da magnitude da resistência total ao rolamento S .

De acordo com GADANHHA JÚNIOR (1993) o fator que mais afeta a magnitude de S é a lastragem, seguida da velocidade de deslocamento. Como essas duas variáveis acham-se diretamente associadas ao critério de manejo dos tratores no campo, torna-se de particular importância a determinação da resistência ao rolamento nos ensaios de tratores em solo agrícola. Do ponto de vista dos objetivos da certificação, é fundamental que as especificações de lastragem e velocidades limites dos tratores tenham por base a resistência ao rolamento, mesmo que esse parâmetro não seja bem compreendido pela maioria dos operadores e gerentes de mecanização agrícola.

O estudo do desempenho dos rodados em solo agrícola tem resultado na eleição de alguns modelos de comportamento dos quais KOOLEN e KUIPERS (1983) destacam dois como representativos do rodado de tratores 4x2: modelo de roda rebocada e o de roda motriz. Todavia, no caso do ensaio de tratores em solo agrícola, essa diferenciação tem significado relativo pois o centro de interesse é o balançamento entre as forças H e S . Assim, a metodologia utilizada por SOUZA (1989), para ensaios de mensuração da força de resistência ao rolamento de tratores em pista padrão de ensaio, ou a empregada por GADANHHA JÚNIOR (1993), em mensurações sobre solo agrícola, incluem o uso de dois tratores simuladores de carga, entre os quais é instalado o espécime cujo rodado será objeto de avaliação, como indicado no croqui da Figura 8.31.

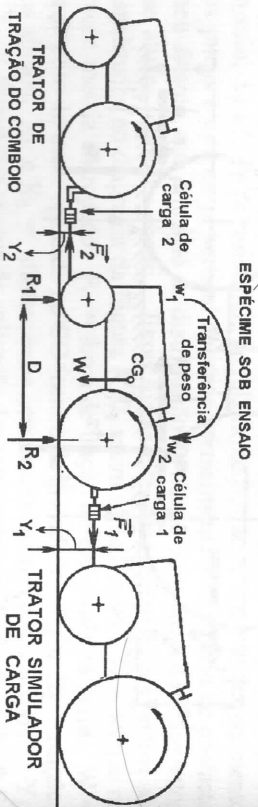


FIGURA 8.31. Croquis da disposição do comboio de ensaio para mensuração da resistência ao rolamento de tratores. Adaptado de SOUZA (1989).

A constituição do comboio de ensaio, como indicado no croquis, possibilita que a mensuração da força S seja realizada de forma a incluir o efeito da transferência de peso (T_p). Esse fator, na condição do comboio de ensaio é expresso por:

$$T_p = [(F_1 \times Y_1) - (F_2 \times Y_2)] / D \quad (8.28)$$

e a resistência total ao rolamento por:

$$S = F_2 - F_1 \quad (8.29)$$

a certificação de tratos nos países em que regulamento técnico compulsório. Portas fabricantes de certificação de seus

8.9.1. Itens de cer

atributos que, por qualifcam como entendida a partir categorias de itens

✓ Itens d
segural

✓ Itens exigíveis em contratos de financiamento por instituições de crédito governamentais e em concorrências de órgãos públicos, envolvendo consumo de combustível e dimensões dos acoplamentos;

✓ Itens de conformidade com especificações do fabricante, tais como dimensões gerais, distribuição de massa, potência disponível na TDP e na barra de tração e capacidade do sistema hidráulico.

Os itens de caráter compulsório são aqueles cuja exigência se torna obrigatória por envolver preceitos legais já estabelecidos. Nesta categoria acham-se inseridos, principalmente, os relacionados com:

- **legislação de tráfego rodoviário** (faróis e luzes de sinalização), pois é bastante comum o tráfego de tratores em estradas vicinais e até no acostamento de rodovias;
- **proteção do operador contra capotamento** uma vez ter-se constatada a gravidade e frequência desse tipo de acidente de trabalho no meio rural; portanto, se houver a obrigatoriedade da aplicação de estruturas de proteção em tratores que saem das fábricas, igualmente

deve-se tornar obrigatórias estruturas¹⁶,
Igualmente, tal conformidade cobriria o "Termo de Garantia" apresentada no "Termo de Garantia" de aquisição de trator novo (ANTNER (1995) a respeito das em vários estados norte-

a certificação.

concorrências públicas a certificação. especificações contemplam diretos aos usuários, mental séria, os mais acima

8.10. BIBLIOGRAFIA.

- ALMEIDA, E.M. Rendimento global de tratores em pista de concreto. Campinas, 1990. 111 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas.
- BARGER, E.L.; LILJEDAHL, J.B.; CARLETON, W.M.; MCKIBBEN, E.G. **Tractors and their power units**. New York: John Wiley, 1963. 524 p.
- BEARD, F.R.; CENTNER, T.J. New legislation providing statutory warranties for defective new tractors. **Applied Engineering in Agriculture**, St. Joseph, v. 11, n. 6, p. 791-794, 1995.
- BERGLUND, N. Farm machinery research and testing in Sweden. **Agricultural Engineering**, St. Joseph, v. 3, n. 2, p. 113-115, 1960.
- BOSCH. **Equipamento de injeção para motores diesel (2)**. Campinas: Departamento CVVAT. 56 p. 1988. (Apostila técnica, VDT-UIBP 210/1 BR).
- CROLLA, D.A.; HORTON, D.N.L. Factors affecting the dynamic behaviour of higher speed agricultural vehicles. **Journal of Agricultural Engineering Research**, Slisoe, v. 30, p. 277-288, 1984.
- DAVIS, D.C.; REHKUGLER, G.E. Agricultural wheel-tractor overturns. Part I: mathematical model. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v. 17, n. 3, p. 477-483, 1974.
- FEBO, P.; DWYER, M.J. A theoretical study of tractors climbing over low banks. **Journal of Agricultural Engineering Research**, Slisoe, v. 35, p. 1-9, 1986.
- FERNANDES, J.C. Avaliação dos níveis de ruído em tratores agrícolas e seus efeitos sobre o operador. Botucatu, 1991. 172 p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista "Julio de Mesquita Filho".
- GADANHA JÚNIOR, C.D.; MOLIN, J.P.; COELHO, J.L.D.; YAHN, C.H.; TOMIMORI, S.M.A.W. **Máquinas e implementos agrícolas do Brasil**. São Paulo: IPT, 1991. 468 p.
- GADANHA JÚNIOR, C.D. Avaliação do comportamento da resistência ao rolamento em função da lastragem, pressão de insuflagem e velocidade de um pneu diagonal agrícola em solo preparado. Campinas, 1993. 86 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas.
- HARRIS, H.D. Prediction of tractor engine performance using OCDE standard test data. **Journal of Agricultural Engineering Research**, Slisoe, v. 53, p. 181-193, 1992.
- HARRIS, J.; LINDGREN, B. The proposed OSHA regulation for agricultural employee occupational noise exposure. **Agricultural Engineering**, St. Joseph, v. 56, n. 6, p. 16, 18, 1976.
- INNS, F.M. La selección, prueba y evaluación de máquinas y equipos agrícolas. Teoría. Roma: FAO - Servicio de Ingeniería Agrícola (Boletín 115). 1995, 86 p.
- JURAN, J.M.; GRZYBA JR., F.M.; BINGHAM JR., R.S. **Quality control handbook**. New York: McGraw-Hill. 1974. 1178 p.
- KAHIL, M.A. Avaliação ergonômica dos níveis de ruído de alguns tratores e equipamentos agrícolas de fabricação nacional. Botucatu, 1995. 79 p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista "Julio de Mesquita Filho".
- KOERTNER, R.G.; BASHFORD, L.L.; LANE, D.E. Tractor instrumentation for measuring fuel and energy requirements. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v. 20, n. 3, p. 402-406, 1977.
- KOOLEN, A.J.; KUIPERS, H. **Agricultural soil mechanics**. Wageningen: Spring-Verlag, 1983. 241 p.
- LEVITTICUS, L.I. **Lugging ability tables**. Lincoln: University of Nebraska. 1985. 18 p.
- LEVITTICUS, L.I. **Sound level tables**. Lincoln: University of Nebraska. 1985b. 18 p.
- LEVITTICUS, L.I. **Fuel economy tables**. Lincoln: University of Nebraska. 1985c. 16 p.
- LEVITTICUS, L.I.; SOUZA, E.G.; SAMPSON, B.T. **Power and fuel consumption data**. Lincoln, Nebraska Tractor Testing Laboratory, 1995, 18 p. (Agr.Res.Div. Publ. 9930).
- MANBY, T.C. The measurement of tractor performance. In: SYMPOSIUM ON AGRICULTURAL TRACTORS, 1961. **Paper**. London: The Institution of Mechanical Engineers, 1961. p.19-36, 1961.
- MANBY, T.C. **Interpretation of tractor test reports by the user**. Rome: FAO, s.d. 39 p. (FAO. Informal Working Bulletin, 19).
- MÁRQUEZ, L.; GONZÁLEZ, F. Ergonomía y seguridad en los tractores agrícolas, 4. In: **Laboreo-Solotrator** 90. Madrid 1990. p. 119 - 146.
- MIALHE, L.G. **Manual de mecanização agrícola**. São Paulo: Ceres, 1974. 301 p.
- MIALHE, L.G. **Ensaio de tratores agrícolas em terrenos cultivados**. Piracicaba: Depto. de Engenharia Rural. 1983. 131 p.
- NASCIMENTO, S. Barulho de trator provoca até surdez: pesquisa da UNESP mostra que nível de ruído das máquinas nacionais ultrapassa o limite fixado pela lei. **Folha de São Paulo** (Agrofolha), São Paulo, 16 nov. 1993. p. 1.

- REHKUGLER, G.E.; KUMAR, V.; DAVIS, D.C. Simulation of tractor accidents and overturns. *Transactions of the ASAE*, St. Joseph, v. 19, n. 4, p. 602-609, 613, 1976.
- ROBIN, P. *Segurança e ergonomia em maquinaria agrícola*: tratores agrícolas. São Paulo: Núcleo Setorial de Informações em Maquinaria Agrícola, 1987. 25 p.
- ROSEMBERG, S.H. OSHA looks into noise on the farm. *Agricultural Engineering*, St. Joseph, v. 51, n. 1, p. 7-9, 1976.
- ORGANIZATION DE COOPERATION ET DE DÉVELOPPEMENT ÉCONOMIQUES. *Codes normatifs de l'OCDE pour les essais officiels de tracteurs agricoles et forestiers*. Paris, 1995. p. irreg.
- SANTOS, J.I.C. *Conceitos de física: terminologia, ondas (som e luz)*. São Paulo: Ática, 1987. 240 p.
- SMITH, D.W.; PERUMPRAL, J.B.; LILJEDAHN, J.B. The kinematics of tractor sideways overturning. *Transactions of the ASAE*, St. Joseph, v. 17, n. 1, p. 1-3, 1974.
- SOUZA, E.G. Desempenho de tratores agrícolas. *In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA*, 15, 1986. *Anais ...* São Paulo: SBEA, 1986.
- SOUZA, E.G. Avaliação indireta do torque de motores diesel. Campinas, 1987. 123 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual de Campinas.
- SOUZA, E.G. Simulação do desempenho de tratores em pista de concreto. Campinas, 1990. 107 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual de Campinas.
- SOUZA, E.G.; LEVITICUS, L.I. *Analysis of sound level from Nebraska tractor test data*. Lincoln, Nebraska Power Laboratory, 1995. 21 p. (Relatório).
- WANDEL, C.H. *Nebraska tractor tests since 1920*. Sarasota: Crestline, 1985. 548 p.
- WITNEY, B. *Choosing & using farm machines*. Harlow: Longman, 1988. 412 p.
- ZANDER, J. *Ergonomics in machine design: a case-study of the self-propelled combine harvester*. Wageningen: Veenman & Zonen, 1972. 161 p.

8.11. QUESTÕES PARA ESTUDO.

1. Faça um paralelo entre o desenvolvimento dos ensaios de tratores nos EUA e na Inglaterra, apontando as principais tendências comuns em ambos os países.

2. Consulte o documento OCDE que contém os 8 códigos de ensaio de tratores e assinale as principais diferenças entre os Códigos 1 e 2 e entre os Códigos 3 e 6.
3. Com base nas discussões do Capítulo 3, amplie a caracterização dos 3 períodos típicos de evolução histórica dos ensaios de tratores no Brasil.
4. Dadas as atuais condições do mercado brasileiro de tratores, a política industrial do governo para esse sub-setor deveria ser no sentido de: a) forçar as exportações, visando redução na capacidade ociosa das fábricas, ou b) baixar as alíquotas de importação de tratores, visando redução do custo de aquisição para os agricultores e ampliação da oferta de modelos no mercado interno. Justifique.
5. Considerando a importância das informações obtidas nos ensaios para os usuários de trator, proceda uma ordenação dos 13 aspectos listados como passíveis de avaliação durante o ensaio oficial.
6. Qual a importância em se distinguir, nas curvas de torque e potência da TDP, o intervalo de rotação de plena carga e aquele de ação do regulador?
7. Qual o comportamento da bomba injetora do motor do trator quando a alavanca do acelerador acha-se a meio curso (entre marcha lenta e plena carga), ao se impor à TDP, através do freio dinâmométrico, cargas frenantes crescentes?
8. Que são curvas de isotorque? Como a potência varia ao longo dessa curva?
9. Na velocidade nominal da TDP (540 rpm) é possível obter-se a potência máxima disponível no motor? Por que?
10. Quais são as determinações que caracterizam o conjunto de ensaios da TDP a cargas parciais?
11. Quais as diferenças entre o ensaio da TDP na rpm nominal a plena carga e o ensaio da TDP na rpm nominal a carga parcial?
12. Diferencie consumo específico de combustível de trabalho específico, constantes do quadro de resultados do ensaio da TDP.
13. Quais são as 2 modalidades de determinações feitas no ensaio da barra de tração em pista de concreto?
14. Quais as principais características das pistas de ensaio de tratores? É possível realizar-se ensaio de barra de tração sem pista? Como?
15. Relacione os instrumentos utilizados nos ensaios de TDP e da barra de tração. Separe os que tem função idêntica, descrevendo suas características principais.
16. O que é reserva de tração ("lugging ability")? Exemplifique.