

# TORCIÔMETRO DE “BARRA DE TORÇÃO” PARA ENSAIOS DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS: Estudo e desenvolvimento

**CLAUDIO ALVES MOREIRA**  
**ENGENHEIRO AGRÔNOMO**

Secção de Máquinas de Movimentação do Solo  
Divisão de Engenharia Agrícola  
Instituto Agronômico de Campinas

ORIENTADOR: Prof. Luiz Geraldo Mialhe

Tese apresentada para obtenção do título de “Magister Scientiae” (M. S.), à Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, da Universidade de São Paulo.

À minha esposa e filhos

## A G R A D E C I M E N T O S

Ao Dr. Luiz Geraldo Mialhe, do Departamento de Engenharia Rural da Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz" da Universidade de S. Paulo, pela orientação ao presente trabalho.

Aos Drs. Izaias Rangel Nogueira e Décio Barbin, do Departamento de Matemática e Estatística da Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", da Universidade de São Paulo, pelas sugestões apresentadas.

Ao Dr. Epaminondas S. de Barros Ferraz, do Departamento de Física da Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", da Universidade de São Paulo, pelas sugestões apresentadas.

À Diretoria da Divisão de Engenharia Agrícola do Instituto Agrônomo de Campinas, inicialmente na pessoa do Dr. Eduwaldo Müller e em seguida na pessoa do Dr. José de Hald, pela aquiescência na utilização de pessoal, equipamentos e demais facilidades existentes na mesma e imprescindíveis à realização do presente trabalho.

Ao Eng.<sup>o</sup>-Agr.<sup>o</sup> João Floriano de Menezes, da Divisão de Engenharia Agrícola do Instituto Agrônomo de Campinas, pela execução de desenhos técnicos.

Ao Eng.<sup>o</sup>-Agr.<sup>o</sup> Sérgio Augusto H. Kurachi, da Divisão de Engenharia Agrícola do Instituto Agronômico de Campinas, pela colaboração, em especial no desenvolvimento material do presente trabalho.

Aos demais Engenheiros-Agrônomos e funcionários da Divisão de Engenharia Agrícola do Instituto Agronômico de Campinas, pela colaboração, sem a qual não teríamos atingido o objetivo.



## Í N D I C E

	Página
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	4
3. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE A TEORIA DO MATERIAL E MÉTODOS ..	20
3.1. Estudo teórico de transmissão por juntas universais .	22
3.2. Estudo teórico do transdutor primário .....	36
3.3. Estudo teórico do transdutor secundário e circuito elétrico .....	39
4. MATERIAL E MÉTODOS .....	42
4.1. Descrição .....	42
4.2. Método de ampliação do ângulo de torção e princípio de funcionamento .....	45
4.3. Cálculo do transdutor primário .....	47
4.4. Cálculo do circuito elétrico .....	50
4.5. Sistema coletor e fonte de alimentação elétrica .....	51
4.6. Sistema indicador .....	52
4.7. Ensaio da barra de torção .....	53
4.8. Ensaio de calibração estática .....	54
4.9. Ensaio de aferição em funcionamento .....	56
4.10. Ensaio para verificação da magnitude da resistência de contacto do sistema coletor .....	58
5. RESULTADOS OBTIDOS .....	61
5.1. Ensaio da barra de torção .....	61
5.2. Ensaio de calibração estática .....	63

	Página
5.3. Ensaio de aferição em funcionamento .....	64
5.4. Ensaio para verificação da magnitude da resistência de contacto do sistema coletor .....	71
6. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	72
6.1. Análise e discussão dos resultados obtidos no en- saio da barra de torção .....	74
6.2. Análise e discussão dos resultados obtidos nos en- saio de calibração estática .....	77
6.3. Análise e discussão dos resultados obtidos nos en- saio de aferição em funcionamento .....	81
6.4. Análise e discussão dos resultados obtidos no en- saio para verificação da magnitude da resistência de contacto do sistema coletor .....	84
7. CONCLUSÕES .....	88
8. RESUMO .....	92
9. SUMMARY .....	94
10. BIBLIOGRAFIA .....	96
10.1. Bibliografia citada .....	96
10.2. Bibliografia consultada .....	100

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Página	Denominação
2.1	7	Esquemas do torciômetro desenvolvido por MCCALL (1947): a) disposição dos elementos da transmissão; b) diagrama de tensões nas correntes e dimensões.
2.2	9	Esquema do torciômetro desenvolvido por REED & BERRY (1953).
2.3	10	Esquemas do torciômetro desenvolvido por GIOIA (1957): a) componentes em geral; b) princípio de funcionamento.
2.4	13	Esquemas do torciômetro desenvolvido por KOFOED (1958).
2.5	14	Curvas de calibração do torciômetro desenvolvido por KOFOED (1958).
2.6	15	Vistas em corte longitudinal e transversal do torciômetro e componentes, segundo ZACHARIAH & PHILLIPS (1958).
2.7	19	Esquemas da disposição dos extensômetros A, B, C e D sobre a árvore e conexões dos mesmos, segundo BOSI (1959).
3.1	20	Fluxograma do sistema generalizado proposto por BECKWITH & BUCK (1961).
3.2	23	Esquema mostrando a disposição das árvores da transmissão, com ângulos de operação $\phi$ , iguais.
3.3	25	Geometria do funcionamento da transmissão por juntas universais: a) entre as árvores A e B; b) entre as árvores B e C.
3.4	29	Influência do ângulo de torção da barra, $\phi$ , na deflexão angular da árvore de saída.
3.5	32	Variações das relações entre as velocidades de saída $\omega_C$ e de entrada $\omega_A$ , em função do ângulo de rotação $\beta$ da árvore intermediária e do ângulo de operação $\phi$ : a) com ângulo de torção mínimo $-11^\circ$ e b) com ângulo de torção máximo $+11^\circ$ .

Figura	Página	Denominação
3.6	33	Esquemas mostrando os efeitos de momentos fletores sobre os elementos da transmissão, segundo POTGIETER (1953).
3.7	34	Flexão sofrida por uma árvore duante 1/2 rotação, segundo ROCKWELL STANDARD CORPORATION (1964).
3.8	36	Variação dos momentos fletores sobre as árvores de entrada e de saída, em função da deflexão angular da árvore de entrada, segundo ROCKWELL STANDARD CORPORATION (1964), com ângulo de operação de 30°.
3.9	38	Distribuição de tensões numa barra de secção circular solicitada à torção, quando não se excede o limite de proporcionalidade, segundo SINGER (1962).
3.10	38	Esquema mostrando uma barra de torção engastada, submetida a um momento de torção T. O deslocamento angular $\theta$ é proporcional à magnitude do torque aplicado desde que não se exceda o limite de proporcionalidade da Lei de Hooke.
3.11	40	Esquemas de circuitos elétricos: a) circuito básico (Ponte de Wheatstone); b) circuito completo do transdutor secundário.
3.12	41	Esquema detalhado mostrando a disposição e conexões do sistema elétrico.
4.1	44	Vista do torciômetro, destacando-se a carcaça que contém o mecanismo de ampliação do ângulo de torção e os porta-escovas.
4.2	46	Vista em corte longitudinal do torciômetro.
4.3	47	Esquema do sistema mecânico de ampliação do ângulo de torção, em corte longitudinal e acoplamento do potenciômetro.
4.4	52	Vistas dos cilindros que contêm os porta-escovas.
4.5	53	Vista dos potenciômetros e anéis ranhurados.
4.6	54	Calibração estática, vendo-se a barra de calibração com nível, pesos, bateria, instrumentos e tábua utilizada para nivelamento.

Figura	Página	Denominação
4.7	55	Detalhe do sistema utilizado para nivelar a barra de calibração e da montagem nas quatro colunas do banco dinamométrico.
4.8	57	Torciômetro acoplado entre a TDP do trator e a caixa de multiplicação de velocidades, bateria e multímetros utilizados nos ensaios de aferição em funcionamento.
4.9	57	Detalhe do dinamômetro hidráulico utilizado nos ensaios de aferição em funcionamento, caixa de multiplicação de velocidades, bateria e Multímetro.
4.10	58	Torciômetro acionado em torno mecânico e aparelhamento utilizado no ensaio de verificação da magnitude da resistência de contacto.
4.11	59	Identificação das árvores e respectivos anéis coletores.
4.12	60	Esquemas do sistema coletor: a) escovas ligadas em paralelo sobre os anéis e colocação em curto-circuito das secções de resistência do potenciômetro ; b) resistências oferecidas pelos contactos das escovas, $r_{11}$ , $r_{12}$ e $r_{13}$ .
5.1	62	Gráficos obtidos no ensaio da barra diretamente da máquina de ensaio.

## 1. INTRODUÇÃO

O ensaio dinamométrico das máquinas agrícolas é um dos itens mais importantes, relativamente ao estudo das características e desempenho das mesmas. Os resultados nele obtidos são valiosos no aperfeiçoamento das máquinas existentes e no desenvolvimento de outras novas; na adequação das mesmas à fonte de potência disponível, ou na seleção desta a fim de se operar em bases econômicas; no conhecimento do tipo de carga a fim de não se sobrecarregar os elementos da transmissão, etc. Em vista disso há um contínuo interesse e uma contínua necessidade de obtenção de novos dados de desempenho, à medida em que novas máquinas vão sendo colocadas à disposição dos usuários.

A dinamometria de máquinas agrícolas tanto as tracionadas como as acionadas pela TDP dos tratores, oferece não poucas dificuldades, dados os valores altos de força de tração ou de torque, relativamente à pequena velocidade de deslocamento do trator ou de rotação da tomada. Isto é

\* \* \*

- (\*) Doravante a designação da tomada de potência, seguindo nomenclatura da P-PB-83 da Associação Brasileira de Normas Técnicas, será feita também abreviadamente pelas letras TDP.

válido particularmente no caso de máquinas acionadas pela TDP, dada a difusão crescente do seu emprego desde a sua introdução como acessório dos tratores agrícolas em 1925.

Os usuários de tratores, hoje em dia, esperam poder operar qualquer marca e tipo de máquina agrícola, desde que seja adequada ao tamanho do trator. Um grande passo dado neste sentido foi a adoção de padronização dos elementos da transmissão como a árvore da tomada, luvas de acoplamento, árvores cardan, etc., além da própria velocidade angular de operação.

Entretanto, no que se refere às cargas dinâmicas impostas à TDP pelas diversas máquinas, nota-se que os valores são extremamente variáveis, exigindo constantes pesquisas para determinar-lhes as magnitudes e características.

Assim, é natural que o aperfeiçoamento daquelas máquinas esteja intimamente ligado ao desenvolvimento da técnica de medição. Do primitivo dinamômetro mecânico de mola, passou-se ao hidráulico e mais recentemente aos que utilizam extensômetros elétricos de resistência. Nos dois últimos casos, tem-se a vantagem de separar o elemento diretamente sujeito ao esforço, do utilizado para o registro ou indicação, que pode ficar à distância. O sistema utilizando extensômetros elétricos de resistência, empregado para medir qualquer grandeza física que seja susceptível de deformar um elemento mecânico - "Transdutor" fornece um sinal elétrico que, convenientemente processado, pode ser usado para registro ou indicação visual da grandeza estudada. Já, como refinamento deste sistema, tem sido utilizada, mais recentemente a transmissão à distância por rádio-frequência do sinal obtido.

Enquanto a medição de força necessária à tração das máquinas agrícolas é relativamente fácil de ser realizada, uma vez que o dispositivo de medição permanece fixo em relação às mesmas; a determinação de torques em árvores rotativas é dificultada, pois o torçímetro utilizado para tal deve fazer parte da transmissão. Isto pode, conforme o tipo de equipamento utilizado, alterar as condições de funcionamento, pela modificação de dimensões, em especial na distância livre entre a árvore da TDP e a da máquina acionada.

A determinação da potência exigida por máquinas acionadas pela TDP, em geral, é feita medindo-se separadamente a velocidade de rotação e o torque transmitido. Em condições dinâmicas, o registro simultâneo das duas variáveis implica no uso de registradores de dois "canais". Podemos entretanto, numa primeira aproximação, considerar apenas o torque como variável, uma vez que a velocidade da tomada é razoavelmente constante. Esta é a orientação seguida neste trabalho, uma vez que o torçiómetro proposto detecta apenas o torque transmitido, não possuindo nenhum dispositivo que possibilite determinar a velocidade instantânea.

Apesar da existência de modernas técnicas de medição, utilizadas em outros países mais desenvolvidos tecnologicamente, verifica-se que o seu emprego entre nós fica na dependência de aparelhamento importado e de custo relativamente alto. Como os ensaios dinamométricos de máquinas acionadas pela TDP referem-se quase sempre a determinação de torques, um equipamento que os detecte pode ser útil nos Institutos que se dedicam a pesquisas em máquinas agrícolas. Este é o caso da Divisão de Engenharia Agrícola do Instituto Agrônomo de Campinas, onde o torçiómetro, objeto deste trabalho, foi desenvolvido.

Em geral, algumas das características que devem ter torçiómetros e outros aparelhos ou instrumentos de medição para serem utilizados em condições severas de campo, são:

- a - fornecer resultados acurados sob as mais diversas condições de funcionamento;
- b - simplicidade de operação para poder ser manuseado por pessoa não especializada;
- c - possibilidade de ser facilmente adaptável à maioria das máquinas;
- d - ser robusto e não danificável por poeira e elementos estranhos encontrados no campo;
- e - seguir sempre que possível os padrões existentes, tornando mínima a introdução de modificações dimensionais.

Neste trabalho, pretende-se apresentar um torçiómetro de baixo custo, fácil operação, totalmente portátil, com boa sensibilidade, a ser utilizado em ensaios dinamométricos de máquinas acionadas pela TDP dos tratores agrícolas.



## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Desde que a TDP foi incorporada aos tratores agrícolas, tornando-se um acessório comum dos mesmos para acionamento de diversas máquinas, a atenção dos pesquisadores tem se voltado para estudos de como a potência e o torque variam em diversas condições de trabalho. Isto levou ao desenvolvimento de diferentes tipos de torciômetros, com os mais variados princípios de funcionamento.

HANSEN (1952) argumenta que a contínua expansão do método de transmissão através da TDP, exige solução satisfatória de inúmeros problemas, um dos quais é prover elementos da mesma transmissão que estejam livres de falhas mecânicas, causadas por cargas torcionais. Os problemas destas transmissões devem pois ser resolvidos conjuntamente pelo fabricante do trator e das máquinas por ele acionadas. Isto porque, apesar daqueles elementos terem sido objeto de padronização, ainda encontram-se condições em que as máquinas acionadas não são estritamente compatíveis com o trator, relativamente às cargas torcionais transmitidas.

Segundo o mesmo autor, um estudo criterioso do assunto revela que as cargas impostas à árvore da TDP são dependentes:

- do valor da energia cinética, armazenada nas partes rotativas;
- do momento de inércia das partes rotativas da máquina acionada;
- da resiliência da transmissão, desde as partes rotativas do trator, até as da máquina acionada;
- da potência disponível na TDP do trator;
- da potência necessária para acionamento da máquina.

Os três primeiros itens são aqueles que mais influenciam na magnitude dos picos de carga. A magnitude do torque que é aplicado como resultado da energia cinética depende inteiramente do quão rapidamente varia a velocidade das partes rotativas. De várias determinações feitas, o autor encontrou um torque operacional máximo de "pico" de 127,7 m.kgf em um ensaio de enfardadeira de feno; num outro ensaio de triturador de milho em espiga, foi obtido o valor máximo de torque médio de 62,7 m.kgf.

Argumenta aquele autor que potências e torques médios são de pequeno valor para o estabelecimento de uma base segura de projeto dos componentes de transmissão através da TDP. Ao invés deles, deve-se dar principal atenção aos valores instantâneos máximos para aqueles parâmetros.

Os picos de cargas torcionais encontrados nas transmissões das máquinas comumente utilizadas hoje em dia, variam tremendamente, dependendo das condições de operação individuais. Também, deve-se levar em consideração que o torque potencial disponível no trator é geralmente grande, devendo então aquele transmitido pela TDP ser controlado primeiramente por um dispositivo adequado, para evitar falhas mecânicas motivadas por sobrecargas.

A A.S.A.E. (1968), apresenta algumas recomendações a serem observadas na utilização de transmissões através da TDP. Isto porque o desempenho com sucesso de todas as combinações trator-máquina prováveis de serem encontradas em serviços de campo, requer consideração de muitos outros fatores além dos associados a dimensões, já estabelecidos em padronizações pertinentes. Assim, especial importância deve ser dada aos seguintes fatores:

- os ângulos de operação não devem atingir valores excessivos pois podem determinar grandes variações de velocidade na árvore acionada quando se empregam três juntas universais, além do aparecimento de momentos fletores nos elementos da transmissão que podem causar vibração das árvores;
- quando são utilizadas duas juntas universais, os ângulos de operação devem ser, tanto quanto possível, iguais entre si, a fim de se obter igualdade entre as velocidades das árvores da TDP e da máquina acionada;
- os garfos da árvore intermediária não devem trabalhar fora da fase, quando as três árvores estiverem contidas num mesmo plano;
- as cargas torcionais dinâmicas devem ser cuidadosamente verificadas. Isto porque altos valores de energia cinética, nas partes rotativas dos elementos das mesmas, podem determinar cargas instantâneas flutuantes muito acima daquelas que presumivelmente seriam transmitidas, levando-se em consideração apenas a potência nominal do trator. Além dessas, deve-se levar em consideração as que aparecem no momento do acoplamento da embreagem do trator.

Em vista das considerações feitas, é recomendável que as máquinas acionadas pela TDP, se enquadrem nas seguintes condições:

- as cargas operacionais instantâneas não devem exceder 103,7 m.kgf em árvores com diâmetro de 34,8 mm (1 3/8") quando não há reversões de carga;
- quando houver reversões repetidas de carga, aquele limite deve ser reduzido do valor correspondente ao da reversão.

Diante das informações apresentadas, considerou-se, como limite máximo de torque a ser transmitido pelo torciômetro objeto deste trabalho, o valor de 100 m.kgf, muito embora dados experimentais forneçam valores de 296 m.kgf quando operando em condições desfavoráveis, conforme HANSEN (1952).

MCCALL (1947) construiu um dispositivo dinamométrico que podia determinar simultaneamente esforços de tração e de torção. Para os esforços de tração, um cilindro hidráulico foi utilizado; para os de torção, o princípio de funcionamento baseia-se no fato de que numa transmissão por corrente, a tração que a mesma sofre é diretamente proporcional ao torque transmitido e pode ser utilizada na sua determinação.

O torciômetro, conforme Figura 2.1, consiste basicamente de: roldanas denteadas motora B e movida A, roda tensora D e uma roda C presa na extremidade da estrutura em balanço E. Esta estrutura articula-se sobre o eixo de saída de movimento A. O elemento responsável pela transmissão é uma corrente de rolo padrão, dupla, com passo de  $3/4"$ . A estrutura em balanço contém, de um lado um contrapeso para balanceamento e amortecimento e do outro lado uma haste articulada de ligação que age contra o pistão hidráulico. Desta ação, resulta uma pressão no circuito hidráulico, responsável pelo acionamento da pena do registrador tipo "Gulley".

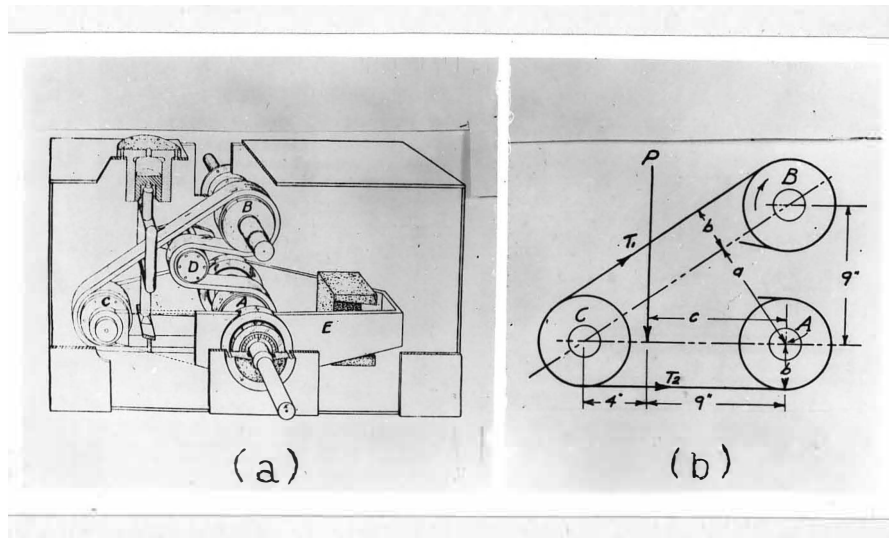


Figura 2.1. Esquemas do torciômetro desenvolvido por MCCALL (1947): a) disposição dos elementos da transmissão; b) diagrama de tensões nas correntes e dimensões.

Realizando - se transmissão de movimento, no sentido horário, desde B até A , aparece uma força de tração na corrente, que é proporcional ao torque transmitido. Tomando-se os momentos, em relação ao ponto de articulação A , e sabendo-se a velocidade angular e a área registrada no tempo T , a seguinte equação é utilizada na determinação da potência transmitida:

$$P = \frac{1,79 A + 3,1}{T}$$

onde:

- P - potência em HP ;
- A - área do gráfico obtido em pol<sup>2</sup> ;
- T - tempo de registro em minutos.

O projeto do conjunto dinamométrico é tal que o mesmo vai montado num "trailer" para transporte. O peso é de cerca de 454 kgf.

GUSTIN (1951), utilizou torciômetro hidráulico e com extensômetros elétricos de resistência em ensaios de máquinas agrícolas. Com base em dados comparativos concluiu que os dois tipos apresentaram resultados de acuracidade semelhantes para todas as flutuações de carga em transmissões pela TDP , incluindo as de impacto devidas à ligação repentina da embreagem do trator. Argumenta que a escolha do torciômetro a ser utilizado depende, entre outros fatores da disponibilidade de espaço e dos ensaios a serem realizados. Faz ainda referência ao fato de que o torciômetro hidráulico é mais difícil de se instalar, mas uma vez assim procedido, apresenta as vantagens de compactidade e portabilidade, pois acompanha o trator que aciona a máquina sob ensaio, e ainda do registro que pode ser observado durante o trabalho. Quanto ao tipo com extensômetros elétricos de resistência, necessita de uma fonte portátil de eletricidade quando usado no campo. Entretanto, tem as vantagens de poder ser facilmente instalado no trator e de determinar torques em árvores que girem em qualquer sentido, além da grande sensibilidade e acuracidade.

REED & BERRY (1953) desenvolveram um torciômetro hidráulico registrador para ensaios de máquinas agrícolas. O mesmo, conforme mostra o esquema da Figura 2.2 , consiste de uma árvore de entrada de movimento A , e

uma de saída B , colineares porém independentes. Um disco E , portando três roletes F , é solidário à árvore B . A árvore de entrada A , tem um elemento C a ela rigidamente fixado, o qual possui três blocos K ; estes giram o disco D , por contacto sobre os rolamentos J . O disco D possui também três blocos G , com planos inclinados de  $45^{\circ}$  em relação ao plano de rotação e opera contra o rolamento de escora O , do disco não rotativo, H . Os três blocos com planos inclinados G , no disco de transmissão D , estão em contacto com os roletes F no disco E . Quando é transmitido um momento de torção através dos blocos com planos inclinados G e roletes F , aparece uma força axial proporcional ao mesmo, que age através do rolamento de escora O sobre o disco não rotativo H . Cada fole hidráulico L , pode resistir a um esforço máximo aproximado de 170 kgf, exercido pelo disco não rotativo H . A pressão desenvolvida no sistema pode ser indicada ou registrada em N .

O torque máximo que pode ser transmitido pelo torciômetro é de cerca de 47,2 m.kgf. As dimensões da carcaça são 280 x 280 x 170 mm e o peso aproximado é de 170 kgf.

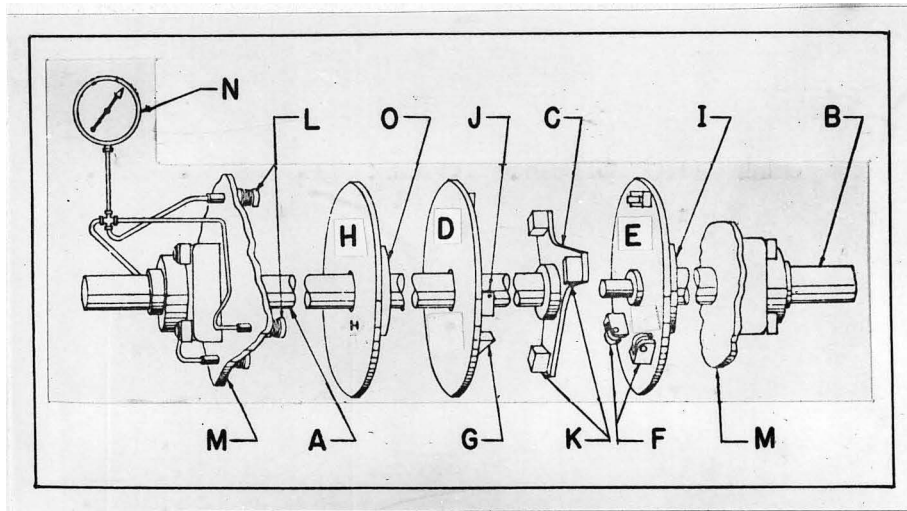


Figura 2.2. Esquema do torciômetro desenvolvido por REED & BERRY (1953).

GIOIA (1957), reportando-se sobre REED & BERRY (1953), desenvolveu um novo torçômetro, partindo da concepção dos dois autores, modificando o sistema para facilitar a sua construção, aumentar o rendimento, a sensibilidade e diminuir o peso. Previu também a possibilidade de acoplamento do aparelho diretamente à TDP do trator.

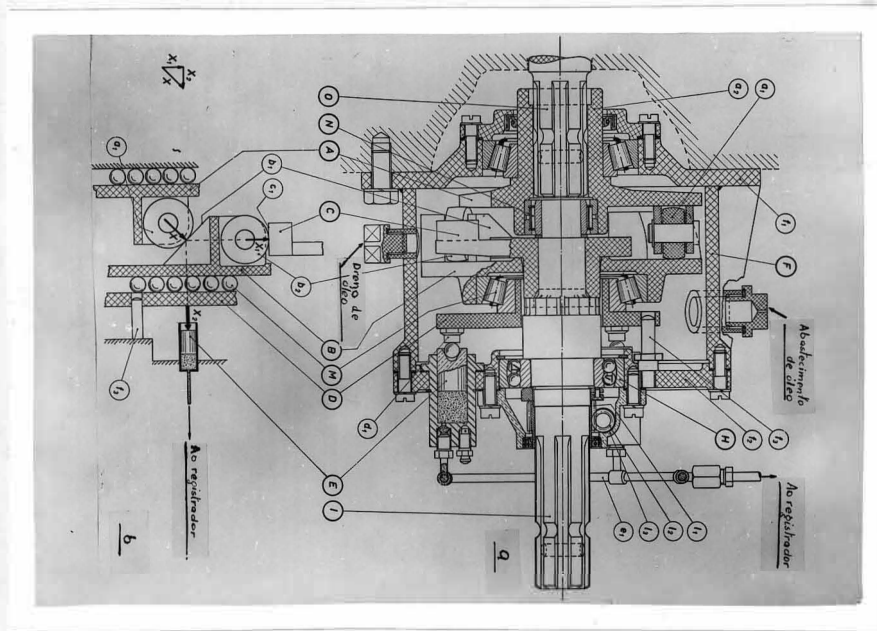


Figura 2.3. Esquemas do torçômetro desenvolvido por GIOIA (1957): a) componentes em geral ; b) princípio de funcionamento.

Na Figura 2.3. são mostrados em a) o esquema do torçômetro com os órgãos fundamentais e em b) o princípio de funcionamento.

Órgãos fundamentais:

- um elemento motriz A , portando três roletes  $a_1$  , igualmente espaçados, equidistantes do centro e cujos eixos são radiais. O cubo  $a_2$  do elemento A , tem o seu orifício ranhurado numa extremidade para acoplamento com a tomada de potência O ; é rebaixado na outra extremidade para colocação do rolamento de agulhas N , onde é encaixada a extremidade anterior da árvore movida I ;

- um elemento movido B , possuindo na periferia três pistas de rolamento  $b_1$  , helicoidais e inclinadas de  $45^\circ$  em relação ao plano de rotação. Sobre as pistas fazem contacto os roletes  $a_1$  do elemento matriz A ; os três roletes  $b_2$  são dispostos de modo análogo àqueles do elemento matriz. Sobre a face oposta do elemento B está a sede do rolamento de rolos cônicos, M ;
- um outro elemento C , solidário à árvore movida I , com três braços igualmente espaçados, com planos  $c_1$  , sobre os quais apoiam os três rolamentos  $b_2$  do elemento B ;
- um disco D , acoplado ao rolamento de rolos cônicos M , é impedido de girar devido aos pinos  $f_3$  presos à carcaça e que se alojam nos orifícios praticados, próximos à sua borda. Este disco, por meio de três pequenos parafusos  $d_1$  , transmite empuxo axial a três elementos sensores E do circuito hidráulico de medição;
- elementos sensores E , que na Figura 2.3. são conjuntos pistão-cilindro;
- uma carcaça  $f_1$  que encerra todo o conjunto de órgãos precedentemente descritos e é munida de um rolamento de rolos cônicos para a sustentação do cubo do elemento A e do rolamento de esferas auto alinhante H , da árvore movida I .

Além disto, o torciômetro é dotado de um par de engrenagens de dentes helicoidais  $l_1 - l_2$  que serve para derivar da árvore I , o movimento para o dispositivo de avanço do papel do aparelho registrador.

#### Princípio de funcionamento:

O princípio de funcionamento sobre o qual é baseado o funcionamento do torciômetro é o seguinte: se a ação transmitida da árvore matriz à movida não é uma força normal ao eixo de rotação, mas formando com ele um ângulo constante, e aplicada a uma certa distância do seu eixo geométrico, ao variar o torque, varia a força transmitida, isto é, variam proporcionalmente as duas componentes tangencial e axial da mesma; da medição de uma das componentes pode-se obter o torque transmitido.

Na Figura 2.3. b) , é esquematicamente indicado o meio empregado para realizar a transmissão do movimento do modo anteriormente narrado.

Cada um dos três roletes  $a_1$  , pertencentes ao elemento matriz A , apoia-se contra cada uma das três pistas inclinadas de  $45^\circ$  do elemento movido B ; es



te acione o elemento C mediante contacto dos três roletes  $b_2$  com os planos  $c_1$ . Por efeito deste contacto, o elemento B transmite ao elemento C, apenas a componente  $X_1$  paralela ao plano de rotação e, através do rolamento de rolos cônicos M, a componente normal àquele plano,  $X_2$ , que é resistida pelos elementos E do sistema hidráulico.

Como elementos sensores neste torciômetro, foram utilizados cápsulas elásticas hidráulicas de liga de cobre e de aço (foles), conjuntos pistão-cilindro de sistema de freios de auto-veículos e conjuntos pistão-cilindro de aço, usinados e lapidados. Obtiveram-se com estes últimos os melhores resultados na calibração.

Este torciômetro foi projetado e construído para ser acoplado a um trator com as seguintes características:

- potência efetiva máxima	37 c.v.
- regime de potência máxima	1.500 rpm
- regime de torque máximo	1.000 rpm
- torque máximo no motor	19,5 m.kgf
- torque máximo na árvore da TDP	53,0 m.kgf
- relação entre a velocidade angular do motor e a da árvore da TDP	2,7

A distância  $r$  do eixo geométrico de rotação ao plano médio dos roletes é de 65 mm.

Considerando-se o esquema (b) e a descrição apresentada, temos:

$$X_1 = \frac{T_{\text{máx.}}}{r} = \frac{53 \text{ m.kgf}}{0,065 \text{ m}} \approx 815 \text{ kgf} \quad ;$$

$$X_2 = X_1 \approx 815 \text{ kgf}$$

Cada um dos elementos sensores hidráulicos resiste a uma força máxima de:

$$X'_2 = \frac{X_2}{3} \approx 272 \text{ kgf.}$$

A pressão (p) no circuito hidráulico correspondente ao valor do torque máximo, resulta:

- na montagem com cápsulas hidráulicas (foles)

$$p = \frac{272}{11,3} \approx 24 \text{ kgf/cm}^2$$

- na montagem com elementos de sistema de freio de auto-veículos

$$p = \frac{272}{2,8} \approx 97 \text{ kgf/cm}^2 .$$

KOFOED (1958) desenvolveu um torciômetro hidráulico que emprega engrenagens de dentes retos externos como elementos de transmissão.

O torciômetro, conforme Figura 2.4., consiste de uma carcaça contendo três engrenagens do mesmo tamanho. As engrenagens superior e inferior, são fixadas respectivamente às árvores motora e movida; estas são suportadas por rolamentos de rolos cônicos. A engrenagem central é presa numa estrutura-suporte, apoiada nos dois extremos. Esta é impedida de

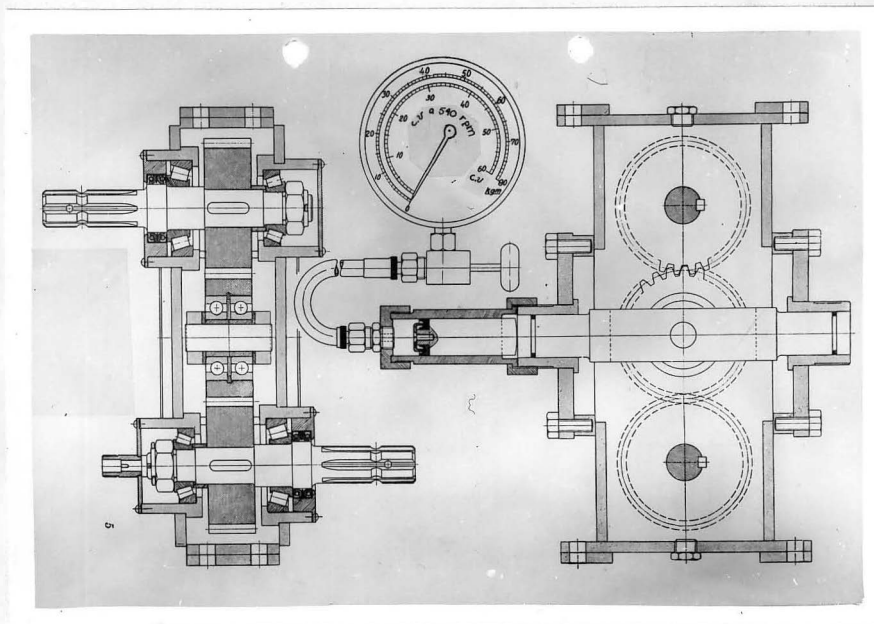


Figura 2.4. Esquemas do torciômetro desenvolvido por KOFOED (1958).

girar porém pode deslocar-se longitudinalmente em relação ao seu eixo geométrico. Quando é transmitida potência, a estrutura é deslocada lateralmente por uma força duas vezes maior do que aquela agindo sobre os dentes das engrenagens, por sua vez proporcional ao torque transmitido. O deslocamento lateral da estrutura é resistido por um pistão hidráulico de 35 mm de diâmetro e a pressão desenvolvida no sistema aciona o ponteiro de um manômetro com duas escalas: uma delas indica o torque transmitido em m.kgf e a outra, a potência à velocidade padrão de 540 rpm da TDP. A velocidade angular é constantemente indicada por um tacômetro, conectado ao torçômetro por um cabo flexível. O deslocamento máximo da estrutura-suporte é de 10 mm à direita e 10 mm à esquerda da posição central.

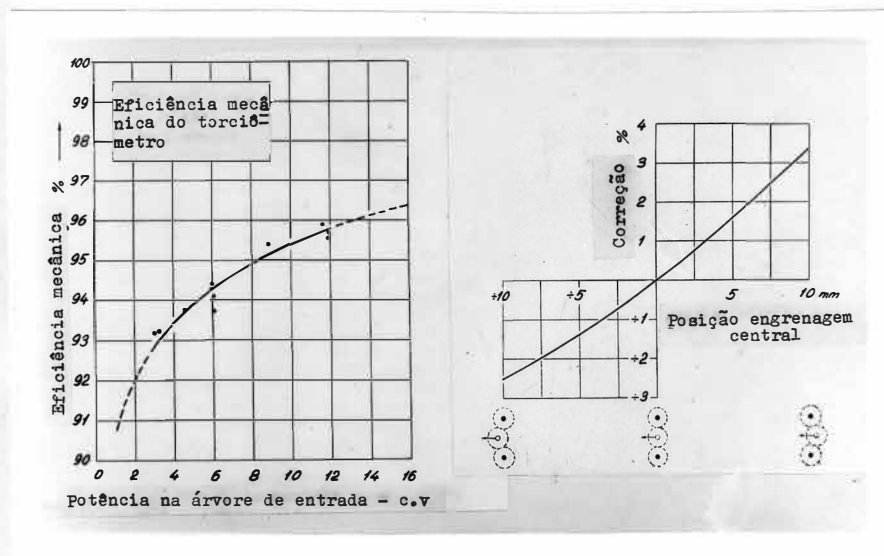


Figura 2.5. Curvas de calibração do torçômetro desenvolvido por KOFOED (1958).

Devido ao princípio de funcionamento, ao deslocar-se lateralmente a engrenagem central, aparecerão maiores perdas mecânicas, devidas a piores condições de engrenamento. Como se pode notar da Figura 2.5., quando maior o deslocamento lateral da engrenagem central em ambos os sentidos mais se afasta de zero o fator de correção a ser levado em consideração.

A eficiência do conjunto foi determinada à velocidade angular de 540 rpm , até um máximo de 12 c.v.

ZACHARIAH & PHILLIPS (1958) construíram um torciômetro que utiliza como elemento transdutor primário uma mola helicoidal, trabalhando sob torção.

O torciômetro, conforme esquemas da Figura 2.6., consiste de uma árvore de entrada 5 e uma de saída 6 , colineares, porém independentes, ligadas entre si por uma mola helicoidal em 11 e 12 respectivamente. A árvore de entrada é acoplada diretamente à TDP do trator e a de saída à máquina acionada. Quando ocorre transmissão de potência através do torciômetro, a mola helicoidal 7 sofre uma deformação. A deflexão angular entre as árvores de entrada e de saída é diretamente proporcional ao torque transmitido. O deslocamento relativo entre uma árvore e outra, faz com que o braço 8 , acoplado à árvore motora se distancie da extremidade de um tubo de cobre acoplado à movida. Dentro deste tubo, está um fino fio metálico de aço, ligando-se uma de suas extremidades ao colar deslizante 9 e a outra ao braço 8 . O colar, aciona por meio da alavanca 10 , o mecanismo indicador ou registrador. A mola está encerrada numa carcaça 1 , 3 e 4 e o mecanismo indicador 2 é externo à mesma.

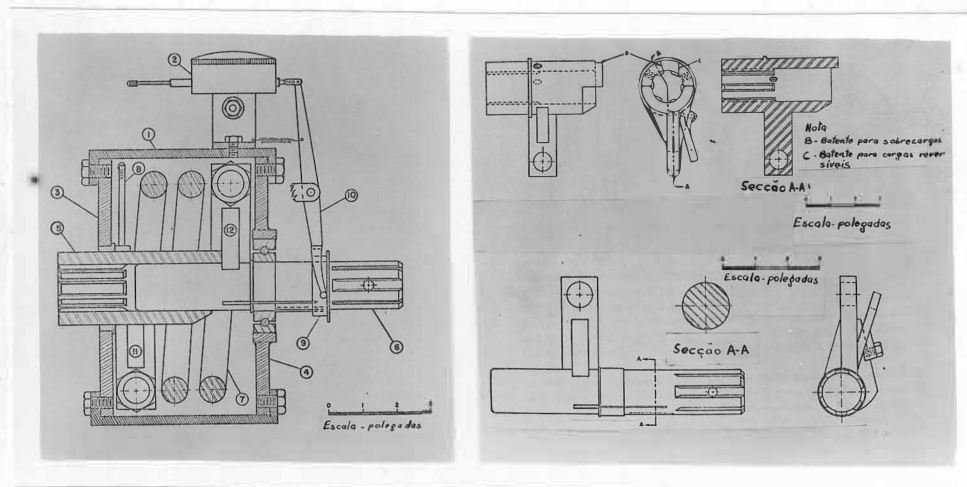


Figura 2.6. Vistas em corte longitudinal e transversal do torciômetro e componentes, segundo ZACHARIAH & PHILLIPS (1958).

Este torciômetro, bastante simples, segundo os autores preenche as finalidades a que se destina, sendo compacto, de pequeno peso (cerca de 14,5 kgf), simples no projeto, de pequeno custo e razoável acuracidade. Deve ser fixado ao trator e fazer parte integrante do sistema de transmissão pela TDP.

DIEGO LOPES (1967), citado por GUIMARÃES JÚNIOR (1970) desenvolveu um torciômetro, empregando como elemento transdutor primário, uma barra de aço de secção circular que se deforma elasticamente quando submetida a um momento de torção. A barra é acoplada entre a fonte motora e a máquina movida. O ângulo de torção  $\theta$ , proporcional ao torque transmitido, é indicado num quadrante graduado através de dispositivo estroboscópico para leitura que acompanha o aparelho.

Para cada faixa de torque, é utilizada uma barra diferente e os valores dos mesmos, T, são dados por:

- T = 6,58  $\theta$ , utilizando-se barra para torques até 2,5 m.kgf;
- T = 13,75  $\theta$ , utilizando-se barra para torques até 5 m.kgf;
- T = 26,30  $\theta$ , utilizando-se barra para torques até 10 m.kgf;
- T = 62,60  $\theta$ , utilizando-se barra para torques até 20 m.kgf.

RAYBOULD & EVERDEN (1958) construíram um torciômetro portátil utilizado para determinar a resistência ao cisalhamento do solo. O torque é aplicado manualmente em dois braços de alavanca, através de uma barra de torção de diâmetro de 0,476", para a extremidade inferior de penetração no solo, esta com forma e dimensões adequadas. Um tubo encerra a barra no seu interior e é acoplado rigidamente à sua extremidade inferior, de modo que nenhuma carga é imposta ao mesmo. A extremidade superior do tubo é ligada a um sistema mecânico de ampliação que aciona o ponteiro de um mostrador. O torque aplicado através das manoplas, correspondente à tensão de cisalhamento é então lido no mostrador.

GUIMARÃES JÚNIOR (1970), construiu um torciômetro cujo funcionamento baseia-se na deformação de molas helicoidais como transdutores primários de deslocamento e potenciômetro comum de uso em eletrônica como transdutor secundário. Consta essencialmente de dois discos cinematográficos, girando paralelamente um ao outro. Um disco é fixado à árvore motora e outro à árvore movida. Unindo um disco ao outro, existem duas mo-

las helicoidais que se deformam proporcionalmente ao torque transmitido. O potenciômetro transdutor, preso a um dos discos possui em seu eixo uma pequena engrenagem, acionada por uma cremalheira presa ao outro disco. Assim, qualquer movimento relativo entre os discos é transformado em deslocamento angular do cursor do potenciômetro de uma maneira ampliada, devido ao pequeno diâmetro da engrenagem. Foram executados ensaios de calibração estática e de aferição dinâmica por meio de curvas de ressonância, visando a determinar a faixa de utilização relativamente à frequência máxima em que o torciômetro pode operar. Assim, para um conjunto de molas a frequência máxima de operação foi de 10 Hz e o torque máximo de 9,93 m.kgf ; para outro conjunto obtiveram-se 25 Hz e 39,75 m.kgf. O torciômetro foi utilizado em ensaio de um mecanismo descascador de mamona onde demonstrou acuracidade e respostas muito boas.

Modernamente, nota-se a tendência no uso de aparelhamento eletrônico para determinação das várias grandezas físicas. Relativamente a forças de tração e de torção, o uso de "extensômetros" elétricos de resistência tem prevalecido pelas vantagens que os mesmos oferecem, como inércia praticamente nula devido à pequena massa, boa acuracidade e sensibilidade, possibilidade de adaptação praticamente em qualquer lugar, possibilidade de transmissão à distância do sinal obtido.

Torciômetros e dinamômetros com alguns detalhes diferentes, porém utilizando extensômetros elétricos de resistência, tem sido utilizados em dinamometria de máquinas agrícolas por diversos pesquisadores como HETH (1947) , BURROUGH (1953) , STEFANELLI (1956) , BOSI (1959) , RICHARDSON & FILBY (1959) , COBRA (1962) , BAHASOEAN & VERDUIN (1963) , TAYLOR & WILSON (1963) e BLIGHT & CARLOW (1966).

O funcionamento de tais aparelhos, baseia-se na variação da resistência elétrica de um fio extremamente fino, quando o mesmo sofre uma deformação devida a esforços de tração ou compressão. A aplicação prática deste princípio consiste em colar uma resistência do fio com base isolante ao objeto que irá sofrer deformação. Esta, pode ser determinada após a medição da variação da resistência do fio, ou diretamente, calibrando-se o sistema, para fornecer os valores da grandeza estudada.

Para medição de torques em árvores rotativas, empregando-se extensômetros elétricos de resistência, os mesmos podem ser colados diretamente sobre a árvore ou sobre um outro elemento adaptado ao sistema e que seja submetido a uma flexão ou a uma força normal.

No primeiro caso, os extensômetros são colados sobre a árvore em ângulos de  $45^{\circ}$ , em relação ao eixo geométrico da mesma, como os utilizados por HETH (1947), BURROUGH (1953), BOSI (1959), RICHARDSON & FILBY (1959) e BAHASOEAN & VERDUIN (1963).

Como as deformações numa árvore submetida a momentos de torção quaisquer, têm um máximo valor num plano inclinado de  $45^{\circ}$  em relação à direção das tensões de cisalhamento, os extensômetros terão máxima sensibilidade quando colados naquele sentido.

Nos torciômetros desenvolvidos por TAYLOR & WILSON (1963) e por BLIGHT & CARLOW (1966), os extensômetros são colados a elementos submetidos à flexão e a esforços normais de compressão respectivamente.

Embora alguns detalhes de construção de torciômetros variem frequentemente, quase todos eles empregam um sistema coletor que permite a alimentação do circuito elétrico dos extensômetros, bem como obter-se a voltagem modulada de saída, conforme mostram os esquemas da Figura 2.7.

Segundo POTMA (1967), os materiais mais comumente empregados nos anéis coletores são: latão, Inconel, Monel, aço inoxidável e também prata; como materiais para escovas usam-se: grafite, grafite com limalha de prata (40% volume de carbono), grafite com limalha de cobre (50% de carbono). Os melhores resultados, segundo o autor têm sido obtidos com escovas de grafite com prata, operando sobre anéis coletores de Monel.

Da literatura consultada, no tocante aos métodos de detecção de torques, verifica-se que a atenção dos pesquisadores tem-se voltado especialmente para utilização de torciômetros hidráulicos e elétricos utilizando extensômetros elétricos de resistência. Os primeiros, apesar de não possuírem componentes sensíveis a vibrações com exceção do sistema registrador, em geral são de peso elevado e necessitam ser presos ao trator ou a um suporte rígido qualquer. Quando são utilizados conjuntos pistão-cilindro hidráulicos, os mesmos devem ser de construção esmerada e o custo é geralmente alto. Têm aqueles torciômetros entretanto a vantagem dos re-

gistradores serem robustos, facilmente manuseados no campo, não necessitam de fonte externa de energia para seu funcionamento.

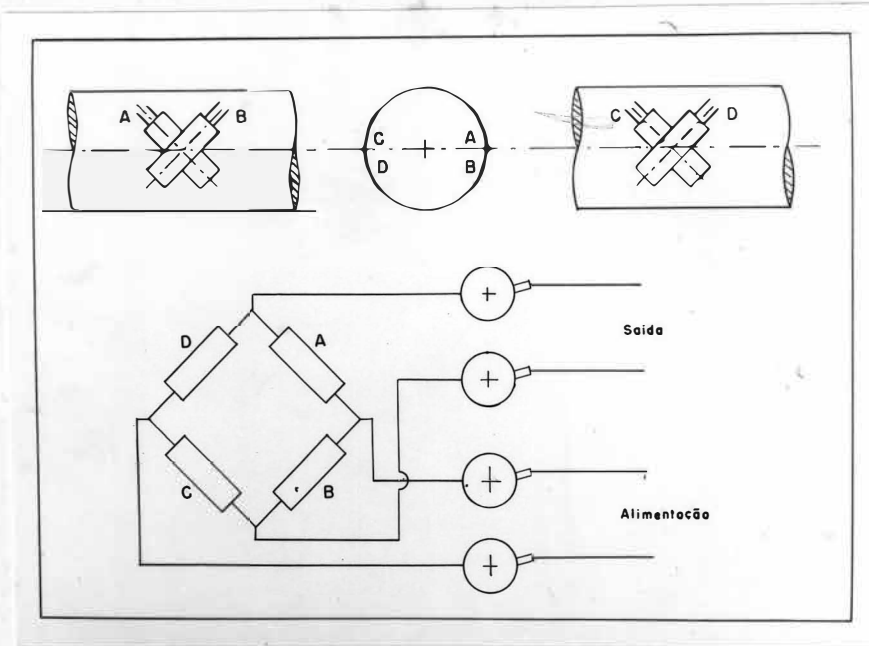


Figura 2.7. Esquemas da disposição dos extensômetros A , B , C e D sobre a árvore e conexões dos mesmos, segundo BOSI (1959).

Quanto aos que utilizam extensômetros elétricos de resistência notamos que apesar de simples a construção do elemento transdutor primário, os sistemas de amplificação de sinal de saída e de registro são sensíveis a vibrações, necessitando na maioria das vezes de um veículo portador dos mesmos se deslocar ao lado da máquina sob ensaio no campo. Além disto, uma fonte de energia elétrica externa é necessária, implicando num alto custo de todo o conjunto.

Assim, diante das informações apresentadas, decidiu-se desenvolver um torçômetro de baixo custo, fácil execução, de pequeno peso, mas que fosse tanto quanto possível sensível e com acuracidade compatível com o exigido em ensaios de máquinas agrícolas.



### 3. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE A TEORIA DO MATERIAL E MÉTODOS

BECKWITH & BUCK (1961), enquadram os sistemas de medição num esquema geral, constituído de:

- Estágio I - detetor-transdutor;
- Estágio II - intermediário modificador;
- Estágio III - final, composto de indicador, registrador ou controlador.

O esquema proposto é mostrado na Figura 3.1.

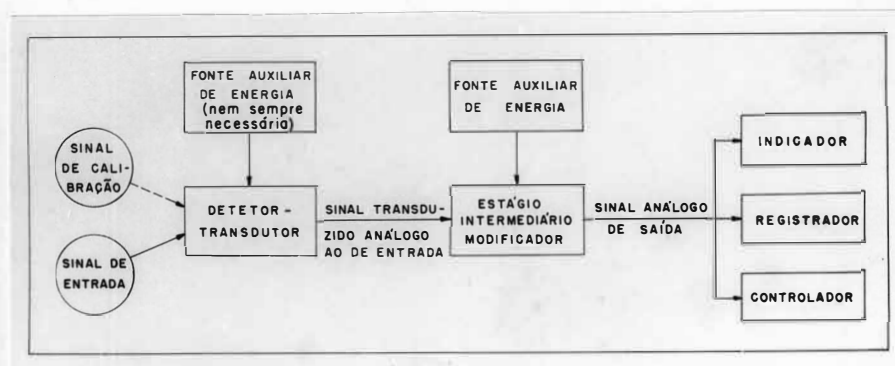


Figura 3.1. Fluxograma do sistema generalizado proposto por BECKWITH & BUCK (1961).

O Estágio I deteta ou "sente" a variação da grandeza a ser de terminada e, às vezes, conforme as características do sistema é utilizado para transduzir o sinal básico em outro análogo. O sensor ou detetor é chamado também de transdutor primário e o transdutor propriamente dito, de transdutor secundário.

O estágio intermediário modifica o sinal transduzido para torná-lo adequado para ser recebido pelo Estágio III. Às vezes, também devido às características do Estágio I, o estágio intermediário modificador poderá ser omitido.

O estágio final fornece indicação correspondente à magnitude da grandeza em estudo, sendo de particular importância aquelas sentidas pela visão.

Em alguns sistemas é suficiente apenas um indicador para mostrar valores instantâneos de grandeza, quando o observador conseguir acompanhar visualmente a sua variação. Quando isto não ocorre e também, visando-se a uma análise posterior dos dados obtidos, a utilização de aparelhos registradores é necessária. O registro é de especial importância em ensaios dinâmicos de máquinas, pois permite, a posteriori, a determinação de várias características da grandeza estudada, como valores médios, valores de "pico", frequência de ocorrência dos mesmos, etc.

No caso específico de sistemas de medição de torque os pesquisadores têm desenvolvido os mais diversos tipos, utilizando-se de princípios físicos, tais como as deformações lineares ou angulares dos corpos, dentro do limite de proporcionalidade da Lei de Hooke e as variações de propriedades magnéticas, elétricas, etc., quando um corpo está sujeito a uma deformação qualquer.

O torçômetro desenvolvido no presente trabalho, utiliza como elemento transdutor primário uma barra de aço, de secção circular, acoplada numa extremidade à árvore motora e, na outra à árvore movida. Como elemento transdutor secundário utiliza dois potenciômetros comuns de fio, cujos cursores sofrem um deslocamento proporcional à deformação da barra, que por sua vez é proporcional à magnitude do torque transmitido.

Devido ao deslocamento angular relativamente amplo da barra de torção, atingindo na condição de máximo torque um ângulo de  $19,2^{\circ}$ , a es-

colha de potenciômetros como transdutores secundários, justifica-se em virtude dos seguintes fatos:

- das suas características construtivas, é particularmente indicado para detecção de grandes deslocamentos;
- boa sensibilidade e acuracidade;
- face à pequena massa, tem baixa inércia;
- o sinal de saída pode ser suficientemente intenso para defletir a agulha do indicador ou para ser registrado convenientemente;
- a fonte externa de energia pode ser simples como uma bateria ou pilhas comuns, sendo prático o uso no campo, uma vez que o consumo é baixo.

Ainda constituiu preocupação básica, tornar o conjunto completamente portátil, tanto no que diz respeito ao peso, como ao tamanho e à forma. Essas características são importantes, pois determinam a facilidade de adaptação e operação em condições de campo. No caso presente, o torciômetro presta-se à adaptação entre duas árvores, desde que se disponha de uma distância livre mínima de 600 mm.

### 3.1. Estudo teórico de transmissão por juntas universais

Uma vez que o torciômetro fica localizado entre duas juntas universais, portanto fazendo parte integrante da transmissão, necessário se torna um estudo mais detalhado das características desta, visando ao exame dos fatores que podem influir no comportamento daquele sob diversas condições de operação.

As juntas universais, mais comumente utilizadas em transmissões de máquinas agrícolas, através da TDP, são aquelas que possuem mancais de roletes de agulhas. Essas são particularmente indicadas para condições mais severas de trabalho e sua eficiência ultrapassa 99%, com ângulos de operação menores de que  $15^{\circ}$ , conforme afirma POTGIETER (1952). O mesmo autor sugere que o ângulo de operação não deve exceder de  $15^{\circ}$  a  $20^{\circ}$  por junta, quando usada apenas uma junta, e  $45^{\circ}$  quando estas são usadas aos pares. Estes valores são indicados apesar da dificuldade em estabelecer aqueles limites, pois eles dependem dos momentos de inércia dos elementos

rotativos envolvidos na transmissão, da sua flexibilidade e da vida esperada do conjunto.

Entre os parâmetros que devem ser estudados no presente caso, ressaltam aqueles de natureza dinâmica, e que aparecem, devido à não coaxialidade entre os eixos geométricos da árvore da TDP e da árvore acionada.

Analisemos dinamicamente uma transmissão com duas juntas universais, operando sob ângulos iguais entre as árvores. Suponhamos que o torçômetro-cardan esteja intercalado entre duas juntas universais, uma na tomada e outra na máquina acionada, conforme demonstra a Figura 3.2. Consideremos como A, a árvore da tomada; B a árvore intermediária; C a árvore da máquina acionada e  $\phi$  o ângulo entre as mesmas, chamado ângulo de operação.

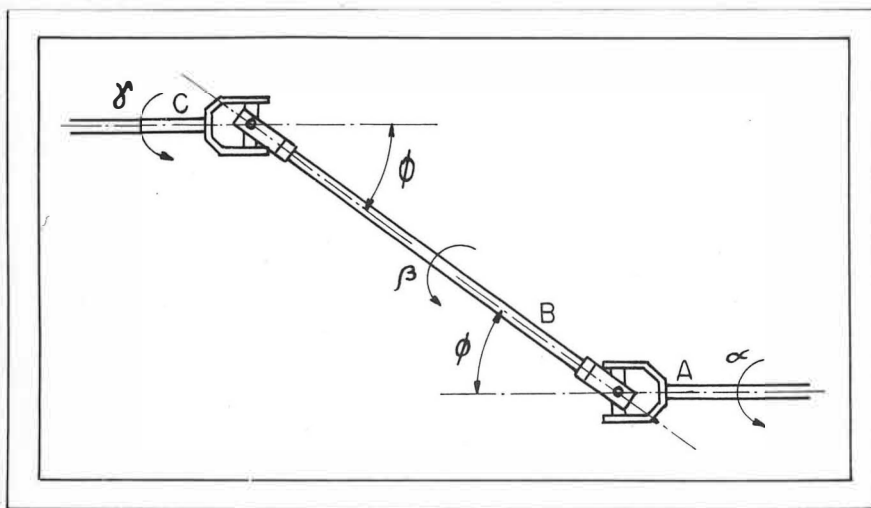


Figura 3.2. Esquema, mostrando a disposição das árvores da transmissão, com ângulos de operação  $\phi$  iguais.

Analisemos primeiramente o que ocorre entre as árvores A e B, em seguida entre as árvores B e C, considerando nulo o ângulo de torção da barra. Para tal, tomemos os esquemas (a) e (b) da Figura 3.3., onde temos: acima, vistas perpendiculares aos planos que contêm os eixos geométricos das árvores e abaixo, vistas frontais dos conjuntos. Supo -

nhamos também que a árvore A gire em velocidade angular constante, como é razoável admitir-se.

Tomemos como ponto de partida de movimento, aquele em que o plano do garfo da árvore A é paralelo ao plano do papel e giremos a mesma de um ângulo  $\alpha$ , representado por ROS; a deflexão angular  $\beta$  da árvore B é representada por TOU, isto é, enquanto R se desloca para S, U se desloca para T.

A semi-elipse PVQ e o segmento UT representam as projeções respectivamente do semi-círculo PZQ e do segmento RS sobre um plano inclinado de  $\phi$  graus, em relação ao plano de semi-círculo. O ângulo YOT entre os braços da cruzeta é reto.

Das considerações feitas, obtemos as seguintes equações:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{RS}{OR}$$

e

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{TU}{OU} = \frac{RS}{OU}$$

Girando-se a Figura de  $90^\circ$  em relação ao eixo OV, verificamos que a projeção de OR sobre o plano da elipse é OU, o que vale dizer:

$$OU = \frac{OR}{\cos \phi}$$

Finalmente, podemos obter:

$$\frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{RS/OU}{RS/OR} = \frac{OR}{OU} = \frac{OR}{OR/\cos \phi} = \cos \phi \quad (1)$$

A velocidade relativa instantânea entre B e A, expressa como  $d\beta/da$ , pode ser avaliada, diferenciando-se a equação (1), lembrando-se que  $\phi$  é constante:

$$\sec^2 \beta d\beta = \sec^2 \alpha da \cos \phi \quad (2)$$

Portanto:

$$\frac{d\omega_B}{d\omega_A} = \frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{\sec^2 \alpha \cos \phi}{\sec^2 \beta} \quad (3)$$

sendo  $\omega_B$  e  $\omega_A$ , velocidades angulares instantâneas das árvores B e A respectivamente.

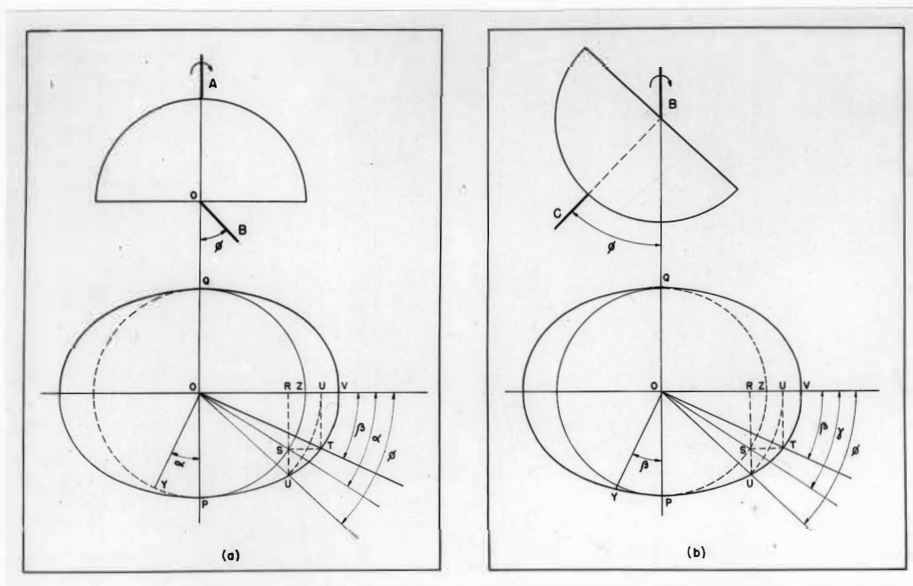


Figura 3.3. Geometria do funcionamento da transmissão por juntas universais: a) entre as árvores A e B ; b) entre as árvores B e C.

Porém:

$$\sec^2 \alpha = 1 + \operatorname{tg}^2 \alpha$$

e, de acordo com (1)

$$\operatorname{tg}^2 \alpha = \operatorname{tg}^2 \beta / \cos^2 \phi$$

Portanto:

$$\begin{aligned}
 \frac{d\omega_B}{d\omega_A} &= \frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \beta / \cos^2 \phi) \cos \phi}{\sec^2 \beta} \\
 &= \frac{(\cos^2 \phi + \operatorname{tg}^2 \beta) / \cos \phi}{\sec^2 \beta} \\
 &= \frac{\cos^2 \phi + \operatorname{tg}^2 \beta}{\cos \phi \sec^2 \beta} \quad (4)
 \end{aligned}$$

Dividindo-se o numerador e o denominador do segundo membro da equação (4) por  $\sec^2 \beta$ , temos:

$$\begin{aligned}
 \frac{d\omega_B}{d\omega_A} &= \frac{\cos^2 \phi \cos^2 \beta + \operatorname{sen}^2 \beta}{\cos \phi} \\
 &= \frac{(1 - \operatorname{sen}^2 \phi) \cos^2 \beta + \operatorname{sen}^2 \beta}{\cos \phi} \\
 &= \frac{\cos^2 \beta - \operatorname{sen}^2 \phi \cos^2 \beta + \operatorname{sen}^2 \beta}{\cos \phi}
 \end{aligned}$$

Finalmente:

$$\frac{d\omega_B}{d\omega_A} = \frac{1 - \operatorname{sen}^2 \phi \cos^2 \beta}{\cos \phi} \quad (5)$$

Para as árvores B e C, por processo de análise semelhante ao a dotado anteriormente, considerando-se a Figura 3.3. b, verifica-se que:

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \beta / \cos \phi \quad (6)$$

A velocidade relativa instantânea entre C e B pode ser expressa como  $d\gamma/d\beta$ , e avaliada diferenciando-se a equação (6):

$$\sec^2 \gamma d\gamma = \sec^2 \beta d\beta / \cos \phi$$

Assim:

$$\frac{d\omega_C}{d\omega_B} = \frac{d\gamma}{d\beta} = \frac{\sec^2 \beta / \cos \phi}{\sec^2 \gamma} = \frac{\sec^2 \beta}{\cos \phi \sec^2 \gamma}$$

Mas:

$$\sec^2 \gamma = 1 + \operatorname{tg}^2 \gamma$$

e, de acordo com (6)

$$\operatorname{tg}^2 \gamma = \operatorname{tg}^2 \beta / \cos^2 \phi$$

Portanto:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_C}{d\omega_B} &= \frac{\sec^2 \beta}{\cos \phi (1 + \operatorname{tg}^2 \beta / \cos^2 \phi)} \\ &= \frac{\sec^2 \beta}{\cos \phi + \operatorname{tg}^2 \beta / \cos \phi} \\ &= \frac{\sec^2 \beta}{(\cos^2 \phi + \operatorname{tg}^2 \beta) / \cos \phi} \\ &= \frac{\sec^2 \beta \cos \phi}{\cos^2 \phi + \operatorname{tg}^2 \beta} \end{aligned} \tag{7}$$

Dividindo-se o numerador e o denominador do segundo membro da equação (7) por  $\sec^2 \beta$ , temos:



$$\begin{aligned} \frac{d\omega_C}{d\omega_B} &= \frac{\cos \phi}{\cos^2 \phi \cos^2 \beta + \sin^2 \beta} \\ &= \frac{\cos \phi}{(1 - \sin^2 \phi) \cos^2 \beta + \sin^2 \beta} \\ &= \frac{\cos \phi}{\cos^2 \beta - \sin^2 \phi \cos^2 \beta + \sin^2 \beta} \end{aligned}$$

Finalmente:

$$\frac{d\omega_C}{d\omega_B} = \frac{\cos \phi}{1 - \sin^2 \phi \cos^2 \beta} \quad (8)$$

Podemos expressar a relação entre as velocidades angulares das árvores C e A, multiplicando-se a equação (5), pela equação (8):

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_B}{d\omega_A} \cdot \frac{d\omega_C}{d\omega_B} &= \frac{d\omega_C}{d\omega_A} = \\ &= \frac{1 - \sin^2 \phi \cos^2 \beta}{\cos \phi} \cdot \frac{\cos \phi}{1 - \sin^2 \phi \cos^2 \beta} = \\ &= 1 \end{aligned} \quad (9)$$

Verificamos assim, que uma das características importantes das transmissões com duas juntas universais e com ângulos de operação iguais é que a relação entre as velocidades angulares instantâneas das árvores de saída e das de entrada é igual à unidade. Nestas circunstâncias, apenas a árvore intermediária está sujeita a variações cíclicas de velocidade.

Esta afirmação, porém só é verdadeira, quando os garfos da árvore intermediária estão num mesmo plano. Quando isto não ocorre, devido à colocação dos mesmos fora de fase ou devido à torção da árvore intermediária, temos relações de velocidade diferentes de 1.

Suponhamos agora que a barra sofra uma torção determinando uma defasagem entre os garfos da árvore intermediária, defasagem esta proporcional ao torque transmitido, cujo máximo no caso é  $22^\circ$  aproximadamente, conforme ensaios da barra.

Analisemos a velocidade de saída, influenciada cumulativamente pelo ângulo  $\beta$  de deflexão a partir de um plano de referência e pelo ângulo de torção da barra  $\theta$ , conforme Figura 3.4. Baseando-se em (6), podemos escrever:

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} (\beta + \theta) / \cos \phi \quad (10)$$

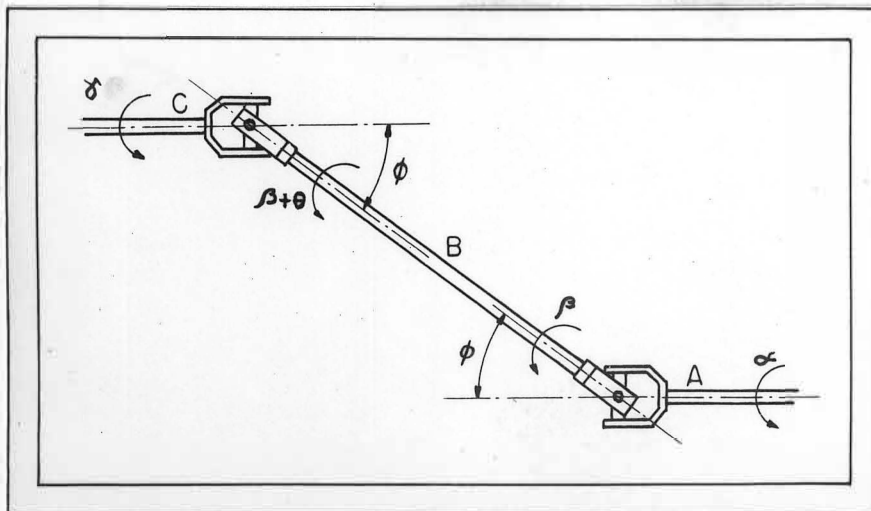


Figura 3.4. Influência do ângulo de torção da barra,  $\theta$ , na deflexão angular da árvore de saída.

A velocidade relativa instantânea entre as árvores C e B pode ser expressa como  $d\gamma / d(\beta + \theta)$ , e avaliada diferenciando-se a equação (10):

$$\sec^2 \gamma d\gamma = \sec^2 (\beta + \theta) d(\beta + \theta) / \cos \phi$$

Portanto:

$$\frac{d\omega_C}{d\omega_B} = \frac{d\gamma}{d(\beta + \theta)} = \frac{\sec^2(\beta + \phi)}{\sec^2 \gamma \cos \phi}$$

sendo  $\omega_C$  e  $\omega_B$  velocidades angulares das árvores C e B respectivamente.

Entretanto:

$$\sec^2 \gamma = 1 + \operatorname{tg}^2 \gamma$$

e, de acordo com (10)

$$\operatorname{tg}^2 \gamma = \operatorname{tg}^2(\beta + \theta) / \cos^2 \phi$$

Temos então:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_C}{d\omega_B} &= \frac{\sec^2(\beta + \theta)}{\cos \phi \left[ 1 + \operatorname{tg}^2(\beta + \theta) / \cos^2 \phi \right]} \\ &= \frac{\sec^2(\beta + \theta)}{\cos \phi + \operatorname{tg}^2(\beta + \theta) / \cos \phi} \\ &= \frac{\sec^2(\beta + \theta) \cos \phi}{\cos^2 \phi + \operatorname{tg}^2(\beta + \theta)} \end{aligned} \quad (11)$$

Dividindo-se o numerador e o denominador do segundo membro da equação (11) por  $\sec^2(\beta + \theta)$ , temos:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_C}{d\omega_B} &= \frac{\cos \phi}{\cos^2 \phi \cos^2(\beta + \theta) + \operatorname{sen}^2(\beta + \theta)} \\ &= \frac{\cos \phi}{(1 - \operatorname{sen}^2 \phi) \cos^2(\beta + \theta) + \operatorname{sen}^2(\beta + \theta)} \end{aligned}$$

$$\frac{d\omega_C}{d\omega_B} = \frac{\cos \phi}{\cos^2 (\beta + \theta) - \cos^2 (\beta + \theta) \sin^2 \phi + \sin^2 (\beta + \theta)}$$

$$= \frac{\cos \phi}{1 - \cos^2 (\beta + \theta) \sin^2 \phi} \quad (12)$$

Multiplicando-se a equação (5) pela equação (12), temos:

$$\frac{d\omega_B}{d\omega_A} \cdot \frac{d\omega_C}{d\omega_B} = \frac{1 - \cos^2 \beta \sin^2 \phi}{\cos \phi} \cdot \frac{\cos \phi}{1 - \cos^2 (\beta + \theta) \sin^2 \phi}$$

Finalmente:

$$\frac{d\omega_C}{d\omega_A} = \frac{1 - \cos^2 \beta \sin^2 \phi}{1 - \cos^2 (\beta + \theta) \sin^2 \phi} \quad (13)$$

Notamos, conforme foi demonstrado, que as relações de velocidades angulares entre as árvores de saída ( $\omega_C$ ) e de entrada ( $\omega_A$ ), variam com os ângulos de operação  $\phi$ , de torção da barra,  $\theta$  e de rotação  $\beta$ , da árvore intermediária.

Esta relação, tanto mais se afasta da unidade, com um mesmo ângulo de rotação,  $\beta$ , quanto maiores forem os ângulos de operação,  $\phi$ , e de torção da barra,  $\theta$ , conforme se depreende da equação (13) e dos gráficos da Figura 3.5.

Podemos diminuir os efeitos do ângulo  $\theta$  sobre as relações de velocidades, fazendo com que o mesmo seja dividido em duas partes iguais. Para tal, o garfo posterior do torciômetro, de início é defasado em um sentido do valor que convencionamos chamar de  $-11^\circ$ . Tudo se passa como se se considerasse o ângulo total aproximado de  $22^\circ$  dividido em duas partes iguais, uma à esquerda e outra à direita de uma posição central, que corresponde à defasagem nula. Nesta posição do garfo, o torciômetro transmite 50% do seu torque nominal.

Tabulando-se as relações obtidas com valores de  $\beta$ ,  $\phi$  e com ângulo  $\theta$  máximo de torção ( $22^\circ$  divididos em duas partes iguais), podemos em seguida dispô-las em forma de gráfico, conforme mostrado na Figura 3.5., onde se tem uma idéia da variação das mesmas. No primeiro caso (a), consideramos o ângulo de torção igual a  $-11^\circ$  e no segundo (b), igual a  $+11^\circ$ .

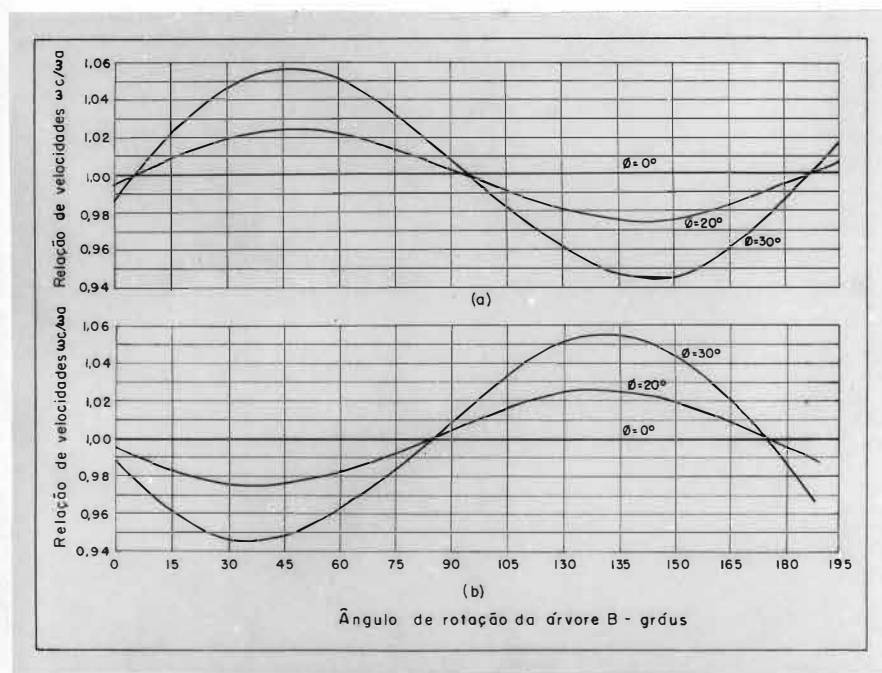


Figura 3.5. Variações das relações entre as velocidades angulares de saída  $\omega_C$  e de entrada  $\omega_A$ , em função do ângulo de rotação  $\beta$  da árvore intermediária e do ângulo de operação  $\phi$ : a) com ângulo de torção mínimo  $-11^\circ$  e b) com ângulo de torção máximo  $+11^\circ$ .

Devemos levar em consideração que, em trabalhos práticos de medição, as variações de velocidade motivadas pelo funcionamento fora da fase dos garfos intermediários não irão influenciar sensivelmente nos valores de torque médios obtidos, uma vez que as curvas mostradas na Figura 3.5. são aproximadamente simétricas e opostas. Daí deduzimos que, se o torque lido em determinada posição fôr aumentado pela aceleração do torciômetro e conseqüente aumento na torção da barra, ele deverá ser diminuído no quarto de volta seguinte, quando o torciômetro for desacelerado.

Um dos efeitos da angularidade entre árvores de transmissão por juntas universais é o aparecimento de momentos fletores que atuam sobre as mesmas. Estes momentos, também chamados momentos secundários, tendem a fletir as árvores da transmissão quer seja a de entrada, intermediária ou de saída, produzindo vibrações e aumentando as tensões de trabalho dos materiais das mesmas, além de submeter os mancais a cargas extras, conforme ilustra a Figura 3.6. Nesta, as linhas interrompidas mostram o efeito de flexão nas árvores e as setas a direção das cargas aplicadas sobre os mancais que são periódicas com dois ciclos a cada giro das árvores. Conforme indica POTGIETER (1953), é importante conservar baixo o peso da árvore intermediária, a fim de não se sobrecarregar ainda os mancais das juntas universais. Para tal, recomenda-se o uso de árvores tubulares neste tipo de transmissão.

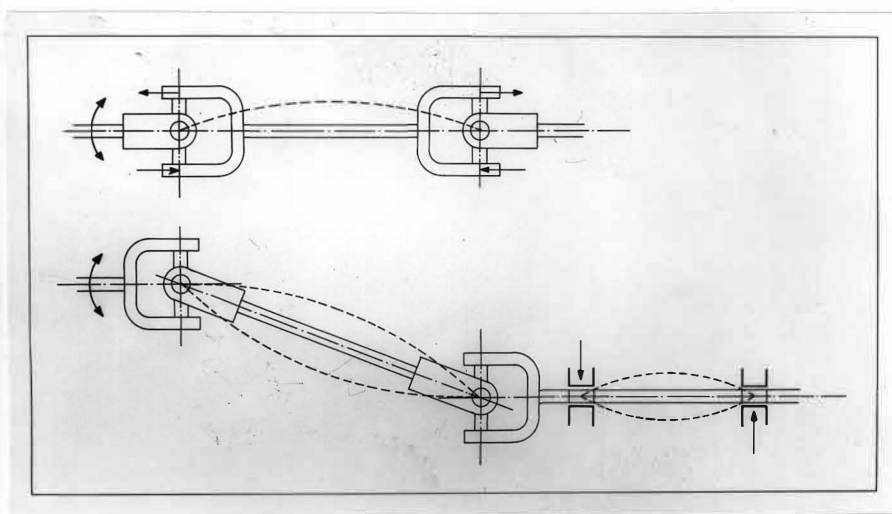


Figura 3.6. Esquemas mostrando os efeitos de momentos fletores sobre os elementos da transmissão, segundo POTGIETER (1953).

Os dois ciclos podem ser melhor visualizados na Figura 3.7., onde está representada de maneira exagerada a flexão de uma árvore.

Suponhamos que, por absurdo, o garfo da árvore de entrada faça um ângulo de  $90^{\circ}$  com o plano da junta; nesta condição ocorrerá a máxima flexão na árvore intermediária. Durante a  $1/2$  rotação seguinte, aquele

valor decrescerá até zero e crescerá novamente até o máximo, quando se completar um giro, porém a flexão será no sentido oposto em relação à árvore. Para o mancal entretanto ela será na mesma direção como anteriormente, devido a rotação da árvore.

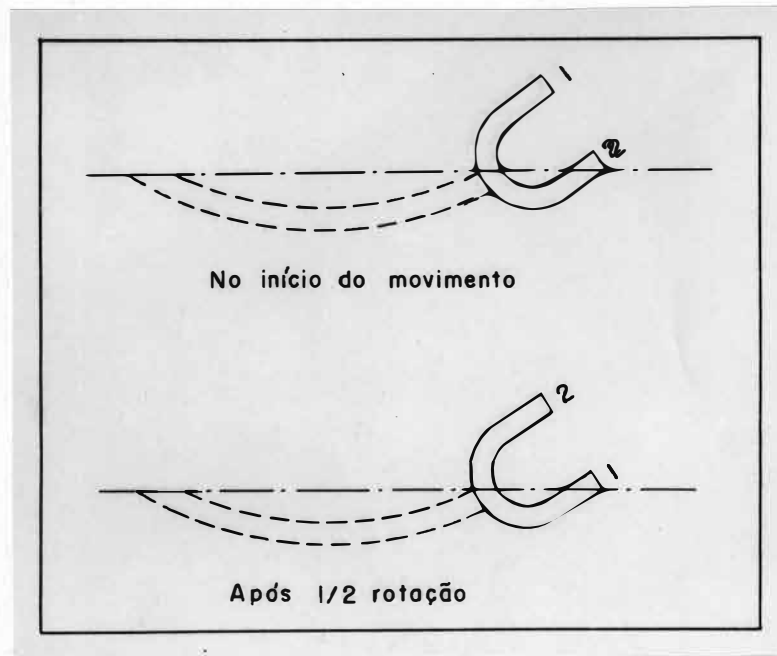


Figura 3.7. Flexão sofrida por uma árvore durante 1/2 rotação, segundo ROCKWELL STANDARD CORPORATION (1964).

Supondo-se "a priori" que o torciômetro seja submetido a momentos de flexão e de torção, a equação utilizada no cálculo do diâmetro da barra, segundo HALL JR., ALLEN S. et alii (1968), é:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau} \sqrt{(k_1 M)^2 + (k_2 T)^2} \quad (14)$$

sendo

- $\tau$  - tensão de cisalhamento;
- $k_1$  e  $k_2$  - coeficientes de trabalho que levam em consideração choque e fadiga, cujos valores variam de 1 a 3 ;

M - momento fletor máximo sobre a árvore;

T - torque máximo a ser transmitido.

Como no caso presente o torciômetro possui elemento de segurança contra sobrecargas, podemos fazer  $k_2$  igual a 1, uma vez que não existe possibilidade da barra ser submetida a torques acima do limite máximo estabelecido.

Os valores dos momentos fletores instantâneos sobre as árvores de transmissão por juntas universais, segundo ROCKWELL STANDARD CORPORATION (1964), são dados por:

$$M_1 = T \cos \alpha \operatorname{tg} \phi \quad (15)$$

e

$$M_2 = T \operatorname{sen} \alpha \operatorname{sen} \phi \quad (16)$$

sendo:

$M_1$  - momento fletor na árvore motora;

$M_2$  - momento fletor na árvore movida;

$\alpha$  - ângulo de rotação da árvore motora;

$\phi$  - ângulo de operação.

Como o torciômetro opera tanto na condição de elemento motor como de elemento movido, os momentos fletores resultantes, em cada instante agindo sobre ele, seriam correspondentes à soma algébrica dos momentos devidos a cada condição, pois os mesmos tem sentidos opostos, conforme mostram os gráficos da Figura 3.8.

Embora aquela soma possa ser considerável, como se depreende das equações (15) e (16) e dos Gráficos da Figura 3.8, no caso do cálculo do diâmetro da barra, podemos considerar os momentos fletores, agindo apenas nas árvores tubulares (n.º 8 e 27, Figura 4.2), uma vez que a barra de torção fica alojada no seu interior. Assim, na equação (14), o valor de M pode ser considerado nulo.

Justifica-se assim o uso da equação (18) no cálculo do diâmetro da barra, que é função unicamente do torque máximo a ser transmitido e da tensão de trabalho estabelecida.



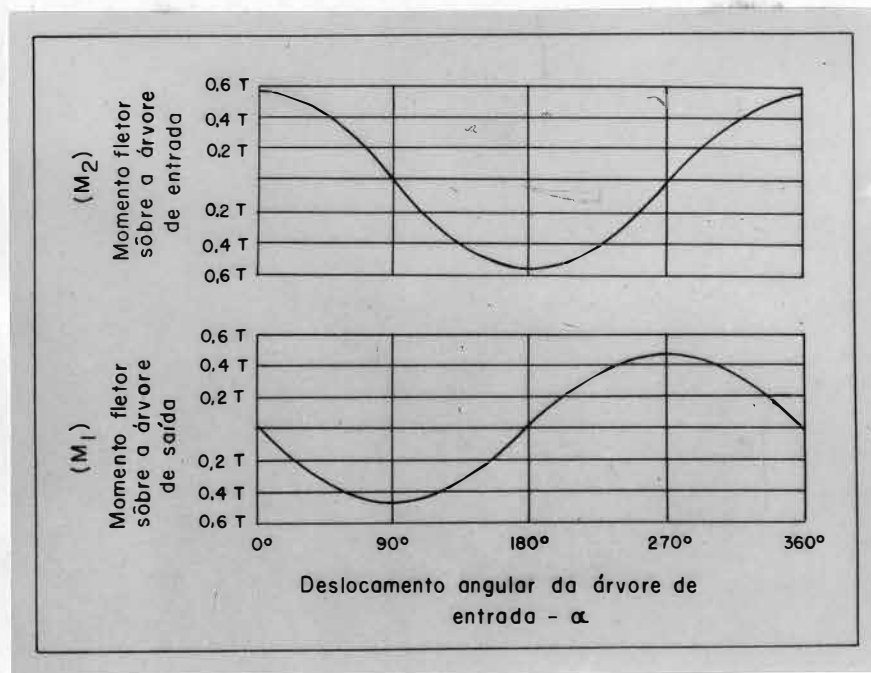


Figura 3.8. Variação dos momentos fletores sobre as árvores de entrada e de saída, em função da deflexão angular da árvore de entrada  $\alpha$ , segundo ROCKWELL STANDARD CORPORATION (1964), com ângulo de operação de  $30^\circ$ .

### 3.2. Estudo teórico do transdutor primário

O torçômetro proposto utiliza-se de uma mola tipo barra de torção de secção circular, como transdutor primário. Distinguem-se dois tipos de molas: a) as que resistem a deslocamentos de translação quando submetidas a esforços normais ou de flexão; b) as que resistem a deslocamentos de rotação quando submetidas a esforços de torção. É nesta última categoria que se enquadra a mola utilizada no torçômetro. Escolheu-se tal tipo de mola pelas seguintes razões:

- a) ocupa o espaço normalmente livre no interior da árvore tubular (cardan);
- b) facilidade de intercambialidade de acordo com a faixa de torque a ser medida;

- c) possibilidade de detetar cargas em árvores girando tanto no sentido horário como no anti-horário.

No caso dos torciômetros de molas, é mais interessante utilizar materiais de grande resiliência, isto é, aqueles capazes de absorver uma grande quantidade de trabalho realizado pela carga aplicada.

Segundo BASTOW (1961), os fatores que afetam a escolha de um material são seus limites elástico e de fadiga, seu módulo transversal de elasticidade, seu peso específico e seu custo. No presente caso, como o torciômetro é um protótipo, não são de relevância o peso específico e o custo do material. Consideraram-se então, como tais, o limite elástico e o módulo transversal de elasticidade. Quanto ao limite de fadiga, não foi levado especificamente em consideração, devido à falta de dados sobre a utilização de barras de torção como elemento transdutor primário em torciômetros. Entretanto, deverá ser um fator a ser considerado em trabalhos ou melhoramentos futuros, baseando-se em resultados experimentais de utilização do torciômetro em condições dinâmicas de campo, nos quais poder-se-á avaliar o seu desempenho.

De acordo com SINGER (1961), o valor da tensão de cisalhamento num ponto qualquer da secção transversal de uma barra circular é diretamente proporcional à distância  $\rho$  entre o ponto e o eixo da barra. Assim, a tensão varia de zero, no eixo geométrico a um máximo na extremidade do raio  $r$ , conforme mostra a Figura 3.9.

Suponhamos uma barra de comprimento  $L$ , engastada numa de suas extremidades, submetida a um momento de torção  $T$ , e defletindo-se de um ângulo  $\theta$ , conforme ilustra o esquema da Figura 3.10.

A relação entre o momento de torção  $T$  e a deflexão  $\theta$  é chamada de módulo de rigidez à torção ou coeficiente de proporcionalidade na torção. É expressa por:

$$k = T / \theta$$

A importância do módulo de rigidez no projeto do torciômetro, está associada à sua sensibilidade, isto é, à menor variação do torque  $T$ , capaz de ser detectada pelo aparelho.

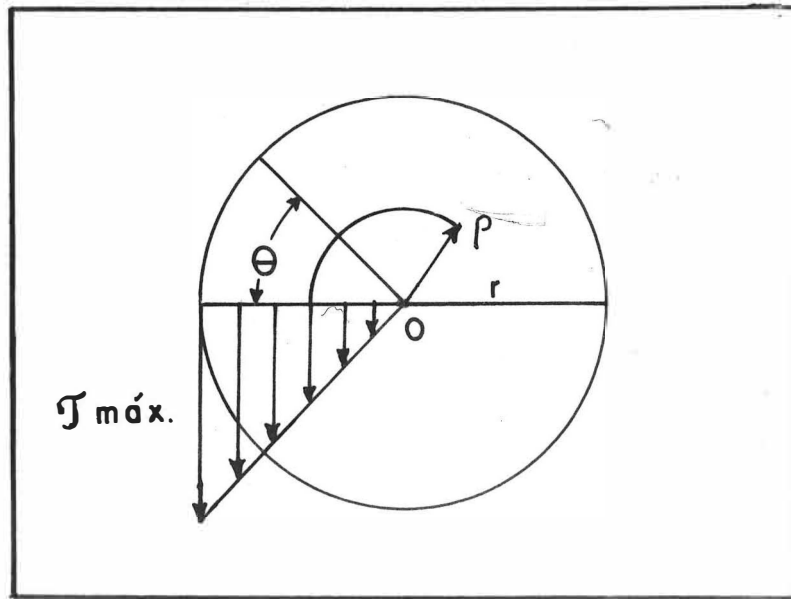


Figura 3.9. Distribuição de tensões numa barra de secção circular solicitada à torção quando não se excede o limite de proporcionalidade, segundo SINGER (1962).

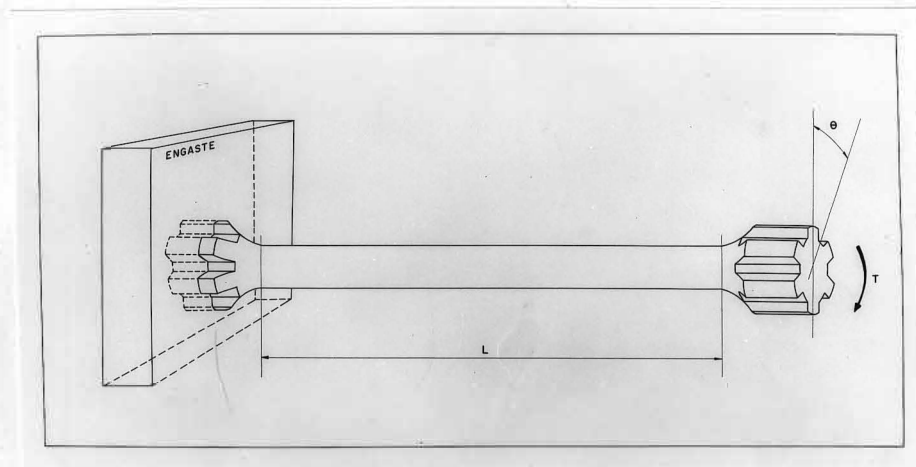


Figura 3.10. Esquema, mostrando uma barra de torção engastada, submetida a um momento de torção  $T$ . O deslocamento angular  $\theta$  é proporcional à magnitude do torque aplicado desde que não se exceda o limite de proporcionalidade da Lei de HOOKE.

O torciômetro, teoricamente deveria ter a maior sensibilidade possível, isto é, deveria apresentar o maior ângulo de torção possível para um dado torque. Entretanto, quanto maior este ângulo, maior será o tempo de resposta, isto é, o tempo gasto para se atingir nova condição de equilíbrio. Com isto poderá ocorrer que a deformação da barra não acompanhe as variações que ocorrem no valor da carga. Por outro lado, a maior rigidez do torciômetro embora permita obter valores instantâneos de cargas mais próximos do real, torna mais crítica as condições de sensibilidade do transdutor primário. Isto porque com um sistema rígido os seus deslocamentos angulares seriam insuficientes para serem detectados pelos potenciômetros comuns.

Como se observa, uma perfeita conciliação entre os fatores sensibilidade e frequência natural do conjunto, frequência de variação das cargas impostas às árvores das TDP pelas diversas máquinas agrícolas devem ser pesquisadas para melhoramentos futuros no torciômetro. Convém ressaltar entretanto a dificuldade de tais trabalhos devido às grandes diferenças de comportamento dinâmico entre as diversas máquinas agrícolas. Na determinação da melhor sensibilidade é importante considerar-se a relação entre o deslocamento angular básico da barra de torção e a magnitude do sinal de saída. Esta relação pode ser alterada convenientemente de várias maneiras, tais como:

- a) ampliação mecânica do ângulo de torção;
- b) uso de potenciômetros duplos;
- c) uso de potenciômetros que apresentem maior variação de resistência por unidade de ângulo de deslocamento do cursor;
- d) uso de diferentes voltagens de alimentação, etc.

### 3.3. Estudo teórico do transdutor secundário e circuito elétrico

O sistema transdutor secundário utiliza como elementos sensores dois potenciômetros de fio, lineares comumente empregados em radiotécnica.

Comparando-se na Figura 3.11. o esquema de uma ponte de Wheatstone (a) com o esquema do circuito completo (b), observa-se que o braço A da ponte corresponde à secção  $R_1$  do potenciômetro  $P_1$  e o braço B à secção

$R_2$  ; o braço C corresponde à secção  $R_3$  e, finalmente o braço D corresponde à  $R_4$  do potenciômetro  $P_2$  .

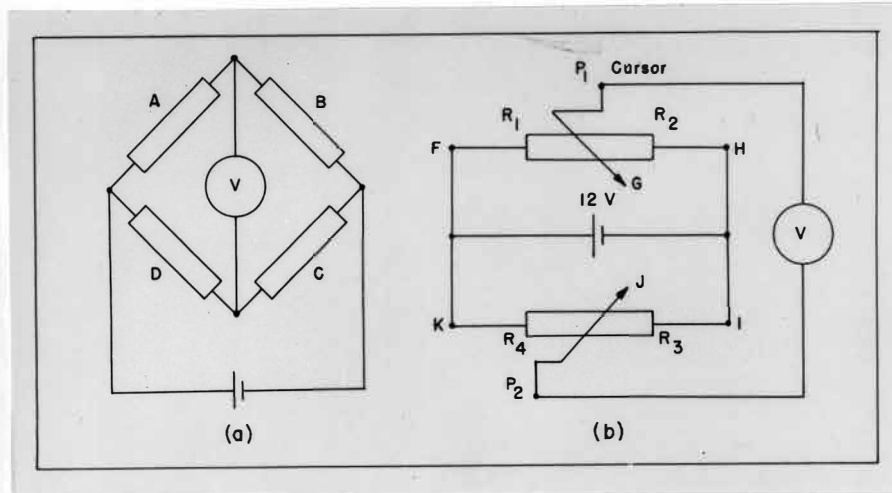


Figura 3.11. Esquemas de circuitos elétricos: a) circuito básico (Ponte de Wheatstone) ; b) circuito completo do transdutor secundário.

Em funcionamento, girando-se os cursores dos potenciômetros de um mesmo valor de ângulo, verifica-se que se  $R_1$  diminui,  $R_2$  aumenta de igual valor e vice-versa, pois a resistência total do potenciômetro não varia. Igual fato se observa com  $R_3$  e  $R_4$  .

Consideremos com  $R_1$  , a resistência de parte do potenciômetro  $P_1$  entre a extremidade F e o ponto de contacto do cursor G , e  $R_2$  , a resistência entre este ponto e a extremidade H . Analogamente temos o mesmo fato com o potenciômetro  $P_2$  . Os pontos F , G e H são conectados aos três anéis coletores de uma árvore-suporte; os pontos I , J e K são ligados aos anéis da outra árvore, conforme mostra a Figura 3.12 .

A equação geral da ponte de Wheatstone com quatro braços de resistência, segundo PERRY & LISSNER (1955), é:

$$E_0 = \frac{E R_1}{R_1 + R_4} - \frac{E R_2}{R_2 + R_3} \quad (17)$$



#### 4. MATERIAL E MÉTODOS

O material empregado abrange o torciômetro, dinamômetro hidráulico utilizado para aferição em funcionamento, o trator como fonte de potência e outros equipamentos menores necessários à realização dos ensaios. Serão também relatados os métodos de cálculo dos transdutores primário e secundário, de ampliação mecânica do ângulo de torção e os ensaios da barra, de calibração estática e aferição em funcionamento do torciômetro, além da determinação da magnitude das resistências de contacto do sistema colator.

##### 4.1. Descrição (\*)

Na Figura 4.1. temos uma vista do torciômetro montado e na Figura 4.2., vista em corte longitudinal, onde notamos as seguintes partes componentes:

\* \* \*

(\*) Doravante os números que aparecem entre parênteses ao longo dos parágrafos 4.1. e 4.2. referem-se a indicação de partes componentes referidas nas respectivas Figuras.

- garfo anterior;
- barra de torção com as duas extremidades ranhuradas;
- árvore tubular (cardan) acoplada à extremidade posterior da barra;
- duas coroas (\*) ;
- dois pares de pinhões (\*) ;
- potenciômetros e anéis coletores;
- carcaça de proteção para suporte do conjunto detetor secundário e para depósito de lubrificante;
- árvore complementar provida de extremidade entalhada para encaixe da luva elástica;
- protetor dos anéis coletores;
- batentes.

De acordo com a Figura 4.2., no garfo anterior (1) com prolongamento terminando em batente (27), está acoplada rigidamente a primeira coroa (2), bem como um rolamento de esferas (3), que juntamente com outro rolamento (4) suporta a carcaça (5).

A barra de torção (6) encaixa a sua extremidade anterior entalhada no garfo (1), onde é solidamente presa pelo parafuso (7); na sua extremidade posterior também entalhada, acopla-se a árvore tubular (8), que por sua vez suporta a segunda coroa (9). Entre a extremidade do garfo anterior e a árvore tubular (8), foi colocada uma bucha de latão (10).

A barra de torção pode ser facilmente retirada, mediante remoção dos parafusos (7) e (11) e do "plug" roscado (12).

A vedação da carcaça é realizada por retentores comuns de borracha (13) e (14). Cada par de pinhões (19) e (20) é suportado por duas semi-árvores tubulares (17) e (18) e estas por sua vez suportadas pelos rolamentos (15) e (16). Numa das extremidades da árvore-suporte (17) está

\* \* \*

(\*) Doravante usaremos os termos "coroa" para designar a engrenagem maior motora e "pinhão" para designar a menor movida conforme conceituado na NB-17 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (1948).



o potenciômetro (21) e na da outra (18) estão os três anéis de latão (22), montados sobre isolantes de PVC rígido (\*). Um tubo metálico (23) protege a extremidade da árvore onde estão os anéis, servindo também como suporte dos porta-escovas.

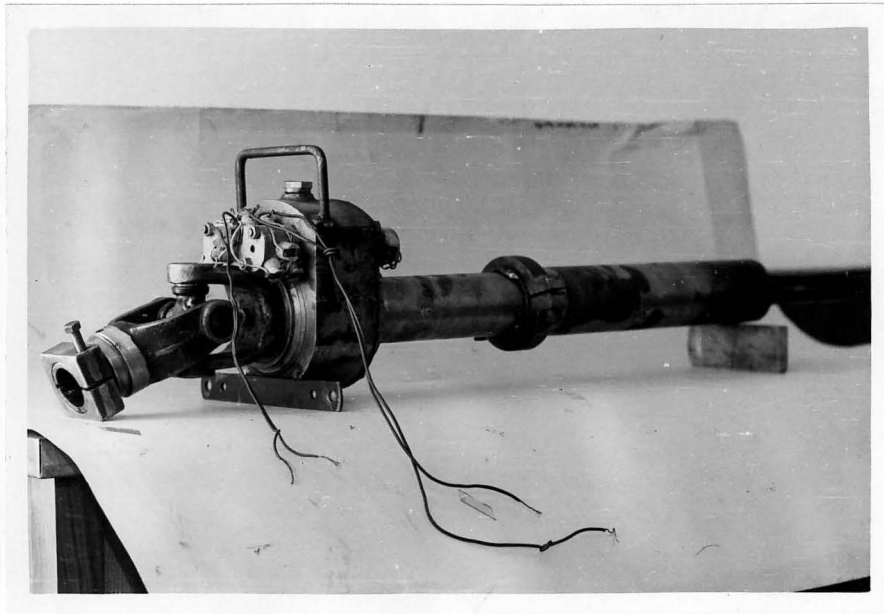


Figura 4.1. Vista do torciômetro, destacando-se a carga que contém o mecanismo de ampliação do ângulo de torção e os porta-escovas.

Completa o sistema de transmissão, uma árvore provida de extremidade entalhada (24) para permitir o deslocamento da luva elástica da junta universal posterior. A árvore complementar (24) pode ser deslocada axialmente sobre a árvore tubular (8) a fim de obter-se comprimento conveniente do conjunto torciômetro-cardan. Todavia, em operação o comprimento deste ajusta-se automaticamente apenas pelo deslocamento da luva elástica sobre a extremidade entalhada da árvore (24).

\* \* \*

(\*) Denominação abreviada de Cloreto de Polivinil.

#### 4.2. Método de ampliação do ângulo de torção e princípio de funcionamento

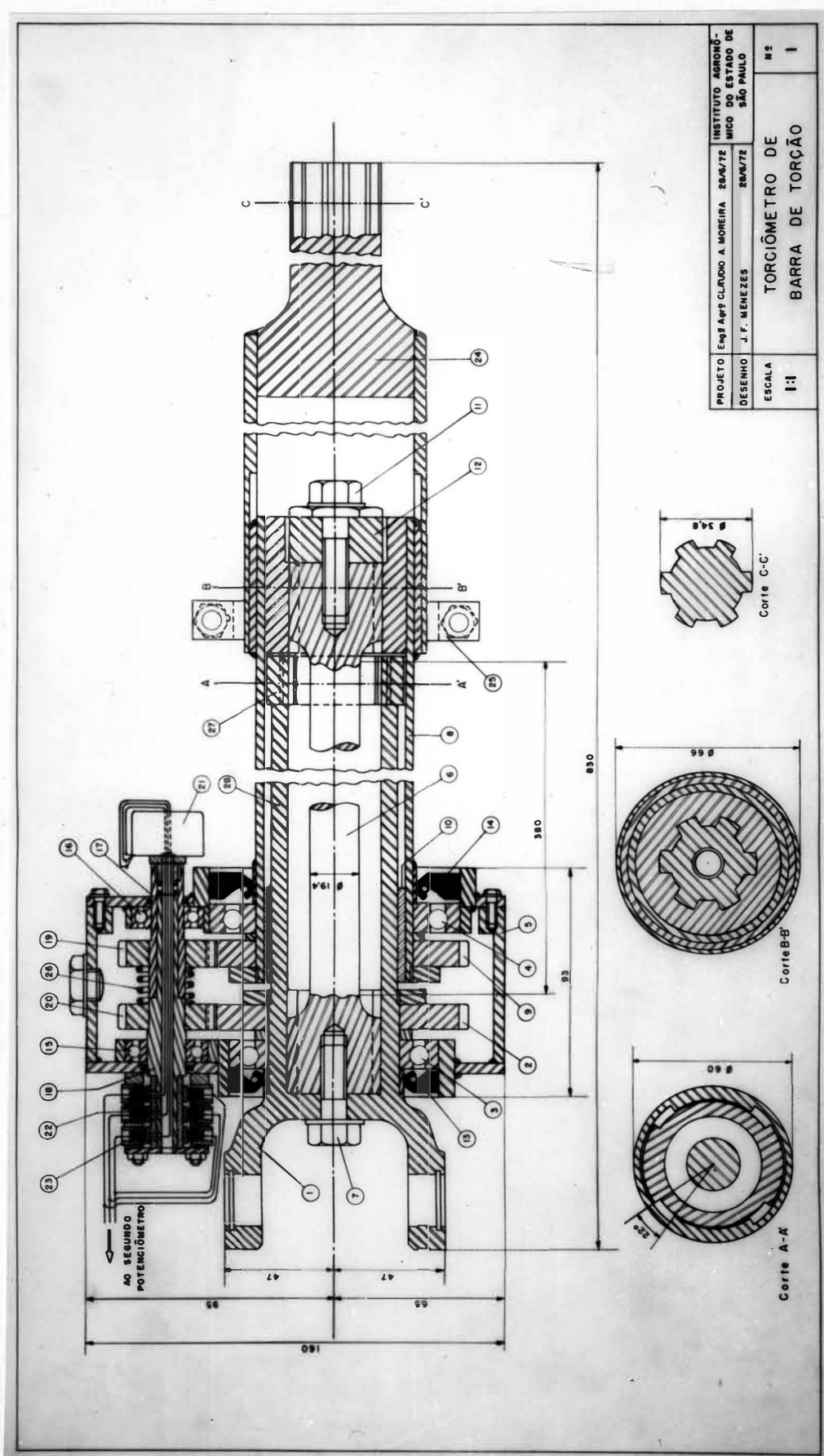
Com a finalidade de ampliar mecanicamente o ângulo torção e ao mesmo tempo deslocar o sistema transdutor secundário do eixo geométrico do torciômetro, escolheu-se uma transmissão por engrenagens de dentes retos externos, relação de transmissão de 1:3 .

As duas coroas (2) e (9) possuem 78 dentes com módulo 1,25 mm e os pinhões (19) e (20) , 26 dentes com módulo 1,25 mm. Estes são solidários às semi-árvores colineares, porém independentes (17) e (18), conforme é mostrado nas Figuras 4.2 e 4.3.

No sistema mecânico de ampliação do ângulo de torção a carcaça do potenciômetro (21) está solidária à árvore (17) e o cursor do mesmo à árvore (18), conforme ilustra a Figura 4.3. Assim, qualquer movimento relativo entre os pinhões, determina um deslocamento angular idêntico dos cursores dos potenciômetros, cujos três terminais estão ligados aos três anéis respectivos, por fios que passam através de orifício no eixo do cursor e das semi-árvores suporte (17) e (18).

O princípio de funcionamento do torciômetro, se baseia na deformação elástica da barra de torção (6). Esta deformação manifesta-se pelo deslocamento angular relativo entre as duas coroas que é mecanicamente ampliado por três, mediante a transmissão de engrenagens. Como a árvore tubular (8) não transmite torque, a não ser que se tenha atingido o limite máximo, e sendo ela rígida, garante-se que o deslocamento angular entre as duas extremidades da barra, será o mesmo entre as coroas. Embora todo aquele conjunto gire quando em funcionamento, acionado pelas mesmas o deslocamento angular relativo entre pinhões só aparece quando a barra sofrer uma torção qualquer.

Para que os efeitos indesejáveis da folga entre os dentes das engrenagens sejam minimizados, foi colocada uma mola helicoidal entre os dois pinhões de cada par, identificada nas Figuras 4.2. e 4.3., por (26). Esta mola, trabalhando sob torção assegura constantemente o contacto entre os dentes das coroas e dos pinhões, mesmo quando ocorrem variações ou ainda reversões de carga.



PROJETO	Engº Agrº CLAUDIO A. MOREIRA	28/6/72	INSTITUTO AGRÔNOMICO DO ESTADO DE SÃO PAULO
DESENHO	J. F. MENEZES	28/6/72	
ESCALA	1:1		
	TORÇIÔMETRO DE BARRA DE TORÇÃO		#2
			1

Figura 4.2. Vista do torçiometro em corte longitudinal.

Assim, com a utilização de ampliação mecânica do ângulo de torção de 1:3 e uso de dois potenciômetros, temos uma sensibilidade doze vezes maior do que no caso de se utilizar apenas uma seção ativa de resistência do transdutor secundário sem ampliação do ângulo.

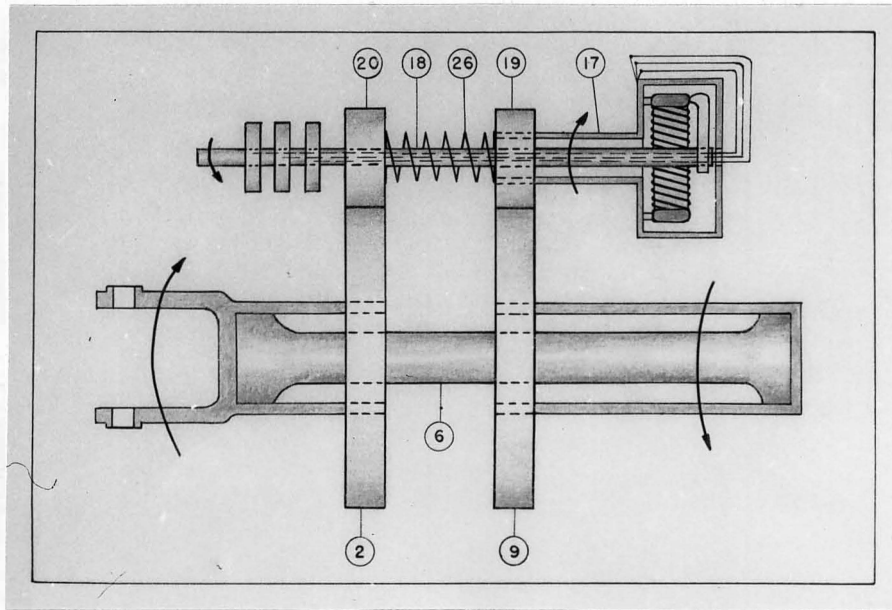


Figura 4.3. Esquema do sistema mecânico de ampliação do ângulo de torção, em corte longitudinal e a coplamento do potenciômetro.

#### 4.3. Cálculo do transdutor primário

O valor limite do torque a ser detetado pelo torciômetro foi estabelecido levando-se em consideração: a) valores obtidos por HANSEN (1952), recomendações da A.S.A.E. (1958) para transmissões de máquinas através da TDP, conforme relatado no Capítulo 2 e b) as potências dos tratores agrícolas fabricados no Brasil. Escolheu-se um máximo de .... 100 m.kgf., uma vez que com este torque, na velocidade padrão de 540 rpm da TDP, obtêm-se aproximadamente 75 c.v., portanto, dentro da faixa de potência da maioria dos tratores agrícolas nacionais.

Entretanto, aquele é apenas um valor básico, pois, em condições dinâmicas, pode ser sensivelmente ultrapassado, dependendo das características da máquina acionada, do tipo de trabalho executado e também da inércia dos órgãos em movimento de rotação. Face a essas condições imprevisíveis de trabalho, torna-se imperioso o uso de dispositivo de segurança, para evitar que sobrecargas coloquem em risco a barra de torção.

Foi estabelecido como comprimento da secção útil de torção, o valor de 380 mm, para que o torciômetro pudesse ser acoplado facilmente entre o trator e a maioria das máquinas agrícolas acionadas através da TDP.

Como material da barra foi utilizado aço ABNT 5160, cuja composição química consta da Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Composição química do aço ABNT 5160, segundo a P - NB - 82 (1969).

Elemento	Porcentagem
Carbono	0,56 a 0,64
Manganês	0,75 a 1,00
Cromo	0,70 a 0,90
Silício	0,20 a 0,35
Enxofre	0,040 máx.
Fósforo	0,035 máx.

A barra, temperada em óleo a 850° C e revenida a 500° C durante uma hora, apresentou dureza final média em torno de 35 HRC, o que corresponde a uma tensão máxima de tração de aproximadamente 135 kgf/mm<sup>2</sup> segundo RICHEY et alii (1961). A tensão de cisalhamento escolhida para o cálculo do diâmetro da barra foi de 70 kgf/mm<sup>2</sup>, uma vez que ela não é um elemento que, se rompido, danifique os demais componentes do torciômetro. Por outro lado, no valor considerado, levou-se em conta que a sensibilidade do torciômetro deveria ser máxima, sem entretanto correr-se o risco de ultrapassar o limite de proporcionalidade do material, bem como do

ângulo de torção máximo. Para evitar esta situação, adotou-se um sistema de segurança constituído de dois batentes, conforme relatado no Capítulo 3 .

Na condição de deflexão angular máxima da barra, o torque é transmitido tanto através dela, como dos dois batentes, funcionando o torçômetro a partir daí como um conjunto rígido.

Pelo estudo de Resistência dos Materiais, sabemos que:

- a) a fórmula para o cálculo do diâmetro de uma barra submetida a um esforço de torção, é:

$$d^3 = \frac{16 T}{\pi \tau} , \quad (18)$$

sendo:

- $\tau$  - tensão de cisalhamento na torção -  $\text{kgf/mm}^2$  ;  
 $T$  - torque máximo a ser transmitido -  $\text{mm.kgf}$  ;  
 $d$  - diâmetro da secção útil de torção -  $\text{mm}$ .

- b) a fórmula para o cálculo do ângulo de torção, é:

$$\theta = \frac{2 L}{G d} , \quad (19)$$

sendo:

- $\theta$  - ângulo de torção - radiano;  
 $L$  - comprimento da secção útil de torção -  $\text{mm}$  ;  
 $G$  - módulo transversal de elasticidade, tomado como  $8.200 \text{ kgf/mm}^2$  em média dos aços em geral, conforme CARLSON (1961) e HALL JR., ALLEN S. et alii (1968).

De acordo com os dados apresentados, temos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 70}} = 19,38 \text{ mm} \quad (20)$$

$$\theta = \frac{2 \cdot 70 \cdot 380}{8200 \cdot 19,38} \approx 0,335 \text{ rad.} \approx 19,2^\circ$$

O valor do ângulo  $\theta$  obtido tem significado como indicação de ordem de grandeza, uma vez que a barra será submetida a ensaios de torção e o torçômetro completo, a ensaios de calibração estática e de aferição em funcionamento.

#### 4.4. Cálculo do circuito elétrico

Uma vez que os potenciômetros utilizados têm uma resistência nominal de 1.000 Ohms e que a máxima deflexão angular dos mesmos é de  $270^\circ$  aproximadamente, a variação Ohmica específica será:

$$1.000 \text{ Ohms} / 270^\circ \approx 3,703 \text{ Ohms}/^\circ$$

Como obtem-se uma deflexão teórica total de  $57,6^\circ$  ( $19,2^\circ \times 3$ ) no cursor, na condição de máximo torque, temos que a variação da resistência nos braços da ponte será:

$$\Delta R_i = 3,70 \text{ Ohm}/^\circ \quad 57,6^\circ = 213,1 \text{ Ohms.}$$

Com uma alimentação de 12 Volts, a diferença de potencial máxima que irá defletir a agulha do indicador, conforme a equação (17), e de acordo com os dados apresentados, é:

$$E_0 = \frac{12 \cdot 713,1}{713,3 + 286,7} - \frac{12 \cdot 286,7}{713,3 + 286,7}$$
$$\frac{8.557,2}{1.000} - \frac{3.442,8}{1.000} \approx 5,11 \text{ Volts}$$

Esta diferença de potencial teórica máxima é adequada para ser indicada num Multímetro, disponível na ocasião, o qual possui uma escala até 7 Volts, em corrente contínua.

A intensidade de corrente que circula no sistema, é independente do torque transmitido, sendo apenas função da resistência total da ponte e da voltagem de alimentação. Para cálculo desta resistência total consideremos a ponte formada de duas resistências de 1.000 Ohms cada, ligadas em paralelo. Portanto:

$$R_{\text{total}} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} = \frac{1.000 \cdot 1.000}{2.000} = 500 \text{ Ohms .}$$

Intensidade de corrente:

$$I = \frac{12 \text{ V}}{500 \text{ Ohms}} = 0,024 \text{ Amp.}$$

Potência dissipada:

$$W = 12 \text{ V} \cdot 0,024 \text{ A} = 0,288 \text{ Watts.}$$

O valor da máxima diferença de potencial a ser obtido, é apenas indicativo de sua ordem de grandeza, uma vez que os potenciômetros comuns apresentam na prática uma variação percentual de resistência, em relação à resistência nominal. Além disto, principalmente em funcionamento, aparecem resistências de natureza elétrica nos contactos das escovas com os anéis, de maneira que a relação entre o torque aplicado e a voltagem de saída só poderá ser determinada com razoável precisão após os ensaios de calibração estática e de aferição em funcionamento.

#### 4.5. Sistema coletor e fonte de alimentação elétrica

O sistema coletor consiste de:

- a) três anéis de latão com 15 mm de diâmetro externo e 8 mm de largura, montados sobre isolantes de PVC rígido, colocados numa das extremidades de cada semi-árvore suporte;
- b) suportes das escovas;
- c) escovas.



Um cilindro de latão que envolve a extremidade de cada semi-árvore, protegendo-a, contém os porta-escovas isolados, conforme mostra a Figura 4.4

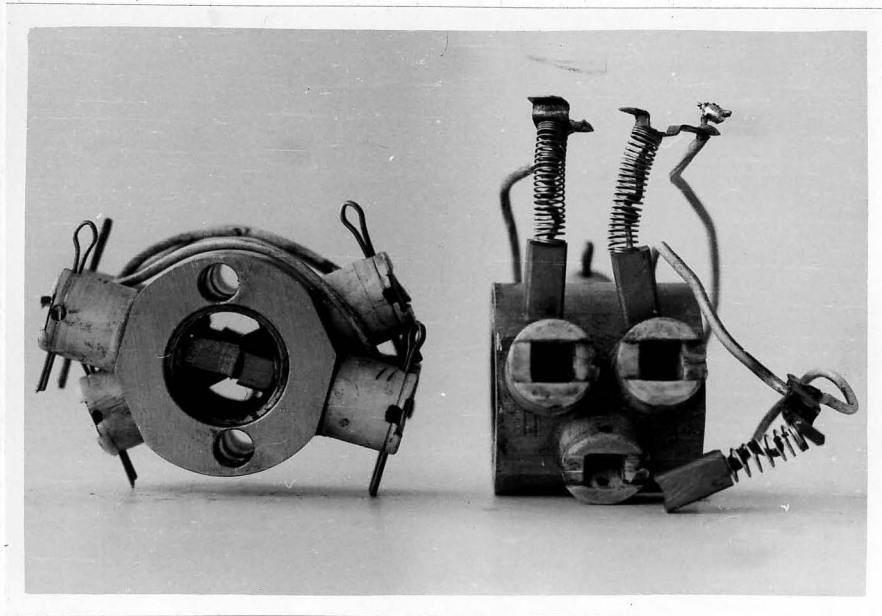


Figura 4.4. Vistas dos cilindros que contém os porta-escovas.

A fim de minimizar a influência de possíveis excentricidades ou irregularidades da superfície dos anéis no valor da resistência de contacto, sobre cada um deles fazem contacto duas escovas ligadas em paralelo. Elas são de grafite com limalha de cobre, comuns, com secção quadrada de 7 mm de lado e 12 mm de comprimento. Os anéis coletores possuem ranhuras helicoidais que promovem a auto-limpeza, retirando material liberado pelo atrito em funcionamento; são mostrados na Figura 4.5. Como fonte de alimentação do circuito elétrico foi utilizada uma bateria comum tipo chumbo-ácido, com tensão de 12 V , capacidade de 75 A. h , com 15 placas.

#### 4.6. Sistema Indicador

Nos ensaios de calibração estática e de aferição em funcionamento, foi utilizado como indicador da voltagem de saída, um Multímetro marca HANSEN, modelo FN , n.º F 1.291 , com as seguintes características:

- sensibilidade - 20.000 Ohms/Volt em corrente contínua;
- menor valor indicado na escala de 7 V - 0,1 V .

Com tensão de alimentação de 12 V não foi necessária nenhuma modificação no circuito elétrico de modo a tornar a voltagem de saída compatível com o indicador utilizado. Entretanto, o uso de outros indicadores ou registradores poderá exigir modificações no circuito a fim de se obter aquela compatibilidade.

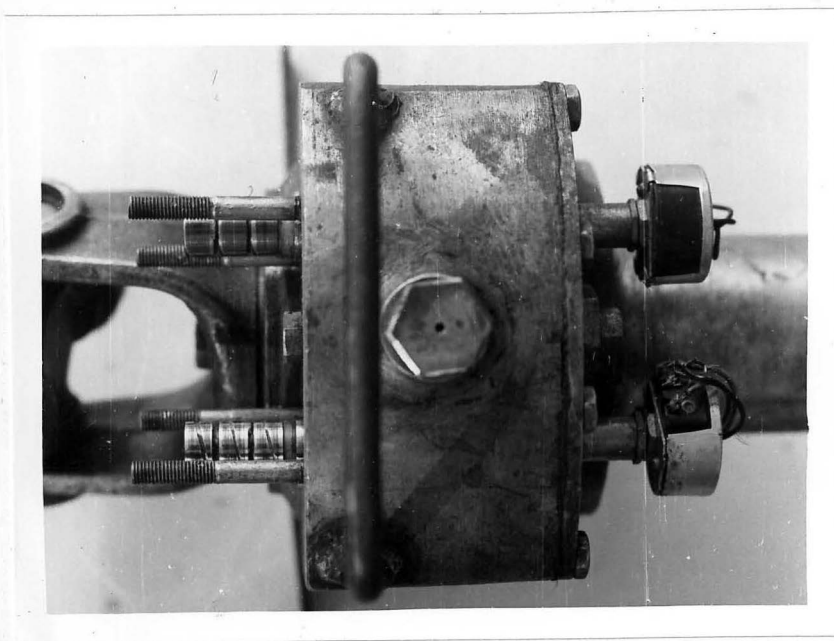


Figura 4.5. Vista dos potenciômetros e anéis ranhurados.

#### 4.7. Ensaio da barra de torção

A barra de torção foi ensaiada na Seção de Ensaios Mecânicos do Instituto de Pesquisas Tecnológicas, em uma máquina de torção, fabricada por Alfred J. Amsler, de n.º 844, com capacidade máxima de 150 m.kgf.

Foi realizado um ensaio, com duas repetições, aplicando-se cargas de torção crescentes de 0 a 100 m.kgf, em intervalos de 10 m.kgf. Anotaram-se os valores das cargas aplicadas e dos ângulos de torção correspondentes. Além disto, obtiveram-se os gráficos desenhados pelo próprio sistema de registro da máquina de torção, conforme mostra a Figura 5.1.

Os resultados desses ensaios constam da Tabela 5.1.

#### 4.8. Ensaio de calibração estática

A calibração estática foi realizada, utilizando-se as quatro colunas do banco dinamométrico H. P. Andersen existente na Divisão de Engenharia Agrícola do Instituto Agrônomo de Campinas, como elementos de fixação conforme mostram as Figuras 4.6 e 4.7. Na luva elástica na extremidade posterior do torçômetro foi fixada uma barra de aço de  $5/8" \times 2"$  com comprimento de 2.000 mm. Fixando-se a barra pelo seu centro, dispõem-se de dois braços iguais e opostos de 1.000 mm, na extremidade dos quais existem dois suportes de ferro sobre os quais são colocados os pesos de calibração.

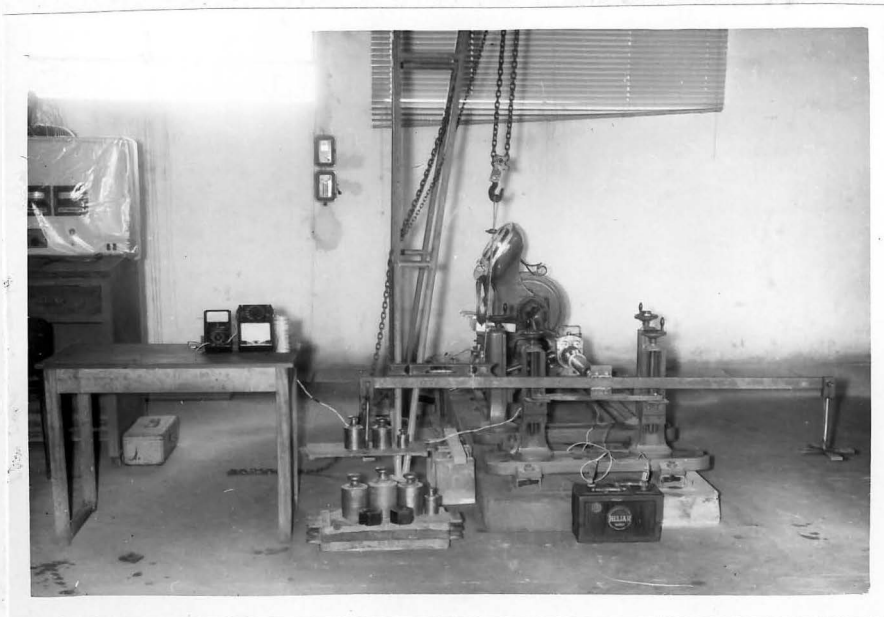


Figura 4.6. Calibração estática, vendo-se a barra de calibração com nível, pesos, bateria, instrumentos e talha utilizada para nivelamento.

A existência dos dois braços iguais e opostos é necessária, para eliminar torção motivada pelo seu próprio peso e, para permitir, mediante colocação de pesos iguais nos dois suportes, obter-se leitura nula no multímetro.

A luva anterior foi girado de  $90^{\circ}$ , ficando em ângulo reto com o eixo do torciômetro, conforme ilustra a Figura 4.7. Na própria luva foi encaixada uma barra de aço de secção circular, sendo na outra extremidade desta amarrado um cabo de aço, o qual foi preso no gancho de uma talha mecânica.



Figura 4.7. Detalhes do sistema utilizado para nivelar a barra de calibração e da montagem nas quatro colunas do banco dinamométrico.

Ao colocarem-se pesos nos suportes das extremidades da barra de calibração, esta se inclina; com o auxílio da talha, nivela-se a barra, baseando-se na indicação de um nível de bolha comum, fixado sobre ela.

Com este procedimento garante-se que o momento de torção aplicado é proporcional ao peso colocado no suporte, pois a geometria do sistema permite que a força seja aplicada perpendicularmente a um braço de alavanca de 1.000 mm.

Para a realização dos ensaios, ligou-se a bateria à entrada do circuito elétrico e procedeu-se ao posicionamento correto dos potenciômetros. Esta operação foi realizada, girando-se as carcaças dos mesmos até

conseguir-se leitura nula no multímetro.

Em seguida o torciômetro foi carregado e descarregado de acordo com o plano de ensaios, anotando-se os valores de pesos aplicados e correspondentes leituras no Multímetro. Os resultados encontram-se nas Tabelas 5.2. e 5.3.

Foram realizados os seguintes ensaios, assim designados:

- Ensaio n.º 1/E - carregamento crescente de 5 em 5 kgf , com duas repetições:  $1/E_1$  e  $1/E_2$  ;
- Ensaio n.º 2/E - carregamento decrescente de 5 em 5 kgf , com duas repetições:  $2/E_1$  e  $2/E_2$  .

#### 4.9. Ensaios de aferição em funcionamento

A fim de se determinar o comportamento do torciômetro sob condições operacionais, o mesmo foi aferido, utilizando-se de um dinamômetro hidráulico de absorção, marca H. P. Andersen, existente na Divisão de Engenharia Agrícola do Instituto Agrônômico de Campinas. O dinamômetro está acoplado a uma caixa de transmissão para multiplicação de velocidade. O torciômetro foi acoplado entre a árvore da TDP de um trator MF 55 X e a entrada da caixa de transmissão, conforme mostram as Figuras 4.8. e 4.9. Com este procedimento de multiplicação de velocidade, o dinamômetro é capaz de absorver altas potências, mesmo quando acionado pela TDP , através da caixa de multiplicação.

Na carcaça do dinamômetro hidráulico foi presa uma barra de aço de  $1/4"$  x  $2"$  com comprimento total de 1.000 mm , de maneira a se ter dois braços iguais e opostos de 500 mm. Numa e noutra extremidade da barra foram colocados 50 kgf de peso com o propósito de tornar a carcaça do dinamômetro menos sensível a variações bruscas de carga que podem ocorrer em funcionamento.

Foram realizados os seguintes ensaios e cujos resultados constam das Tabelas 5.4. , 5.5. , 5.6. , 5.7. , 5.8. e 5.9.

- Ensaio n.º 1/F - carregamento crescente, com três repetições:  $1/F_1$  ,  $1/F_2$  e  $1/F_3$  ;



Figura 4.8. Torciômetro acoplado entre a TDP do trator e a caixa de multiplicação de velocidades, bateria e Multímetros utilizados nos ensaios de aferição em funcionamento.

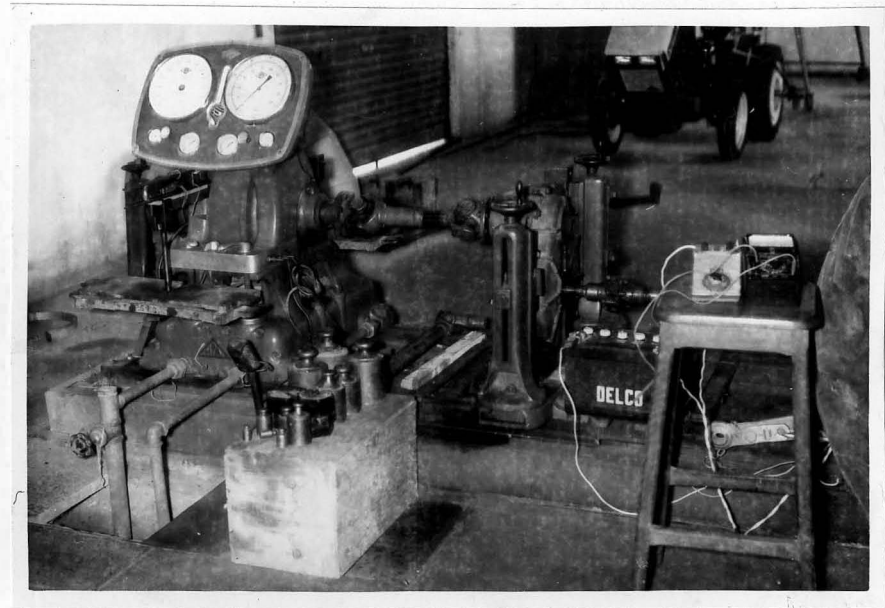


Figura 4.9. Detalhe do dinamômetro hidráulico utilizado nos ensaios de aferição em funcionamento, caixa de multiplicação de velocidades, bateria e Multímetro.

- Ensaio n.º 2/F - carregamento decrescente, com três repetições:  $2/F_1$  ,  $2/F_2$  e  $2/F_3$  .

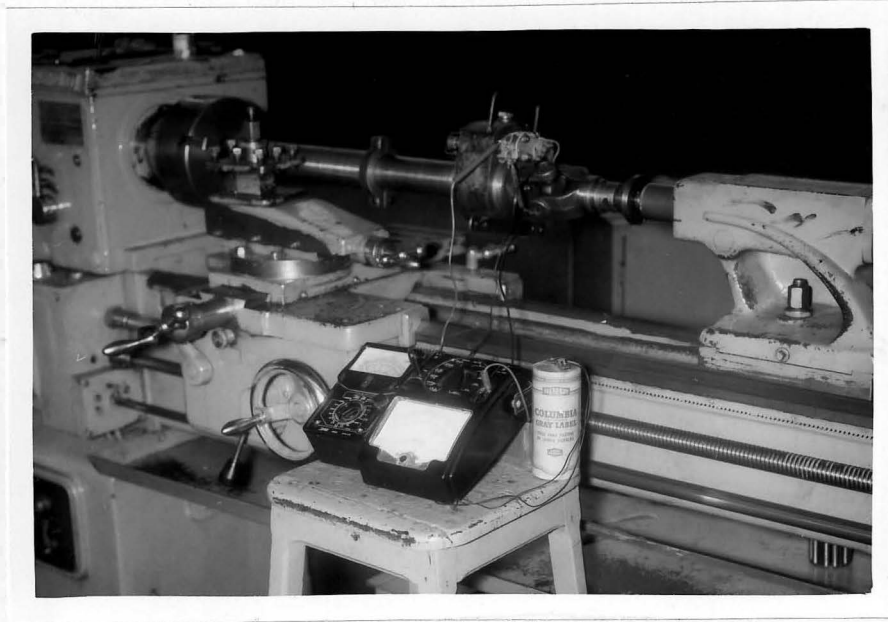


Figura 4.10. Torciômetro acionado em torno mecânico e aparelhamento utilizado no ensaio de verificação da magnitude da resistência de contacto.

#### 4.10. Ensaio para verificação da magnitude da resistência de contacto do sistema coletor

A fim de se determinar a magnitude da resistência de contacto entre as escovas e seus respectivos anéis coletores, foi realizado ensaio, acionando-se o torciômetro num torno mecânico à velocidade angular de ..... 660 rpm , conforme ilustra a Fig. 4.10 .

Para identificação dos componentes do sistema coletor adotaram-se: o índice I , para a árvore à esquerda e II , para a árvore à direita, conforme é mostrado na Figura 4.11. Desde que cada árvore possui três anéis, estes foram numerados de 1 a 3 , conforme o esquema b) da mesma Figura.

Para determinação das resistências de contacto, os terminais de cada potenciômetro foram colocados em curto circuito, conforme mostra o esquema (a) da Figura 4.12. Os valores daquele parâmetro entre dois anéis quaisquer de cada árvore, e que constam da Tabela 5.10 , foram obtidos utilizando-se um multímetro marca SANWA , modelo 370 - ATR , n.º 94059 com sensibilidade de 10.000 Ohms/Volt em corrente contínua.

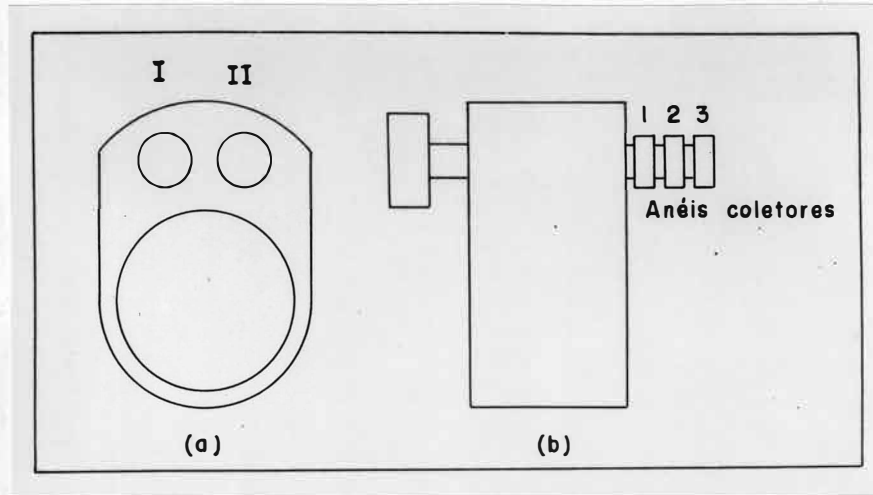


Figura 4.11. Identificação das árvores e respectivos anéis coletores



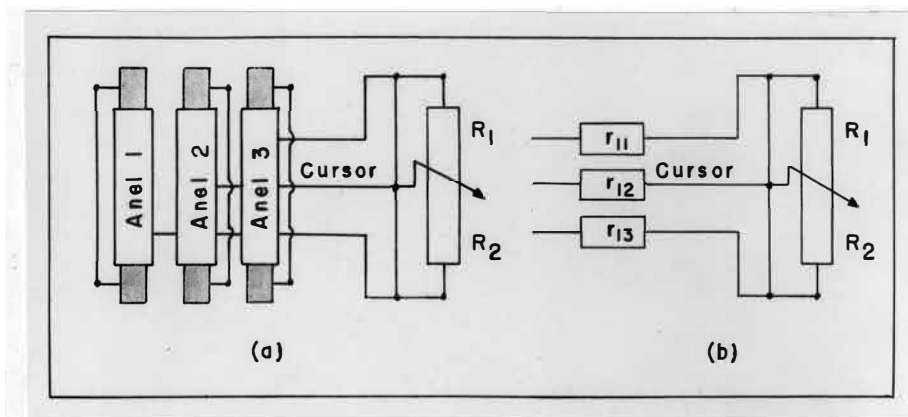


Figura 4.12. Esquemas do sistema coletor: a) escovas ligadas em paralelo sobre os anéis e colocação em curto circuito das secções de resistência do potenciômetro ; b) resistências oferecidas pelos contactos das escovas,  $r_{11}$ ,  $r_{12}$  e  $r_{13}$  .

## 5. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos no presente trabalho, abrangem os relativos aos dos ensaios da barra de torção, ensaios de calibração estática, de aferição em funcionamento e de verificação da magnitude da resistência de contacto do sistema coletor conforme descritos em 4.7. , 4.8. , 4.9. e 4.10. respectivamente.

### 5.1. Ensaio da barra de torção

Os valores obtidos nos ensaios da barra de torção, constam das Tabelas 5.1. e da Figura 5.1.

Tabela 5.1. Valores obtidos no ensaio da barra de torção.

Torque aplicado pela maquina de ensaio m.kgf	Ângulo de torção da barra (graus) *	
	1. <sup>a</sup> Repetição	2. <sup>a</sup> Repetição
10	4,0	4,5
20	7,5	7,5
30	9,3	9,5
40	11,5	11,5
50	14,0	13,8
60	15,5	16,0
70	18,0	17,8
80	20,5	20,2
90	22,0	22,0
100	24,2	24,2

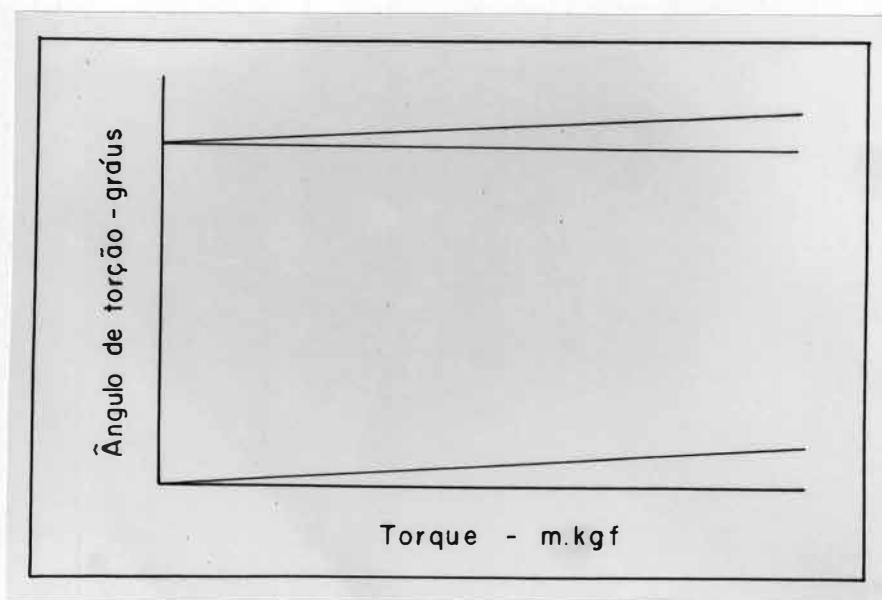


Figura 5.1. Gráficos obtidos no ensaio da barra diretamente da maquina de ensaio.

\* \* \*

(\*) Os valores dos ângulos de torção são expressos em graus e fração decimal de grau.

### 5.2. Ensaio de calibração estática

Os valores obtidos nos ensaios de calibração estática, encontram-se nas Tabelas 5.2. e 5.3.

Tabela 5.2. Valores obtidos no ensaio n.º 1/E de calibração estática

Torque aplicado m.kgf	Leitura do Multímetro (Volts)	
	1/E <sub>1</sub> - 1. <sup>a</sup> Repetição	1/E <sub>2</sub> - 2. <sup>a</sup> Repetição
5	0,32	0,30
10	0,55	0,55
15	0,75	0,72
20	1,00	1,00
25	1,25	1,20
30	1,50	1,45
35	1,73	1,68
40	1,95	1,92
45	2,20	2,18
50	2,45	2,43
55	2,70	2,68
60	2,98	2,95
65	3,18	3,15
70	3,42	3,40
75	3,70	3,65
80	3,93	3,90
85	4,18	4,15
90	4,40	4,37
95	4,62	4,60
100	4,88	4,82

Tabela 5.3. Valores obtidos no ensaio n.º 2/E de calibração estática

Torque aplicado m.kgf	Leitura do Multímetro (Volts)	
	2/E <sub>1</sub> - 1. <sup>a</sup> Repetição	2/E <sub>2</sub> - 2. <sup>a</sup> Repetição
100	4,88	4,82
95	4,63	4,60
90	4,40	4,38
85	4,18	4,15
80	3,98	3,92
75	3,72	3,68
70	3,45	3,43
65	3,20	3,18
60	3,00	2,95
55	2,73	2,70
50	2,50	2,45
45	2,23	2,20
40	1,98	1,95
35	1,73	1,70
30	1,50	1,48
25	1,25	1,22
20	1,00	1,00
15	0,80	0,78
10	0,58	0,55
5	0,30	0,30

### 5.3. Ensaio de aferição em funcionamento

Os valores obtidos nos ensaios de aferição em funcionamento, constam das Tabelas 5.4. , 5.5. , 5.6. , 5.7. , 5.8. e 5.9.

Tabela 5.4. Valores obtidos no ensaio n.º 1/F<sub>1</sub> de aferição em funcionamento - 1.ª Repetição.

Torque observado no dinamômetro (m.kgf)	Torque correspondente torçionetro (m.kgf)	Leitura do Multímetro (Volts)
2,00	7,70	0,50
2,50	9,63	0,70
3,00	11,55	0,75
3,50	13,48	0,70
3,75	14,44	0,80
4,00	15,40	0,85
4,25	16,36	0,95
4,50	17,33	0,90
4,75	18,29	0,95
5,00	19,25	1,05
5,50	21,18	1,10
6,00	23,10	1,20
6,00	23,10	1,25
6,50	25,03	1,30
7,00	26,95	1,35
7,50	28,88	1,40
8,00	30,80	1,50
8,50	32,73	1,60
8,75	33,69	1,78
9,00	34,65	1,70
9,50	36,58	1,80
10,00	38,50	2,00
11,25	39,46	2,20
11,50	40,43	2,05
10,75	41,39	2,15

Tabela 5.5. Valores obtidos no ensaio n.º 1/F<sub>2</sub> de aferição em funcionamento - 2.<sup>a</sup> Repetição.

Torque observado no dinamômetro (m.kgf)	Torque correspondente torciômetro (m.kgf)	Leitura no Multímetro (Volts)
2,00	7,70	0,40
2,50	9,63	0,55
3,00	11,55	0,65
3,50	13,48	0,75
3,75	14,44	0,85
4,25	16,36	0,95
4,75	18,29	1,00
6,25	24,06	1,20
6,25	24,06	1,30
6,50	25,03	1,25
7,00	26,95	1,35
7,25	27,91	1,40
7,50	28,88	1,48
7,75	29,84	1,50
8,25	31,76	1,55
8,75	33,69	1,65
9,00	34,65	1,70
9,25	35,61	1,72
9,50	36,58	1,75
10,00	38,50	1,85
10,25	39,46	1,90
10,50	40,43	1,95
10,50	40,43	2,00
10,75	41,39	2,05
11,00	42,35	2,10

Tabela 5.6. Valores obtidos no ensaio n.º 1/F<sub>3</sub> de aferição em funcionamento - 3.<sup>a</sup> Repetição.

Torque observado no dinamômetro (m.kgf)	Torque correspondente torciômetro (m.kgf)	Leitura no Multímetro (Volts)
2,50	9,63	0,55
2,75	10,59	0,65
3,00	11,55	0,70
3,25	12,51	0,75
3,50	13,48	0,80
4,25	16,36	0,85
4,50	17,33	0,90
5,25	20,21	1,10
5,50	21,18	1,15
6,25	24,06	1,25
6,50	25,03	1,35
7,00	26,95	1,40
7,25	27,91	1,45
7,50	28,88	1,50
8,00	30,80	1,60
8,50	32,73	1,65
8,75	33,69	1,70
9,25	35,61	1,75
9,50	36,58	1,80
9,75	37,54	1,90
10,00	38,50	1,95
10,25	39,46	2,00
10,75	41,39	2,10
11,00	42,35	2,15
11,25	43,31	2,20



Tabela 5.7. Valores obtidos no ensaio n.º 2/F<sub>1</sub> de aferição em funcionamento - 1.ª Repetição.

Torque observado no dinamômetro (m.kgf)	Torque correspondente torçômetro (m.kgf)	Leitura no Multímetro (Volts)
11,25	43,31	2,40
11,00	42,35	2,35
10,75	41,39	2,30
10,50	40,43	2,30
10,50	40,43	2,25
10,25	39,46	2,20
10,00	38,50	2,15
9,50	36,58	1,95
9,25	35,61	1,90
8,50	32,73	1,80
8,00	30,80	1,70
7,50	28,88	1,60
6,75	25,99	1,45
6,25	24,06	1,40
5,50	21,18	1,25
5,25	20,21	1,20
4,50	17,33	1,00
4,25	16,36	0,95
4,25	16,36	0,90
3,00	11,55	0,80
2,75	10,59	0,75
2,55	8,66	0,65
1,75	6,74	0,60
1,00	3,85	0,50
0,50	1,93	0,40

Tabela 5.8. Valores obtidos no ensaio n.º 2/F<sub>2</sub> de aferição em funcionamento - 2.ª Repetição.

Torque observado no dinamômetro (m.kgf)	Torque correspondente torciomentro (m.kgf)	Leitura no Multímetro (Volts)
11,00	42,35	2,10
10,50	40,43	2,05
10,50	40,43	2,00
10,50	40,43	1,95
10,25	39,46	1,95
9,75	37,54	1,85
9,50	36,58	1,90
9,00	34,65	1,70
8,75	33,69	1,60
8,00	30,80	1,50
7,75	29,84	1,45
7,25	27,91	1,40
7,00	26,95	1,35
6,50	25,03	1,25
6,25	24,06	1,20
5,75	22,14	1,10
4,75	18,29	0,90
4,50	17,33	0,85
4,25	16,36	0,80
4,00	15,40	0,78
3,75	14,44	0,75
3,50	13,48	0,70
3,00	11,55	0,65
2,75	10,59	0,55
2,25	8,66	0,45

Tabela 5.9. Valores obtidos no ensaio n.º 2/F<sub>3</sub> de aferição em funcionamento. 3.<sup>a</sup> Repetição.

Torque observado no dinamômetro (m.kgf)	Torque correspondente torçionetro (m.kgf)	Leitura no Multímetro (Volts)
11,50	40,43	2,05
10,00	38,50	2,00
10,00	38,50	1,97
9,75	37,54	2,00
9,75	37,54	1,95
9,50	36,58	1,90
9,25	35,61	1,80
9,00	34,65	1,80
8,50	32,73	1,70
7,75	29,84	1,50
7,00	26,95	1,40
6,50	25,03	1,30
6,25	24,06	1,25
6,00	23,10	1,20
5,75	22,14	1,15
5,75	22,14	1,20
5,50	21,18	1,10
4,75	18,29	0,95
4,25	16,36	0,90
3,50	13,48	0,80
3,25	12,51	0,75
2,50	9,63	0,60
2,00	7,70	0,55
1,75	6,74	0,50
1,50	5,78	0,48

5.4. Ensaio para verificação da magnitude da resistência de contacto do sistema coletor

Os valores obtidos no ensaio para verificação da magnitude da resistência de contacto, constam da Tabela 5.10.

Tabela 5.10. Valores obtidos no ensaio para verificação da resistência de contacto do sistema coletor.

Resistência entre anéis (Ohms)	No início		Após 6 h. de funcionamento	
	Árvore I	Árvore II	Árvore I	Árvore II
1 e 2	0,40	0,45	0,45	0,50
1 e 3	0,45	0,45	0,48	0,50
2 e 3	0,45	0,50	0,50	0,50

## 6. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A análise e discussão dos resultados, abrange aqueles referentes aos ensaios da barra de torção, ensaios de calibração estática e de aferição em funcionamento, bem como aos do ensaio para verificação da magnitude da resistência de contacto.

Na análise estatística dos dados obtidos nos ensaios são utilizadas as seguintes equações e o procedimento de análise de variância foram fornecidos por PIMENTEL GOMES (1966):

- Soma de quadrados de regressão linear =

$$= \frac{\left( \sum x y - \frac{(\sum x)(\sum y)}{N} \right)^2}{\sum x^2 - \frac{(\sum x)^2}{N}} \quad (21)$$

- Soma de quadrados totais =  $\Sigma y^2 - \frac{(\Sigma y)^2}{N}$  (22)

- Coeficiente angular,  $\hat{b} = \frac{\Sigma xy - \frac{(\Sigma x)(\Sigma y)}{N}}{\Sigma x^2 - \frac{(\Sigma x)^2}{N}}$  (23)

- Coeficiente linear,  $\hat{a} = \bar{y} - \hat{b} \bar{x}$  (24)

-  $t_{\hat{b}_i} = \frac{|\hat{b}_1 - \hat{b}_2|}{\sqrt{\hat{V}(\hat{b}_1) + \hat{V}(\hat{b}_2)}}$  (25)

onde:

$$\hat{V}(\hat{b}_1) = \frac{\text{Q.M. Resíduo}}{\Sigma x_i^2 - \frac{(\Sigma x_i)^2}{N}} \quad (26)$$

-  $t_{\hat{a}_i} = \frac{|\hat{a}_1 - \hat{a}_2|}{\sqrt{\hat{V}(\hat{a}_1) + \hat{V}(\hat{a}_2)}}$  (27)

onde:

$$\hat{V}(\hat{a}_i) = \frac{\frac{\Sigma x_i^2}{N} \text{ Q.M. Res.}_1}{\Sigma x_i^2 - \frac{(\Sigma x_i)^2}{N}} \quad (28)$$

$$N = \frac{(\text{Q.M. Res.}_1 + \text{Q.M. Res.}_2)^2}{\frac{(\text{Q.M. Res.}_1)^2}{n_1} + \frac{(\text{Q.M. Res.}_2)^2}{n_2}} \quad (29)$$

sendo:

- N - número de graus de liberdade para consulta na tabela de valores de "t" .
- $n_1$  e  $n_2$  - número de graus de liberdade dos resíduos do ensaio 1 e 2 , respectivamente.

#### 6.1. Análise e discussão dos resultados obtidos nos ensaios da barra de torção

Esta análise inclui:

- a) comprovação da linearidade entre os torques aplicados e as deflexões angulares correspondentes;
- b) a determinação dos coeficientes angular e linear das retas de regressão;
- c) determinação da existência de diferenças estatisticamente significativas entre os valores de  $\hat{b}$  e de  $\hat{a}$  ;
- d) determinação dos coeficientes de variação.

A análise de variância dos dados obtidos na 1.<sup>a</sup> Repetição do ensaio da barra de torção, mostrados na Tabela 5.1., apresentou os seguintes resultados:

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	381,6788	381,6788	
Desvios de regressão	8	0,6502	0,0813	4.694,70 ***
Total	9	382,3290		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 2,88$$

$$\hat{b} = 0,2151$$

$$C.V. = 0,052\%$$

A análise de variância dos dados obtidos na 2.<sup>a</sup> Repetição do ensaio da barra de torção, mostrados na Tabela 5.1., apresentou os seguintes resultados:

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	393,3821	393,3821	
Desvios de regressão	8	1,5229	0,1904	2.066,08 ***
Total	9	394,9050		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 2,64$$

$$\hat{b} = 0,2184$$

$$C.V. = 0,793\%$$



Como se pode verificar, os valores de "F" obtidos indicam significância para regressão linear ao nível de 0,1% de probabilidade, o que prova a existência de linearidade entre os valores de torque aplicados e os correspondentes ângulos de torção.

A aplicação do teste "t" para determinação da existência de diferença estatisticamente significativa entre os valores dos coeficientes  $\hat{b}$  encontrados, levou aos seguintes resultados:

$$t = \frac{| 0,2151 - 0,2184 |}{\sqrt{0,00000985 + 0,00002308}} = 0,5789 \text{ (n.s.)}$$

$$N = \frac{(0,0814 + 0,1904)^2}{\frac{(0,0814)^2}{8} + \frac{(0,1904)^2}{8}} = 13,78$$

A aplicação do mesmo teste para valores de  $\hat{a}$ , resultou em:

$$t = \frac{| 2,88 - 2,64 |}{\sqrt{0,037945 + 0,088853}} = 0,067 \text{ (n.s.)}$$

Conforme se deduz dos resultados obtidos, os valores de  $\hat{b}$  não são estatisticamente diferentes entre si ao nível de 0,1% de probabilidade, o mesmo acontecendo com os de  $\hat{a}$ . Isto autoriza a se usar apenas uma equação de regressão, cujos coeficientes são a média aritmética dos coeficientes encontrados. A média dos valores de  $\hat{a}$  é 2,76; este valor pode ser interpretado como um erro inicial devido à imperfeição da colocação da barra de torção na máquina de ensaio. Devido a isto, podemos considerar nulo o seu valor, uma vez que a reta de regressão passa pela origem do sistema cartesiano, conforme mostram os gráficos de calibração da Figura 5.1. A equação final então fica:

$$\hat{y} = 0,2167 x \quad (30)$$

Notou-se que os traços dos gráficos de carregamento e respectivo descarregamento sobrepuzaram-se, indicando que não houve deformação permanente do material da barra, dentro da faixa 0 - 100 m.kgf. De acordo com a equação (30), para um carregamento de 100 m.kgf, o ângulo de torção será:

$$\hat{y} = 21,67^{\circ}$$

Este valor aproxima-se razoavelmente do encontrado teoricamente da ordem de  $19,2^{\circ}$ .

Entretanto, devemos levar em consideração que em operação ocorre ainda atrito nos rolamentos, retentores e na bucha existente entre o garfo motor e o tubo cardan, na extremidade anterior deste. Assim, aquele valor é apenas um indicador da ordem de grandeza do ângulo máximo de torção a ser obtido.

## 6.2. Análise e discussão dos resultados obtidos nos ensaios de calibração estática

A análise dos dados obtidos nos ensaios de calibração estática tem por finalidade:

- a) comprovar a linearidade entre os torques aplicados e as leituras correspondentes no multímetro;
- b) determinar os coeficientes angular e linear das retas de regressão;
- c) determinar se há diferenças estatisticamente significativas entre os valores de  $\hat{a}$  e  $\hat{b}$ ;
- d) determinação dos coeficientes de variação.

A análise de variância dos dados dos ensaios n.ºs 1/E e 2/E, mostrados nas Tabelas 5.2. e 5.3., apresentou os seguintes resultados:

Ensaio n.º 1/E<sub>1</sub> - 1.<sup>a</sup> Repetição

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	38,9228	38,9228	
Desvios de regressão	18	0,0075	0,0004	97.307,00 ***
Total	19	38,9303		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 0,0435$$

$$\hat{b} = 0,0484$$

$$C.V. = 0,0381\%$$

Ensaio n.º 1/E<sub>2</sub> - 2.<sup>a</sup> Repetição

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	38,6600	38,6600	
Desvios de regressão	18	0,0107	0,0006	64.433,30 ***
Total	19	38,6707		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 0,0245$$

$$\hat{b} = 0,0482$$

$$C.V. = 0,0467\%$$

Ensaio n.º 2/E<sub>1</sub> - 1.<sup>a</sup> Repetição

Causa de variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	38,9547	38,9547	
Desvios de regressão	18	0,0102	0,0006	64.924,50 ***
Total	19	38,9549		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 0,0610$$

$$\hat{b} = 0,0484$$

$$C.V. = 0,0467\%$$

Ensaio n.º 2/E<sub>2</sub> - 2.<sup>a</sup> Repetição

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	38,4818	38,4818	
Desvios de regressão	18	0,0071	0,0004	96.204,50 ***
Total	19	38,4889		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes de reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 0,0467$$

$$\hat{b} = 0,0481$$

$$C.V. = 0,0381\%$$

Pode-se notar que os valores obtidos para "F" nas análises de variância mostram-se significativos para regressão linear ao nível de 0,1% de probabilidade, o que comprova a relação linear entre os torques aplicados e as leituras no Multímetro.

A determinação da existência de diferença estatisticamente significativa entre valores de  $\hat{b}$ , foi feita pelo teste "t". Procurou-se aqui determinar a existência da diferença entre dois valores mais discrepantes. Nos ensaios **estáticos**, o maior e menor valores foram 0,0484 no ensaio n.º 2/E<sub>1</sub> - 1.ª Repetição e 0,0481 no ensaio n.º 2/E<sub>2</sub> - 2.ª Repetição e levaram aos seguintes valores para  $\underline{t}$  e para N :

$$t = \frac{| 0,0484 - 0,0481 |}{\sqrt{0,0000000241 + 0,0000000241}} = 1,36 \text{ (n.s.)}$$

$$N = \frac{(0,0004 + 0,0004)^2}{\frac{(0,0004)^2}{18} + \frac{(0,0004)^2}{18}} = 35,90$$

A aplicação do mesmo teste para valores de  $\hat{a}$  mais discrepantes, respectivamente dos ensaios n.º 2/E<sub>1</sub> - 1.ª Repetição e 1/E<sub>2</sub> - 2.ª Repetição, levou a:

$$t = \frac{| 0,0610 - 0,0245 |}{\sqrt{0,00012947 + 0,00008632}} = 2,48 \text{ (n.s.)}$$

Diante dos resultados obtidos conclui-se não haver diferença estatisticamente significativa ao nível de 0,1% de probabilidade para os valores de  $\hat{b}$  mais discrepantes, o mesmo ocorrendo com valores de  $\hat{a}$ . Isto autoriza a afirmar que não existirá também diferença estatisticamente significativa o mesmo nível para quaisquer outros valores daqueles parâmetros, e na equação final pode-se tomar como valores de  $\hat{a}$  e de  $\hat{b}$ , a média entre os valores encontrados nos vários ensaios.

Achando-se a média dos valores de  $\hat{b}$  e de  $\hat{a}$  e colocando na equação final, obtemos:

$$\hat{y} = 0,0439 + 0,0483 x$$

Finalmente:

$$\hat{x} = 20,70 y - 0,91$$

O valor  $- 0,91$  aqui encontrado, pode ser interpretado como um erro motivado tanto pelo posicionamento incorreto dos potenciômetros, como pelo aparecimento de resistências nos contactos do sistema coletor. Uma vez que é de se esperar que a reta de regressão passe pela origem do sistema cartesiano, podemos considerar nulo o valor daquele parâmetro, e a equação que relaciona as cargas esperadas  $\hat{x}$  com as leituras  $y$  do Multímetro fica:

$$\hat{x} = 20,70 y \quad (31)$$

### 6.3. Análise e discussão dos resultados obtidos nos ensaios de aferição em funcionamento

A análise dos dados obtidos nos ensaios de aferição em funcionamento tem por finalidade:

- a) determinar a existência de linearidade entre os torques aplicados e as leituras correspondentes no Multímetro;
- b) determinar os coeficientes angular e linear das retas de regressão;
- c) determinar se há diferenças estatisticamente significativas entre os valores dos coeficientes  $\hat{a}$  e  $\hat{b}$  das retas de regressão;
- d) determinação dos coeficientes de variação.

A análise de variância dos dados dos Ensaios n.ºs  $1/F_1$ ,  $1/F_2$ ,  $1/F_3$ ,  $2/F_1$ ,  $2/F_2$  e  $2/F_3$ , mostrados nas Tabelas 5.4., 5.5., 5.6., 5.7., 5.8. e 5.9., apresentou os seguintes resultados:

Ensaio n.º 1/F<sub>1</sub> - 1.ª Repetição

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	5,8866	5,8866	
Desvios de regressão	23	0,1163	0,0051	1.154,23 ***
Total	24	6,0029		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 0,1209$$

$$\hat{b} = 0,0476$$

$$C.V. = 0,288\%$$

Ensaio n.º 1/F<sub>2</sub> - 2.ª Repetição

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	5,8565	5,8565	
Desvios de regressão	23	0,0339	0,0015	3.904,33 ***
Total	24	5,8904		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 0,1355$$

$$\hat{b} = 0,0454$$

$$C.V. = 0,140\%$$

Ensaio n.º 1 / F<sub>3</sub> - 3.ª Repetição

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	6,3583	6,3583	
Desvios de regressão	23	0,0201	0,0009	7.064,78 ***
Total	24	6,3784		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 0,1286$$

$$\hat{b} = 0,0472$$

$$C.V. = 0,111\%$$

Ensaio n.º 2 / F<sub>1</sub> - 1.ª Repetição

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	10,5596	10,5596	
Desvios de regressão	23	0,0804	0,0035	3.017,13 ***
Total	24	10,6400		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\hat{a} = 0,2172$$

$$\hat{b} = 0,0493$$

$$C.V. = 0,233\%$$



Ensaio n.º 2 / F<sub>2</sub> - 2.ª Repetição

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	6,8004	6,8004	
Desvios de regressão	23	0,0269	0,0012	5.667,00 ***
Total	24	6,8273		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\begin{aligned}\hat{a} &= 0,0339 \\ \hat{b} &= 0,0485 \\ \text{C.V.} &= 0,132\%\end{aligned}$$

Ensaio n.º 2 / F<sub>3</sub> - 3.ª Repetição

Causa de Variação	G. L.	S. Q.	Q. M.	F
Regressão linear	1	6,7874	6,7874	
Desvios de regressão	23	0,0286	0,0012	5.656,17 ***
Total	24	6,8160		

(\*\*\*) O teste "F" foi significativo ao nível de 0,1% de probabilidade

Os valores encontrados para os coeficientes da reta de regressão e para o coeficiente de variação, são:

$$\begin{aligned}\hat{a} &= 0,1409 \\ \hat{b} &= 0,0474 \\ \text{C.V.} &= 0,140\%\end{aligned}$$

Conforme pode-se notar os valores obtidos para F nas análises de variância mostram-se significativos para regressão linear ao nível de 0,1% de probabilidade. Isto comprova a existência de relação linear entre os torques aplicados e as leituras no Multímetro.

Tal como nos ensaios da barra de torção e de calibração estática, foram determinados nos ensaios de aferição em funcionamento, contrastes entre os valores mais discrepantes tanto dos coeficientes angulares como lineares das retas de regressão. Os valores de  $\hat{b}$  mais discrepantes foram os dos ensaios n.ºs 2/F<sub>1</sub> - 1.ª Repetição e 1/F<sub>2</sub> - 2.ª Repetição, 0,0493 e 0,0454, respectivamente. A aplicação do teste "t" levou a:

$$t = \frac{|0,0493 - 0,0454|}{\sqrt{0,0000008066 + 0,0000005271}} = 3,25 \text{ (n.s.)}$$

$$N = \frac{(0,0014 + 0,0035)^2}{\frac{(0,0014)^2}{23} + \frac{(0,0035)^2}{23}} = 38,86$$

A aplicação do teste "t" para valores de  $\hat{a}$  mais discrepantes, respectivamente dos ensaios n.ºs 2/F<sub>1</sub> e 2/F<sub>2</sub>, levou-a:

$$t = \frac{|0,2172 - 0,0339|}{\sqrt{0,00066 + 0,00034}} = 5,79 *$$

Muito embora nos ensaios de aferição em funcionamento tenhamos obtido diferenças estatisticamente significativas apenas com relação aos valores de  $\hat{a}$ , podemos determinar a equação de regressão final, cujos coeficientes são média aritmética dos coeficientes das várias equações, conforme COBRA (1962). Assim temos:

$$\hat{y} = 0,1295 + 0,0476 x$$

\* \* \*

(\*) O teste "t" foi significativo ao nível de 5% de probabilidade.

Portanto:

$$\hat{x} = 21,01 y - 2,72$$

O valor  $- 2,72$  aqui encontrado, pode ser interpretado como um erro devido ao posicionamento incorreto dos potenciômetros bem como ao aparecimento de resistências nos contactos do sistema coletor, uma vez que é de se esperar que a reta de regressão passe pela origem do sistema cartesiano. Se assim considerarmos, aquele valor perde a sua importância e a equação final que relaciona as cargas esperadas  $\hat{x}$  com as leituras  $y$  no Multímetro fica:

$$\hat{x} = 21,01 y \quad (32)$$

#### 6.4. Análise e discussão dos resultados obtidos no ensaio para verificação da magnitude da resistência de contacto do sistema coletor

Esta análise tem por objetivo determinar até que ponto aquelas resistências podem influir nos valores lidos no Multímetro.

Embora os valores das resistências de contacto entre anéis quaisquer de uma mesma árvore, não tenham ultrapassado  $0,5 \text{ Ohm}$ , conforme mostrado na Tabela 5.10., este valor tem significado apenas parcial, uma vez que as influências causadas pelas resistências devem ser determinadas comparando-se os dados obtidos na calibração estática com aqueles obtidos na aferição em funcionamento. Esta comparação é interessante uma vez que em condições estáticas tem-se a garantia de melhores contactos. Tomando-se em consideração os valores de  $F$  nos diversos ensaios do torciômetro, nota-se que eles são muito maiores nos de calibração estática; ao contrário, os coeficientes de variação são maiores nos ensaios de aferição em funcionamento. Isto prova que nesta última condição a fonte de erros é realmente maior. No caso, porém, os mesmos não chegaram a afetar a linearidade da resposta ao nível de  $0,1\%$  de probabilidade. O valor  $0,5 \text{ Ohm}$  referido anteriormente representa apenas  $0,1\%$  da resistência total da ponte ou

12,5% do poder resolutivo de cada potenciômetro, que é o valor da resistência de cada espira do mesmo, no caso 4 Ohms.

O fato de ocorrer pequena variação de resistência em funcionamento, resultante de bons contactos, pode ser atribuído em parte à auto-limpeza dos anéis, realizada pelas ranhuras helicoidais praticadas nos mesmos.

Entre as fontes de erros que podem ser incluídas no funcionamento do torciômetro, temos:

- a) piores condições de contacto motivadas pelo próprio movimento dos anéis;
- b) existência de possíveis irregularidades na superfície ou excentricidade dos mesmos;
- c) vibrações.

## 7. CONCLUSÕES

Com base nos objetivos do presente trabalho, no material e métodos, nos resultados obtidos e respectivas análises e discussões, chegamos às seguintes conclusões:

- 7.1. O torçômetro satisfaz plenamente os objetivos colimados pelo presente trabalho, no que concerne ao baixo custo, robustez, compactidade, portabilidade. Isto se depreende da descrição do material empregado, do peso, dimensões da carcaça e do comprimento total, incluindo a luva elástica de acoplamento e da facilidade de adaptação e manuseio observados nos ensaios de aferição em funcionamento.
- 7.2. Uma vez que o material da barra de torção não sofreu deformação permanente, mesmo quando se atingiu o limite máximo de torque, conclui-se que o valor da tensão de cisalhamento foi adequado para o presente caso. Este fato foi comprovado:
  - a) nos ensaios da barra de torção, tanto pela linearidade e sobreposição de traços nos gráficos obtidos na máquina de ensaio,

- como pela não existência de diferença estatisticamente significativas entre valores de  $\hat{b}$  e também pelo elevado valor de F ;
- b) nos ensaios de calibração estática, pela não existência de diferença estatisticamente significativa entre valores de  $\hat{b}$  e pelo elevado valor de F .
- 7.3. Escovas de grafite com limalha de cobre, mostraram-se mais razoáveis do que as de grafite apenas para utilização no sistema coletor, devido à baixa resistência de contacto e à constância desta ao longo do tempo. A utilização de escovas de grafite com limalha de cobre bem como o expediente de se praticar ranhuras helicoidais sobre os anéis, foram motivados pelo insucesso no uso de escovas de grafite comuns, operando sobre anéis sem ranhura. Nesta condição, a resistência de contacto não se manteve constante no tempo, atingindo às vezes valores extremamente altos, da ordem de 20 ou mais Ohms , portanto muito além do limite admissível.
- 7.4. Devido à magnitude dos momentos fletores que podem aparecer e agir sobre o torçômetro, há necessidade de um elemento que os resista. Este fato é realçado, levando-se em conta que a barra de torção é um elemento esbelto e com baixo valor de momento de inércia em relação ao seu eixo geométrico. A função de resistir aos momentos fletores é preenchida pelas árvores tubulares (n.º 8 e 28 na Figura 4.2.) Portanto, a barra fica submetida apenas a momentos de torção.
- 7.5. Embora o torçômetro não tenha sido aferido em funcionamento em sua plena capacidade e sim até 43 m.kgf aproximadamente, devido à não disponibilidade de um trator com maior potência, acredita-se que ele poderá ser utilizado para detecção de torques dinâmicos até 100 m.kgf, conforme projeto. Isto porque nos ensaios de calibração da barra e de calibração estática, atingiu-se aquele limite máximo, com boa linearidade. Prevê-se pois que o mesmo fato ocorrerá em ensaios de aferição em funcionamento e mesmo em ensaios de campo.

- 7.6. A intensidade de corrente de alimentação foi de 23,5 mA , portanto não muito diferente do valor teórico calculado, 24 mA . Isto demonstra que a resistência total do circuito elétrico equivale a 510 Ohms aproximadamente, e que a potência dissipada é baixa, da ordem de 0,282 W . Assim, pode-se pensar em alimentar o circuito elétrico com pilhas ou baterias de pequeno tamanho, providência esta de grande valor prático, em trabalhos de campo;
- 7.7. Nota-se que realmente em funcionamento a fonte de erros de medição é maior, refletindo-se em menores valores de F , quando comparados com os valores obtidos nos ensaios de calibração estática. Entretanto a linearidade foi comprovada ao nível de 0,1% de probabilidade, mesmo nos ensaios de aferição em funcionamento, o que demonstra não haver influência significativa daqueles fatores nos valores de leitura do Multímetro;
- 7.8. Como o princípio de funcionamento baseia-se na torção de uma barra e isto conseqüentemente leva os garfos da árvore intermediária da transmissão (do próprio torciômetro) a operarem fora de fase, conclui-se com base nos valores obtidos na análise teórica da transmissão, que o ângulo de torção não deve ser grande. A sua ordem de grandeza entretanto só poderá ser determinada razoavelmente em trabalhos futuros, pois condiciona o uso de potenciômetros diferentes e ainda influi na relação de multiplicação do ângulo de torção a ser empregada, bem como nas máximas variações de velocidades entre a saída e a entrada, permissíveis, para aparelhos de tal tipo. Tais variações podem influir nos valores de torques obtidos e para sua quantificação, trabalhos futuros, com o torciômetro funcionando sob ângulos de operação diversos poderão ser feitos;

- 7.9. Uma vez que o torciômetro destina-se a ensaios e estudos de máquinas acionadas pelas TDP dos tratores agrícolas, em tais trabalhos deve-se limitar ao mínimo possível o ângulo de operação. Tal providência leva a menores variações de velocidade entre a saída e a entrada. É preferível este procedimento de trabalhar com ângulos menores e obter coeficientes correspondentes a ângulos de operação maiores, para afetar os valores obtidos, ao de trabalhar com ângulos de operação maiores.



## 8. RESUMO

Neste trabalho, propuzemo-nos a desenvolver um torciômetro, a ser utilizado em ensaios de máquinas acionadas pela TDP dos tratores agrícolas, que apresentasse características de robustez, boa sensibilidade e acuracidade, baixo custo e facilidade de manuseio, compatíveis com o que se exige em relação a elas.

Inicialmente foram feitas considerações teóricas sobre transmissões com juntas universais, comumente utilizadas no acionamento daquelas máquinas. Este estudo foi necessário, uma vez que o torciômetro fica intercalado entre duas juntas universais, portanto fazendo parte integrante da transmissão.

Foram estabelecidos limites tanto para o ângulo de torção da barra como de operação, devido ao fato de que eles podem influir sobremaneira nas relações entre as velocidades de saída e de entrada.

Foi estudado também o sistema de transdução secundário, utilizando dois potenciômetros de fio comuns, cujas quatro secções de resistência ativas, formam uma ponte de Wheatstone completa.

Em seguida, passou-se ao estudo do sistema mecânico de ampliação do ângulo de torção, necessário a tornar os potenciômetros sensíveis a pequenas variações de torque.

São incluídos também o cálculo do transdutor primário - barra de torção, bem como o critério de seleção do material e tratamento térmico utilizados na sua construção, e cálculo do sistema elétrico do transdutor secundário

Foram realizados ensaios da barra de torção, ensaios de calibração estática e de aferição em funcionamento. O conjunto completo torçômetro - indicador, mostrou-se com sensibilidade razoável, inclusive detetando torques muito baixos.

Não foi utilizado em ensaios de campo, uma vez que para tais trabalhos necessita-se de um registrador adequado que não era disponível na ocasião dos trabalhos de ensaios.

## 9. SUMMARY

This paper deals with study and construction of a torquemeter to be used in tests of PTO driven farm machinery.

The torquemeter uses a torsion bar and potentiometers as transducers.

Initially, theoretical considerations were made respect to universal joint transmissions, commonly used to drive those machines. This is due to the fact that the torquemeter operates between two universal joints in a common transmission.

It has also been studied the secondary transduction system employing two potentiometers whose four sections of resistance constitute a full Wheatstone bridge.

Following the considerations, it has been studied mechanical system to magnify torsion bar angle so that common potentiometers were sensitive to small torques.

The calculation of torsion bar transducer as well as criterion for the selection of material and heat treatment utilized in its cons -

truction and calculation of electrical circuit of the secondary transducer system, are also presented.

They have been performed torsion tests on the torsion bar, static calibration tests and gauging tests, looking for establishing regression equations in every case.

In the static calibration tests as well as in the gauging ones the whole set torquemeter - indicator, presented reasonable sensitivity and accuracy, detecting very low torques.

This torquemeter doesn't have been used in field tests, because to perform them, a recording unity not available in the occasion was necessary.

## 10. BIBLIOGRAFIA

### 10.1. Bibliografica citada

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. Operating Requirements for Power Take-off Drives. ASAE Recommendation R 207.6. 1928. 2 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Classificação por Composição Química de Aços para Construção Mecânica. P - NB - 82. Em Estágio Experimental. 1969. 3 p.

----- Tomada de Potência dos Tratores Agrícolas. P - PB - 83. Em Estágio Experimental. 1969. 7 p.

----- Normas para Desenho e Corte de Engrenagens Cilíndricas. NB - 17. 1948. 10 p.

BAHASOEAN, A. A. & VERDUIN, M. An Instrument for Measuring the Power Transmitted Between the Tractor PTO and the Agricultura Machine. Journal of Agricultural Engineering Research. Silsoe, Bedfordshire, Inglaterra. 8 (4): 345-348.

- BASTOW, DONALD. Torsion Bar Springs. In Chironis, Nicholas, P. ed. Spring Design and Application. Mc Graw-Hill Book Company, Inc. 1961 , 344 p.
- BECKWITH, T. G. & BUCK, N. L. Mechanical Measurements. Addison - Wesley Publishing Co. Inc. Reading , Massachusetts, USA. 1964 , 559 p.
- BLIGHT, D. P. & CARLOW, C. A. A Remote Indicating and Recording Torquemeter. Journal of Agricultural Engineering Research. Silsoe, Bedfordshire , Inglaterra. 11 (4): 299-302. 1966.
- BOSI, PIETRO. Strumenti di Misura e Prove di Attrezzi Rotativi. Istituto di Meccanica Agraria dell'Università di Bologna. Bologna , Itália. 1959. 11 p.
- BURROUGH, D. E. Power and Torque Distribution in Farm Machine Drive Shafts. Agricultural Engineering. St. Joseph , Michigan , USA. , 34 (2): 382-384 , 386. 1953.
- CARLSON, HAROLD C. R. Properties of Spring Materials and Allowable Working Stresses. In Chironis, Nicholas P. ed. Spring Design and Application. Mc Graw-Hill Book Company, Inc. 1961 , 344 p.
- COBRA, ANIVALDO PEDRO. Extensiómetro Eléctrico de Resistência: Estudo e Aplicação em Dinamometria Agrícola. Tese não publicada. Piracicaba , Estado de São Paulo , Brasil , Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz". 1962. 88 p., ilus. mimeografada.
- GIOIA, LINO. Su un Nuovo Dinamometro di Rotazioni. Atti del Centro Nazionale Meccanico Agricolo, Volume II. Torino , Itália. 1956-1957. 330 p.
- GUIMARÊS JÚNIOR, JOÃO BAPTISTA. Torciómetro Eletro-mecânico para Máquinas Agrícolas. Estudo e Aplicação. Tese não publicada. Piracicaba, Estado de São Paulo, Brasil, Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz". 1970. 106 p. ilus. mimeografada.

- GUSTIN, W. E. Torque Measuring Apparatus and Technique. Paper Presented at SAE National Tractor Meeting. September, 1951. 7 p.
- HALL JR., ALLEN S. et alii. Elementos Orgânicos de Máquinas. 1.<sup>a</sup> Edição. Ao Livro Técnico S/A e Editora da Universidade de São Paulo. Rio de Janeiro e São Paulo. 1968. 588 p.
- HANSEN, MERLIN. Loads Imposed on Power-Take-off Shafts by Farm Implements. Agricultural Engineering. St. Joseph , Michigan , USA. 33 (2): 67-70. 1952.
- HETH, SHERMAN, C. Use of Strain Gages for Farm Equipment Design. Agricultural Engineering. St. Joseph , Michigan , USA. 28 (11): 509-511 , 516. 1947.
- KOFOED, S. SONNE. Investigations on the Performance of the PTO-driven Tractor Trailer. Royal Veterinary and Agricultural College. Copenhagen , Denmark. Yearbook 1958. Reprint p. 1-25 .
- MCCALL, R. J. Transmission Dynamometer for Traction and Power-Take-off Power Measurements. Agricultural Engineering. St. Joseph., Michigan , USA. 28 (1): 19-21. 1947.
- PERRY, C. C. & LISSNER, H. R. The Strains Gage Primer. Mc Graw-Hill Book Company, Inc. New York , USA. 1955. 281 p.
- PIMENTEL GOMES, FREDERICO. Curso de Estatística Experimental. Livraria Nobel, São Paulo, Brasil. 1966 , 3.<sup>a</sup> Edição. 436 p.
- . Iniciação à Estatística. Livraria Nobel. São Paulo, Brasil. 1967. 2.<sup>a</sup> Edição. 231 p.
- POTGIETER, FRED M. Application of Universal Joints to Farm Machinery. Agricultural Engineering. St. Joseph , Michigan , USA. 33 (5): 21-26. 1952.

- POTMA, T. Strain Gauges. Theory and Application. Centrex Publishing Company. Eindhoven , The Netherlands. 1967. 139 p.
- RAYBOULD, F. W. & EVERDEN, D. W. A Lightweight Portable Torquemeter. Journal of Agricultural Engineering Research. Silsoe , Bedfordshire , Inglaterra. 3 (4): 348-349. 1958.
- REED, I. F. & BERRY, M. O. A Recording Torquemeter. Agricultural Engineering. St. Joseph , Michigan , USA. 34 (5): 307 , 311. 1953.
- RICHARDSON, R. D. & FILBY, D. E. A Tractor Pulley Torquemeter Employing Electrical Resistance Strain Gauges. Journal of Agricultural Engineering Research. Silsoe , Bedfordshire , Inglaterra. 4 (1): 16-23. 1959.
- RICHEY, C. B. et alii. Agricultural Engineers' Handbook. New York , USA. Mc Graw-Hill Book Company , Inc. 1961. 880 p.
- ROCKWELL STANDARD CORPORATION. Universal Joint Lay out & Selection Data Book. Allegan , Michigan , USA. 31 p. 1964.
- SINGER, FERDINAND L. Strength of Materials. Harper & Brothers, Publishers. New York , USA. 1962. 2<sup>a</sup> Edição. 590 p.
- STEFANELLI, GIUSEPPE. Strumenti Elettrici di Misura per la Meccanica Agraria: Trazimetri e Torsimetri Extensimetrici a Variazione di Resistenza. Istituto Meccanica Agraria della Università di Bologna. Bologna, Itália. 21 p.
- TAYLOR, P. A. & WILSON, E. R. A Dual Range Torquemeter for a Tractor P.T.O. Journal of Agricultural Engineering Research. Silsoe , Bedfordshire , Inglaterra. 8 (4): 310-311. 1963.
- ZACHARIAH, P. JOHN & PHILLIPS, ROSS. Design and Construction of a Tor-sion Dynamometer. West Virginia University Agricultural Experiment Station. Bulletin 419 T. June 1958. 2 p.



10.2. Bibliografia Consultada

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Terminologia do Material Automóvel. TB - 11. 1955. 100 p.
- cidade. P - SB - 1 . 1967. 15 p. Símbolos Gráficos de Eletri
- cidade. P - SB - 8 . 1967. 9 p. Símbolos Gráficos de Eletri
- para Eletricidade. SB - 51 . 1972. 32 p. Sinais e Símbolos Literais
- BERRY, J. H. & CALLUM, C. L. Speed Fluctuations in Multijoint Power Lines. Agricultural Engineering. St. Joseph , Michigan , USA. 34 (5): 308-311. 1953.
- BILLINGS, J. HARLAND. Applied Kinematics. D. Van Nostrand Company, Inc. New York , USA. 1943. 320 p.
- CARROL, GRADY C. Industrial Process Measuring Instruments. Mc Graw-Hill Book Company, Inc. New York , USA. 1962. 453 p.