

# Técnicas experimentais implementadas numa nova máquina de ensaios de fadiga rotativa biaxial.

**A.C. Marques de Pinho**  
DEM - Universidade do Minho



## **RESUMO**

*Este artigo relata de forma resumida a máquina que foi projectada e construída para a realização de ensaios de fadiga rotativa admitindo solicitações de flexão e torção estática. Os meios para medição dos parâmetros do ensaio assim como do controlo e segurança da máquina são o principal objectivo desta publicação. São apresentados alguns resultados, através das curvas S-N básica e de referência, correspondentes a veios de secção circular. Pela coerência dos resultados obtidos concluiu-se que as técnicas experimentais implementadas satisfazem plenamente os requisitos dos ensaios.*

## **INTRODUÇÃO**

O dimensionamento à fadiga de alguns componentes mecânicos como, p.e., veios de transmissão de potência, não tem considerado as solicitações biaxiais a que estes estão submetidos na prática.

As fendas de fadiga iniciam-se e propagam-se em modo misto dando origem a superfícies irregulares, constatando-se em alguns casos a existência de pequenos ressaltos.

Nesse sentido projectou-se e construiu-se uma nova máquina destinada a ensaios de fadiga rotativa possibilitando a aplicação de solicitações biaxiais de flexão rotativa e torção estática, em conjunto ou separadamente.

Para que a fiabilidade dos resultados fosse garantida aplicaram-se técnicas experimentais de medição e controlo que aqui serão desenvolvidas.

Foram realizados ensaios em provetes sem e com acidentes geométricos com dimensões semelhantes às da prática, submetidos a uma vasta gama de solicitações biaxiais, de flexão rotativa e de torção estática. Alguns resultados destes ensaios serão apresentados mais adiante e servirão para fazer a previsão da vida de fadiga correspondente à fase de propagação e à determinação das curvas S-N para veios de transmissão de potência.

## **APRESENTAÇÃO DA MÁQUINA DE ENSAIOS DE FLEXÃO ROTATIVA BIAxIAL.**

Este trabalho surgiu tendo como principal objectivo o desenvolvimento de uma nova filosofia de ensaios de fadiga biaxial, simulando o funcionamento dos veios de transmissão de potência. Fizeram-se estudos sobre os modos de funcionamento mais frequentes deste tipo de componentes mecânicos, donde

resultou o projecto de uma máquina de fadiga rotativa com capacidade para aplicação de solicitações de flexão e de torção, semelhantes às reais, e possuísse uma estrutura suficientemente robusta para satisfazer os objectivos pretendidos. A primeira versão desta máquina foi apresentada nas 1<sup>as</sup> Jornadas Ibéricas da Fractura, Pinho (1987). Com o desenrolar dos ensaios constatou-se haver necessidade de fazer algumas alterações para melhorar a sua funcionalidade, destacando-se:

- a substituição do sistema de aplicação da torção
- aplicação de sistemas de segurança para trabalho em contínuo
- automatização de algumas operações.

Entre os trabalhos já publicados no domínio da fadiga biaxial, dos quais se destacam os de Found et al (1985) e Link (1993), verifica-se que a simulação do ensaio real é feita mantendo o provete parado e usando actuadores servo-hidráulicos, ou outro sistema equivalente, que provoque a fadiga biaxial. A figura 1 apresenta de forma esquemática uma dessas máquinas.

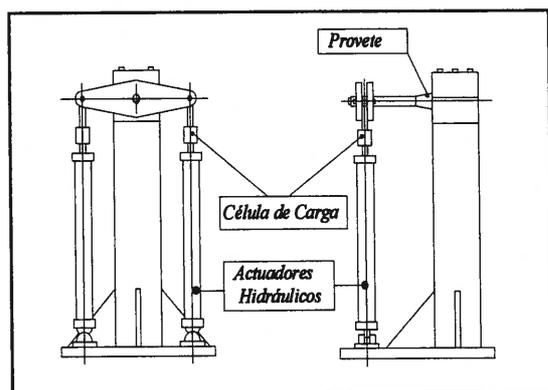


Fig. 1 Representação esquemática de fadiga biaxial com provete fixo.

A figura 2 apresenta um desenho de conjunto da máquina de fadiga rotativa que foi desenvolvida encontrando-se no Laboratório de Ensaio de Materiais, da Universidade do Minho. A rigidez desta máquina é bastante elevada, como se pode notar.

Observando a fotografia da máquina, figura 2, pode constatar-se a existência de três partes fundamentais, a destacar:

- i) cabeçote fixo e amarração do provete
- ii) sistema para aplicação da carga de flexão

#### *i) Cabeçote fixo e amarração do provete*

O cabeçote fixo é composto por um veio principal, também designado por árvore da máquina apoiado em duas chumaceiras de rolamentos. Numa das extremidades está montado o tambor mandado que, por intermédio de correias, recebe movimento do motor, com 25 cv de potência. Existem vários tambores com diferentes diâmetros primitivos, o que permite obter diferentes velocidades de rotação no provete.

Na outra extremidade está montado o sistema de amarração dos provetes. O seu projecto garante uma boa rigidez e simula um encastramento, excluindo o movimento de rotação. A figura 3 apresenta o desenho do sistema de amarração dos provetes, destacando-se a forma como o provete é impedido de rodar, relativamente à amarra, e também o sistema de cones que permite fazer um óptimo aperto entre a amarra e o provete.

#### *ii) Sistema para aplicação da carga de flexão*

Observando, também, a figura 2 pode ver-se a mesa destinada à aplicação da força de flexão. Como se referiu, o cabeçote fixo e as amarras simulam o encastramento e a mesa possui guias com rolamentos de translação que permitem liberdade de deslocamento nas direcções do eixo do provete e na perpendicular ao eixo. A liberdade de movimentos garante que durante o ensaio do provete não haja variação da força de flexão.

Esta força é obtida colocando pesos suspensos em dois pratos, existentes para o efeito, garantindo, também, que a força permaneça constante durante todo o ensaio.

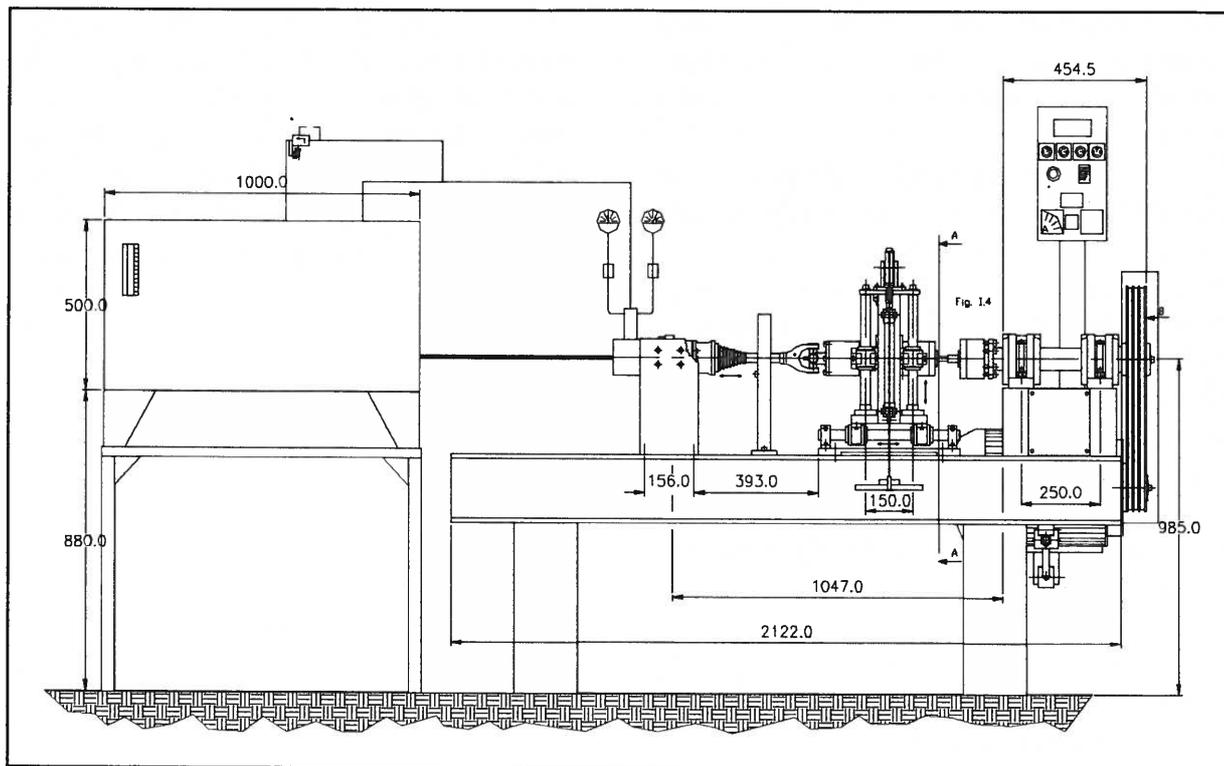


Fig. 3 Desenho de conjunto da máquina de fadiga rotativa biaxial de flexão.

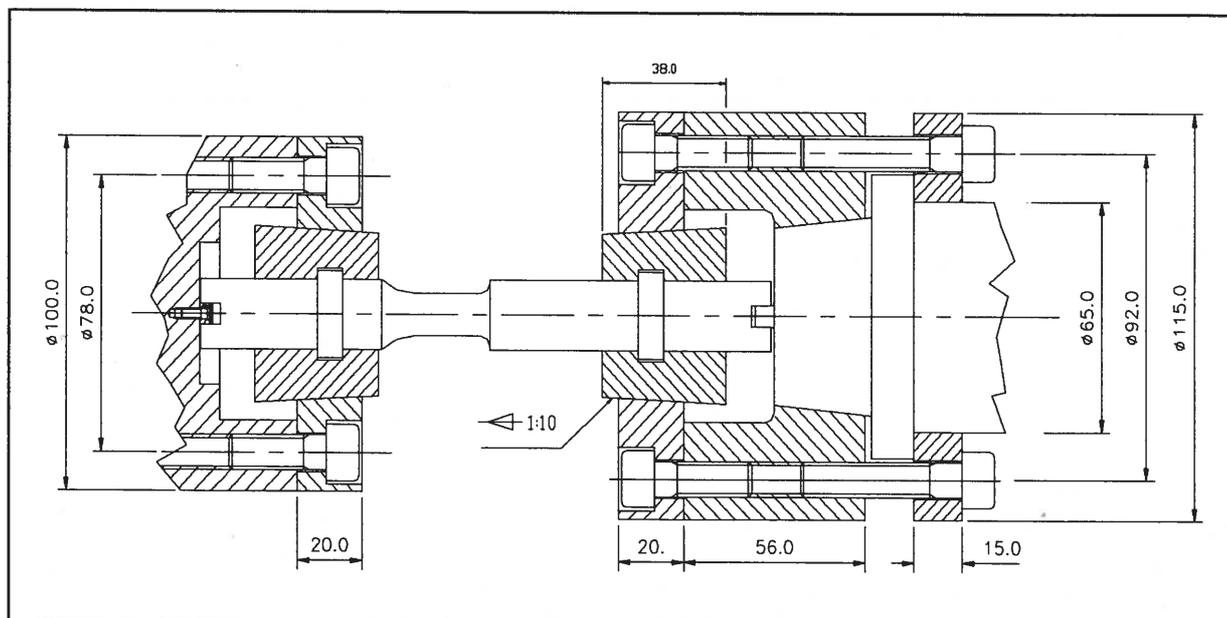


Fig. 4 Desenho do sistema de amarração dos provetes.

Por intermédio das alavancas a força resultante dos pesos é ampliada necessitando, desta forma, de pesos reduzidos.

Esta mesa está preparada para impor, em alternativa à carga, um deslocamento constante ao provete.

Para aferir a carga aplicada no provete existe uma célula de carga e para medir o deslocamento existe um transdutor de deslocamentos. Estes dois sistemas foram construídos para o efeito e fundamentam-se nos princípios da extensometria.

### iii) Sistema para aplicação do momento torsor

A componente de torção resulta da aplicação do momento torsor ao provete. O mecanismo usado evita interferências devido à existência de uma junta universal, tipo "cardan", que faz a ligação entre o provete e o sistema gerador de binário.

Como primeira solução usou-se um gerador eléctrico para impor o binário torsor. A energia eléctrica gerada era debitada por intermédio de uma bateria de resistências eléctricas com capacidade para debitar até 18 kW. Estas resistências possuíam interruptores independentes, podendo ser ligadas em série ou em paralelo, por forma a obter o binário pretendido.

Esta forma de geração de binário implicava a libertação de energia calorífica obrigando a manter as resistências no exterior do laboratório e num local protegido para evitar possíveis acidentes. Este facto pouco prático levou ao seu abandono. Em alternativa aplicou-se um travão hidráulico para a geração do binário torsor, revelando-se mais seguro e prático. Este sistema hidráulico é constituído, basicamente, por uma bomba hidráulica e uma válvula restritora de pressão que permite, de forma simples, obter qualquer momento torsor.

Esta forma de restrição à passagem de óleo provoca o seu aquecimento o que obrigou à aplicação de um sistema de refrigeração.

Para a medição do binário existem manómetros e uma célula de carga. Esta última trabalha em flexão, simulando o binário. Recorrendo à curva de calibração, obtida previamente, é possível obter o valor do binário. A figura 5 mostra de forma esquemática a célula dinamométrica usada.

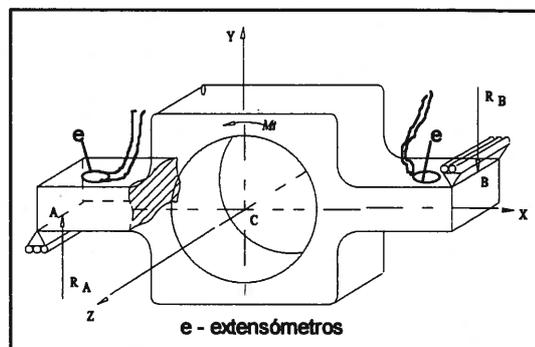


Fig. 5 Esquema da célula dinamométrica usada para a determinação do momento torsor.

### Modo de funcionamento

O funcionamento da máquina é simples. Em primeiro lugar faz-se a montagem do provete a ser ensaiado. A figura 3 mostra o esquema de montagem do provete sendo necessário apertar um conjunto de parafusos de forma a garantir um bom alinhamento do provete, evitar o aparecimento de vibrações e reduzir ao máximo tensões adicionais de flexão.

Já em movimento, a flexão é aplicada por intermédio de pesos previamente calculados e colocados nos dois pratos existentes para o efeito. Os pesos são calibrados previamente e, já em funcionamento, faz-se a confirmação da força de flexão através da respectiva célula de carga.

Para a aplicação do momento torsor fecha-se lentamente a válvula restritora de pressão até se atingir o momento torsor pretendido, cujo valor é lido no manómetro ou célula de carga.

A conversão dos sinais eléctricos das células extensométricas pode fazer-se com a ajuda de uma calculadora, gráficos ou, em alternativa, recorrendo a um software desenvolvido para o efeito e instalado num

microcomputador que, através da placa de interface IEEE, lê o sinal do multímetro, indicando, em tempo real, os valores do binário e da força de flexão.

Do ensaio também é possível registar o crescimento da fenda de fadiga cujos valores são usados no estudo das leis da Mecânica da Fractura. Para tal é necessário parar a máquina retirando previamente a carga de flexão e abrindo a válvula restritora de pressão. Com o auxílio do sistema de Queda de Potencial faz-se, então, a leitura do comprimento da fenda seguindo-se o arranque da máquina com um procedimento inverso ao da paragem.

#### *Sistema automático de funcionamento.*

A máquina dispõe de um sistema automático que substitui as operações manuais, apresentadas anteriormente. Neste caso, ao carregar no botão de arranque a máquina entra em funcionamento e passados alguns instantes, os cilindros pneumáticos descem sendo a electroválvula restritora de pressão fechada de forma a garantir a pressão desejada. As paragens são previamente programadas, conforme o número de ciclos pretendido (traduzido em tempo útil), e processa-se de modo automático. Para tal, existe um autómato programável que comanda a máquina e, na altura da paragem, desliga os comandos pela ordem indicada no sistema manual. A figura 6 representa esquematicamente o sistema automático da mesa de flexão.

## **INSTRUMENTAÇÃO E TÉCNICAS EXPERIMENTAIS UTILIZADAS**

A máquina dispõe de um conjunto de equipamentos destinados ao controlo e medição de alguns parâmetros do ensaio e à segurança da própria máquina.

#### *Equipamento de controlo de parâmetros do ensaio*

##### i) Células extensométricas

destinada à determinação da força de flexão aplicada e uma célula dinamométrica para medição do momento de torção.

##### ii) Contador de ciclos

Para a contagem do número de ciclos, a máquina possui um contador eléctrico com capacidade de memorização, importante quando há falha de energia eléctrica e o ensaio está em curso.

##### iii) Sistema de queda de potencial

Para controlo do comprimento da fenda foi adquirido um sistema de queda de potencial em corrente alternada (AC) que se baseia no efeito de "pele" ("skin effect") Schwalbe (1983) e Wallin (1983), possui uma resolução de 0.1mm e é de simples aplicação, uma vez que não necessita de calibração prévia. Existe um outro sistema de queda de potencial de corrente contínua que apresenta a desvantagem, relativamente ao anterior, ao exigir uma calibração prévia, para cada material Marschall (1990) e Lu (1995).

Quando uma corrente alternada de alta frequência atravessa um condutor, uma camada fina de corrente eléctrica contorna toda a superfície do material.

Este fenómeno é conhecido por *efeito de "pele" ("skin effect")*, no qual se fundamenta o equipamento usado. Se um campo uniforme de corrente alternada é captado por uma sonda, e para uma dada tensão eléctrica, essa pode ser quantificada desde que seja conhecida a distância entre as ponteiros da sonda que deve ser a mesma nas duas leituras. Essa tensão eléctrica é dependente da condutividade eléctrica do material e da distância entre as ponteiros da sonda. Quando a sonda é posicionada de forma a incluir a fenda entre as duas ponteiros, a tensão medida dependerá da distância percorrida e, conseqüentemente, incluirá duas vezes o comprimento da

fenda, desde que a corrente percorra o comprimento total da superfície da fenda.

A razão entre a tensão resultante na zona da fenda e da distância entre as ponteiros da sonda pode ser determinada pela seguinte equação,

$$\frac{V_1}{\Delta} = \frac{V_2}{(\Delta + 2 \times d)} \quad (1)$$

ou seja,

$$d = \left( \frac{V_2}{V_1} - 1 \right) \times \frac{\Delta}{2} \quad (2)$$

onde  $d$  representa o comprimento da fenda em [mm],  $V_1$  é a voltagem de referência,  $V_2$  é a tensão efectiva incluindo a superfície da fenda, e  $\Delta$  é a distância entre as ponteiros da sonda (no sistema usado  $\Delta=10\text{mm}$ ). A figura 7 mostra de forma esquemática este procedimento.

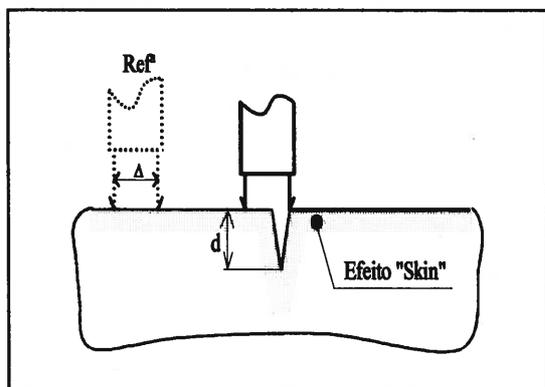


Fig. 7 Representação esquemática do princípio de funcionamento do sistema de queda de potencial.

Na presença dos dois valores de potencial o equipamento faz o processamento e indica o valor do comprimento da fenda com uma resolução do décimo de milímetro.

Em alternativa, a determinação do comprimento da fenda pode ser feita recorrendo a um microcomputador e ao software especificamente desenvolvido para o efeito. Para isso é feita a aquisição de dados, através da porta RS232, e utilizando a equação 2 calcula-se o comprimento da fenda em cada instante. A vantagem desta

última alternativa prende-se com a possibilidade de trabalhar em contínuo.

Este equipamento é autónomo, possuindo uma bateria própria, mas, em alternativa, pode ser alimentado por uma fonte de corrente contínua ligada à rede eléctrica, garantindo um funcionamento contínuo.

O sistema de queda de potencial usado pode ser aplicado a qualquer tipo de metal desde que seja condutor eléctrico.

Em resumo a medição do comprimento da fenda, recorrendo ao sistema de queda de potencial, faz-se com duas leituras. Uma é destinada ao registo do potencial de referência e a outra ao potencial efectivo, considerando a existência da fenda. Estas duas leituras são feitas no mesmo provete e repetem-se em todas as medições do comprimento da fenda.

#### *Equipamentos de segurança da máquina*

Os ensaios de fadiga podem ter uma vida bastante longa, ou mesmo infinita, tornando-se fundamental que a máquina trabalhe continuamente. Nesse sentido, existe um conjunto de pequenos equipamentos, ou instrumentos, de segurança permitindo o pleno funcionamento contínuo da máquina desde que nada de anormal aconteça.

Existem termopares acoplados a todas as chumaceiras e noutros locais onde existam rolamentos que, em caso de aquecimento anormal, desligam a máquina. A temperatura de segurança é definida pelo operador nos controladores existentes para o efeito.

Também a bomba hidráulica está ligada a um controlador de temperatura que, em caso de sobreaquecimento, desliga a máquina. O reservatório de óleo que alimenta a bomba hidráulica possui um indicador de nível eléctrico que em caso de fuga de óleo, e se este descer abaixo do

nível mínimo, desliga, igualmente, a máquina.

A estabilização da temperatura do óleo é feita com um permutador de calor a água. A água aquecida sai para o esgoto que se estiver entupir pode inundar o laboratório. Para evitar tal ocorrência existe uma válvula electrificada que quando é accionada, pelo excesso de água, desliga a máquina.

Igualmente, quando o provete parte é actuado um micro-interruptor que desliga imediatamente a máquina.

## ALGUNS RESULTADOS

O método mais utilizado para análise de resultados de ensaios de fadiga baseia-se em curvas que relacionam a amplitude de tensão nominal com o número de ciclos de rotura  $N_f$ . Estas são as designadas curvas S-N, representando a resistência do material à fadiga para diferentes amplitudes de tensão. Estas curvas resultam dos ensaios dos provetes submetidos a amplitude de tensão cíclica e constante, normalmente no domínio elástico. Quando ultrapassam  $10^7$  ciclos, e no caso do aço, admite-se que os veios têm vida infinita. Muitos materiais não apresentam este patamar definindo-se como tensão limite de fadiga o valor correspondente a  $10^8$  ciclos.

Para alguns materiais e para tensões nominais predominantemente no domínio elástico, que em geral se verificam para vidas superiores a  $10^4$  ciclos, pode-se definir a equação de uma recta relacionando as tensões com a vida dos componentes, desde que as variáveis se apresentam em escalas bilogárítmicas, ou seja,

$$\log(\sigma_a) = \log(C') - c \times \log(N_f) \quad (3)$$

Não sendo representada em escalas bilogárítmicas a equação é dada por

$$\sigma_a \times N_f^c = C' \quad (4)$$

onde  $c$  e  $C'$  são constantes do material para as condições de ensaio.

As tensões representadas nas curvas S-N não consideram, normalmente, a concentração de tensões e quando a componente de tensão média é nula estas são designadas por curvas básicas ou intrínsecas do material. Se a tensão média é diferente de zero são designadas por curvas de referência do material. Os provetes usados na determinação das curvas básicas e de referência devem ser ensaiados em condições ideais, para o que devem estar isentos de concentração de tensões e devem ter um acabamento polido espelho.

A grande dispersão de resultados verificada nestes ensaios para as mesmas condições de ensaio, são consequência, entre outros aspectos, da variação de dimensões, do acabamento superficial, falta de homogeneidade do material, agressividade do meio ambiente e dos processos usados no fabrico dos componentes. Por conseguinte, deve haver cuidados especiais no controlo de todos os parâmetros, por forma a obter os melhores resultados possíveis e a sua menor dispersão.

### *Apresentação e discussão de resultados*

Para a construção das curvas S-N, foram definidos quatro a cinco valores de amplitudes de tensão distintos. Realizaram-se, no mínimo, três ensaios para cada tensão por forma a obter um valor médio para o número de ciclos de rotura. Como se trata de aço, a curva S-N aproxima-se de uma recta, quando representada em escalas bilogárítmicas, sendo obtida por regressão linear.

A figura 8 representa a curva S-N básica para o aço 34CrNiMo6, Pinho (1996) considerando em abcissas o número de ciclos de rotura e em ordenadas a amplitude de tensão.

Na figura 9 são apresentadas as curvas S-N referentes aos ensaios dos provetes sem acidente geométrico,  $K_t=1$ , e com

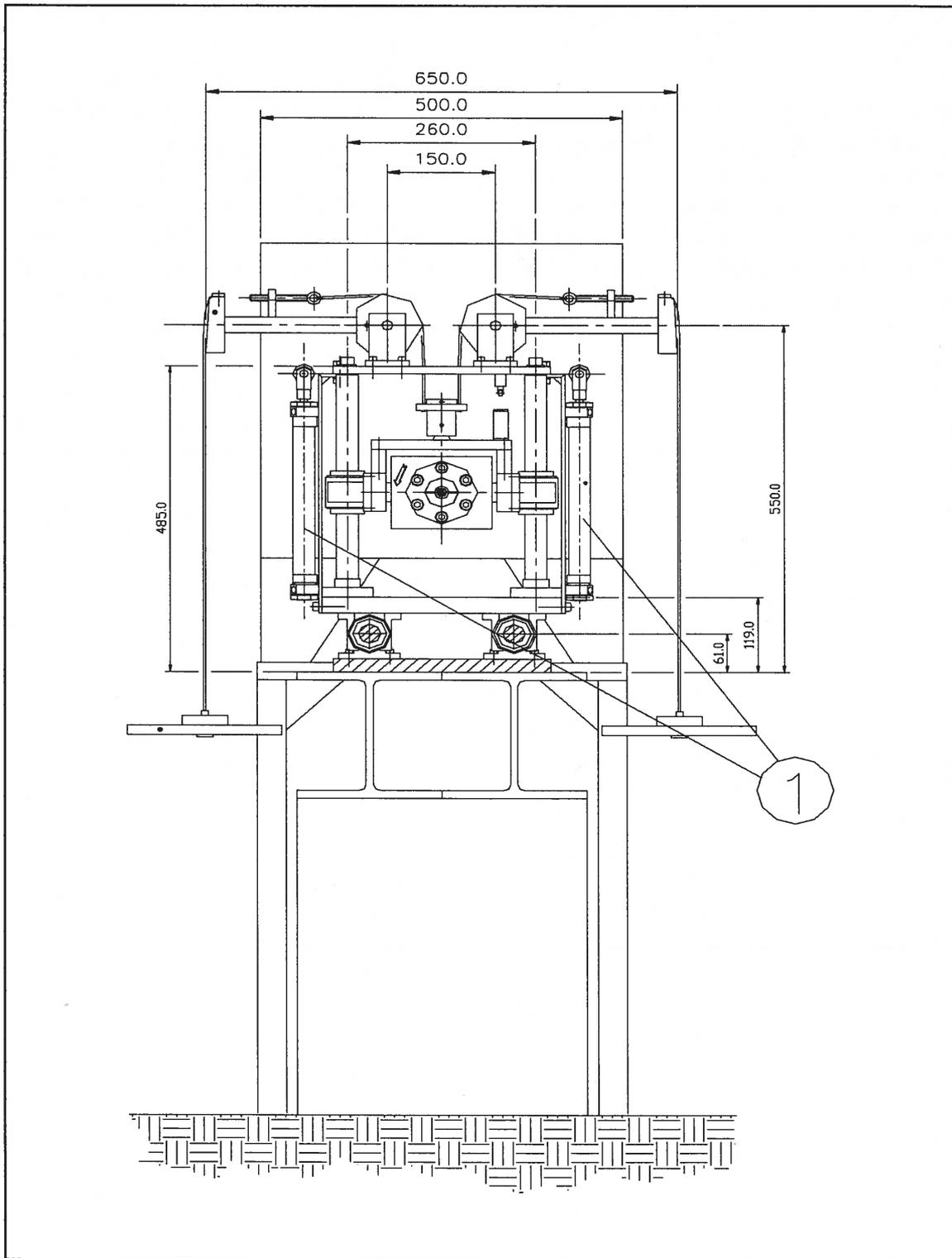


Fig. 8 Sistema de elevação pneumático da mesa de flexão. 1-cilindros pneumáticos

acabamento polido espelho, sujeitos a amplitude de tensão de flexão constante, ( $\sigma_{ZZ}$ )<sub>a</sub>, e com torção  $\tau_{ZX}$  igual a 25, 50 e 75 % de ( $\sigma_{ZZ}$ )<sub>a</sub>. A tabela 1 indica os parâmetros referentes às curvas S-N básica e de referência, equação 3, obtidas por regressão linear.

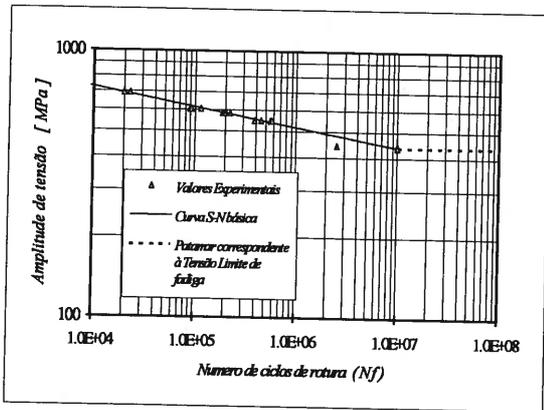


Fig. 8 Curva S-N básica para o aço 34CrNiMo6,  $\sigma_m=0$ .

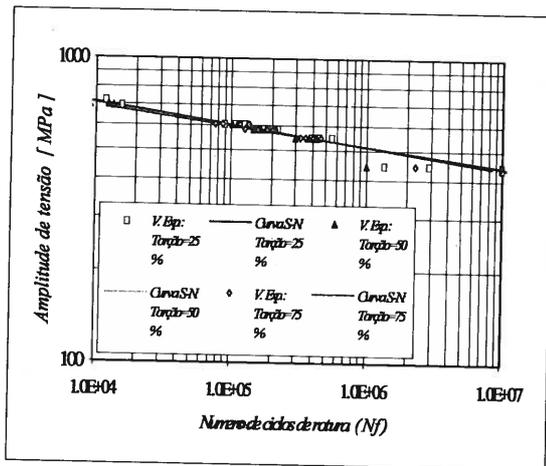


Fig. 9 Curvas S-N de referência, referente ao aço 34CrNiMo6, e com tensão torção  $\tau_{ZX}=25, 50$  e  $75\%$  de  $\sigma_{ZZ}$ .

Tabela 1 Parâmetros das Curvas S-N básica e de referência.

Curvas S-N	Torção %	$\log(C')$	c
Básica	0	3.1483	0.0725
Curvas de	25	3.1363	0.0712
	50	3.1198	0.0683

## CONCLUSÕES

Pelos resultados obtidos pode-se concluir que a máquina e as técnicas de medição e controlo desenvolvidas corresponderam aos objectivos inicialmente definidos.

As técnicas e a máquina aqui apresentadas, mesmo que não corresponda à solução ideal, parece, no entanto, ser bom exemplo para o desenvolvimento de novas máquinas como, p.e., em ensaios de fadiga plana com solicitações multiaxiais.

## REFERÊNCIAS

- Pinho, A M e Branco, C M, "Fadiga de veios submetidos a solicitações combinadas de flexão e torção - apresentação de uma nova máquina de ensaios experimentais", 1<sup>as</sup> Jornadas Ibéricas de Fractura, Braga, pp.113, 1987.
- Found, M S, Fernando, U S and Miller, K, "Requirements of a new multiaxial fatigue testing facility", Multiaxial Fatigue, Ed K J Miller and M W Brown, ASTM STP 853, pp 11-23, 1985.
- Link, R E, "Mixed mode fatigue crack growth behavior in a high-strength steel", ASTM STP 1191, pp.345-358, 1993.
- Schwalbe, K., Dieter, H., Heerens, J., Knaack, J., e torronen, K., "Measurement of stable crack including detection of initiation of growth using the DC potential drop and the partial unloading methods", ASTM STP 856, pp. 338-362, 1983.
- Wallin, K., Saario, T., Auerkari, P., Saarelma, H. and kari Torronen, "Comparision of potential drop and unloading compliance methods in determining ductile extension", ASTM STP 856, pp. 363-374, 1983.
- Marschall, C, Held, P, Landow, M and Mincer, P.N., "Use of the direct-current electric potential method to monitor large amounts of crack growth in Highly ductile metals", ASTM STP 1074, p 581, 1990.
- Lu, Z.-J., Nicholas and Evans; W.J., "Calibration of an ACPD monitoring system for small crack growth in corner crack specimens", E. Fracture Mechanics, Vol. 50, N° 4, pp. 443-456, 1995.
- Pinho, A C M e Branco, C M, "Determinação de curvas S-N do aço 34CrNiMo6 numa máquina de ensaios de fadiga de flexão rotativa e torção biaxial", 3<sup>as</sup> Jornadas Ibéricas de Fractura, Luso-Portugal, p.374, 1996.

