UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DISSIPAÇÃO DE ENERGIA EM JUNTAS

RICARDO DAMIÃO SALES GÕZ

FLORIANÓPOLIS

JUNHO - 1976

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

"MESTRE EM CIÊNCIAS"

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO.

Prof. Nelson Back, Ph.D.
Orientador

Prof. Arno Blass, Ph.D.
Coordenador da Pós-Graduação
em Eng. Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Nelson Back, Ph.D.

Prof. Domingos Boechat Alves, Ph.D.

Prof. José João de Espíndola, Ph.D.

Prof. José Carlos Zanini, Ph.D.

Ā minha esposa

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

O autor deseja agradecer:

- À Escola Federal de Engenharia de Itajubá (MG), pela oportunidade de realizar o Curso de Pós-Graduação e pelo suporte financeiro;

- Ao Professor Nelson Back, pela orientação;

- Ao Professor Domingos Boechat Alves, pelo auxílio no uso do programa de computador;

- Ao Professor Jaroslav Kozel, pelo auxílio na parte experimental;

- Ao Professor Berend Snoeijer, pelas consultas pessoais;

- Ao aluno Victor Lindroth, pela ajuda no preparo do modelo;

- Aos demais professores, funcionários e colegas, que de alguma forma colaboraram neste trabalho.

S U M Á R I O

RESUMO

Com as tendências modernas, as máquinas ferramentas são cada vez mais sujeitas a severas condições de serviço. A fim de não sacrificar a precisão de usinagem e também aumentar a produção, é necessária a eliminação ou atenuação dos efeitos da vibração a que as estruturas das máquinas são submetidas. Com este fim, é de grande importância o amortecimento fornecido pelas juntas. Surge então a necessidade de melhor conhecimento e avaliação quantitativa do amortecimento em estruturas de máquinas ferramentas.

Neste trabalho foram analisados os fatores influentes no amortecimento e usado um método de cálculo que permite a determinação da distribuição de pressão e deformações nas superfícies de contato. Torna-se imprescindível o uso do computador digital de grande porte para o processamento do modelo matemático. Chega-se então a valores calculados da energia dissipada para diversas condições de carregamento.

Para a avaliação da precisão do método de cálculo foi feita uma verificação experimental medindo-se a energia dissipada em um modelo da junta.

ABSTRACT

With the advancement of technology, machine tools have been subjected to severe working conditions. In order to minimize the error in the machining and to increase production output it is necessary to atenuate the vibrations effects to which the machine tools are subjected. Thus, the importance of a better knowledge and evaluations of damping resultant on the joints of such structures.

In this work, the influential damping parameters are analysed by a computational method which allows the determinations of the pressure and deformation distribuitions in surfaces under contact. Wich the use of a digital computer, energy dissipated in joints were calculated for several load conditions.

An experiment was set up to measure the energy dissipation and to make comparisom with the computed results.

INTRODUÇÃO

O estudo da dissipação de energia em juntas faz parte integrante da linha de pesquisa em desenvolvimento no Centro Tecnológico da Universidade Federal de Santa Catarina, complementando assim as análises do comportamento estático e dinâmico de máquinas ferramentas.

As juntas exercem grande influência no comportamento de qualquer estrutura. Neste trabalho se analisará um modelo de junta de máquina ferramenta, porém a generalização para juntas de outras estruturas é imediata.

Inúmeros pesquisadores publicaram suas análises sobre rigidez e amortecimento em juntas. Primeiramente, estas análises consistiam de tratamentos teóricos que tentavam se aproximar dos resultados experimentais efetuados. Muitas eram as simplificações adotadas e isto diminuia a confiabilidade do métodos. A deformação dos elementos da junta e a distribuição de pressão normal só eram possíveis de análise em corpos elásticos de formas geométricas bens definidas.

Com o evento dos computadores de grande porte a técnica do elemento finito se aprimorou e tornou possível criar métodos que possibilitam a determinação da distribuição de pressão e deformações de corpos elásticos em contato. O método do elemento finito não tem restrições quanto à forma dos corpos em contato. A bibliografia sobre elementos finitos é vasta, podendo citar as referências (17,20,21).

Com o desenvolvimento tecnológico, as máquinas ferramentas são cada vez mais submetidas a severas condições de trabalho, exigindo-se alta produção e/ou alta precisão na usinagem. Para satisfazer os requisitos de performance, as máquinas ferramentas devem ter estruturas rígidas e que reduzam o mais possível, as vibrações causadas por rotores desbalanceados, pertubações externas nas fundações das máquinas e principalmente as vibrações devidas à instabilidade da usinagem.

Se a estrutura de uma máquina não tiver capacidade de reduzir estas vibrações, a produção será sacrificada, resultando peças com superfícies não lisas e maior desgaste das ferramentas.

É necessário que tais estruturas tenham amortecimento suficiente para reduzir os efeitos das excitações dinâmicas, de forma que a resposta vibratória da estrutura seja mantida em níveis razoáveis.

Com este interesse, a capacidade de amortecimento em estruturas de máquinas ferramentas tem sido amplamente pesquisada.

Pesquisas anteriores (Andrew(3), Earles(2)) mostram que as juntas fornecem a maior parte do amortecimento total. Mostram também que o amortecimento interno do material é pequeno quando comparado com o amortecimento nas juntas.

Neste trabalho será usado o método do elemento finito, através do programa de computador, PROASE (11) para determinar a distribuição de pressão normal, deslocamentos tangenciais e daí calcular a energia dissipada na junta.

Os principais fatores influentes no amortecimento em juntas são discutidos no Capítulo 1 . Estudos anteriores estão resumidos na Revisão Bibliográfica (Capítulo 2), que serviu de base para este trabalho.

A formulação teórica do comportamento das superfícies em contato(9), Capítulo 4 , e a adaptação das características do programa de computador (11), Capítulo 3 , possibilitaram determinar a distribuição de pressão e calcular a energia dissipada na junta real, Capítulo 5 . A comparação dos valores calculados e medidos está apresentada no Capítulo 7 .

CAPÍTULO 1

1.1 - AMORTECIMENTO EM JUNTAS SECAS

Uma estrutura de máquina ferramenta sofre excitações devidas às forças geradas pela instabilidade da usinagem e também devido às forças intermitentes de corte, pertubações externas etc. Estas vibrações em geral afetam a qualidade das peças produzidas e reduzem a vida das ferramentas.

Pesquisas anteriores (1 a 10), mostram que grande parte da capacidade de neutralizar vibrações é devida ao amortecimento em juntas, muito maior que o amortecimento estrutural. ANDREW (3) construiu modelos de máquinas ferramentas com e sem juntas, e ao testar constatou grande redução no fator de amplificação dinamica, de 10 a 20 vezes menor nos modelos com juntas. Este amortecimento é altamentefavorável para o aumento da capacidade de remoção de material, principalmente no que se refere à instabilidade na usinagem.

Com a necessidade de aprimorar o comportamento das estruturas de máquinas ferramentas, o amortecimento fornecido pelas juntas foi gradualmente merecendo a atenção dos projetistas. Foram elaborados, então, estudos buscando métodos de avaliação quantitativa para este fenomeno e, neste particular, muitas dificuldades são encontradas. Os projetistas se deparam com a incerteza das condições reais de carga na junta e desconhecem os mecanismos exatos do amortecimento.

Nas referencias (2) e (6), são apresentadas equações para determinar a energia dissipada, mas as simplificações adotadas e as teorias de deformação de corpos elásticos então usadas, restringem seu emprego à formas geometricas simples. Com a tecnica dos elemetos finitos pode-se estudar as deformações de qualquer corpo elástico. A referencia (19) apresenta vários métodos para cálculo da distibuição de pressão ao longo das superfícies de contato.

Neste trabalho, usar-se-á o método de elemento finito para cálculo da distribuição de pressão normal e deformações tangenciais. Para tal, será usado o programa PROASE (11), suscintamente descrito no Anexo 1.

Uma junta se compõe de duas superfícies usinadas colocadas em contato e mantidas juntas por algum sistema de fixação, de tal modo que possam transmitir de um elemento da estrutura para outro as forças devido a montagem, forças de corte, etc.

As superfícies de contato da junta apresentam rugosidade e não-planicidade inerentes a qualquer processo de usinagem e dependente também da máquina utilizada.

Quando as superfícies da junta são pressionadas uma contra outra, o contato é feito em pontos discretos correspondentes às asperezas de maior altura. Desta forma a área real de contato é pequena e a pressão nestes pontos pode ser grande e ocorrer deformações plásticas. Com o acréscimo da pressão normal, ocorrerão maiores deformações plásticas e outras asperezas entrarão em contato. Ter-se-á, então, algumas asperezas com alta carga e outras com baixa carga, ocorrendo deformações plásticas e elásticas, o que depende da topografia das superfícies e das cargas aplicadas.

Onde ocorrem altas tensões de contato, há possibilidade de formação de junções, interação entre metais de duas asperezas. As forças tangenciais podem ser transmitidas por tensões cizalhantes nas junções. As asperezas com menor carga, terão apenas deformações elásticas e transmitirão forças tangenciais pelo processo convencional de atrito.

Quando a força tangencial exceder o limite elástico, ocorrerão deformações plásticas, podendo haver deslizamento relativo e ainda quebra de junções. Estes processos são irreversíveis e provocam dissipação de energia.

Teoricamente, a aplicação de cargas tangenciais inicia um fluxo de deformações plásticas nas junções formadas e estas crescem, retardando o cizalhamento. Este não ocorre exatamente no ponto de junção, mas sim nas vizinhanças da junção segundo um plano levemente inclinado em relação ao plano da junta (2).

Deformações plásticas e encruamento superficial ocorrem em maior quantidade nos primeiros ciclos de aplicação de cargas tangenciais.Quando ocorrem cargas cíclicas, o metal nas junções será eventualmente desintegrado em forma de óxido de metal. Esta oxidação altera todo o comportamento da junta. As referências (2), (3), (13) e (16), apresentam estudos sobre oxidação em juntas formadas de aço carbono e aço inoxidável.

Como o amortecimento em juntas é inseparável da oxidação, seu estudo se reveste de sutil compromisso entre a melhora da resposta da estrutura às excitações dinâmicas e o perigo de vida útil mais curta. Pois quando há oxidação, as juntas sofrem vários danos, descritos no item 1.2.3 deste capítulo.

Visando reduzir os efeitos da oxidação, vários processos de preparação de superfícies foram experimentados: cementação, revestimento das superfícies com outros metais, endurecimento superficial por jato de esferas.

BEARDS (13), em seu trabalho mostra que a cementação é o processo mais aconselhável.

1.2 - INFLUÊNCIA INDIVIDUAL DOS PARÂMETROS

1.2.1 - Grau de Acabamento

Neste tópico reunem-se rugosidade e planicidade.

Por rugosidade se entende o tamanho, perfil, concentração por unidade de área e distribuição estatística das asperezas sempre presentes nas superfícies usinadas. A análise e avaliação da rugosidade de uma superfície são feitas microscopicamente, sendo restrita a uma pequena porção da superfície em questão.

Procura-se estudar a rugosidade e equacioná-la convenientemente de modo a estabelecer parâmetros que a definam e assim estimar previamente seus efeitos sobre a rigidez de contato de superfícies usinadas.

Por planicidade se entende o desvio da superfície usi nada em relação a um plano de referência. A análise e avaliação deste fator são feitas macroscopicamente, abrangendo grande área da superfície.

Conforme BUC (7), as alturas das asperezas podem apresentar distribuições normal, exponencial, linear, uniforme e lei de potência, dependendo do processo de usinagem e da máquina usada.

Um parâmetro importante na caracterização de uma superfície rugosa é a linha média das alturas das asperezas (CLA). Com este valor médio e a forma de distribuição, pode-se conhecer satisfatoriamente o acabamento da superfície usinada.

O coeficiente de atrito depende do par de materiais em contato, da rugosidade e do processo de usinagem.

Trabalhos anteriores (7), (10) e (14), relacionam o coeficiente de atrito aos processos de usinagem normais em engenharia. KIRSANOVA (10) recomenda a tabela 1.1, onde são dados alguns valores para o coeficiente de atrito.

Tabela 1.1

ACABAMENTO SUPERFICIAL	COEFICIENTE DE ATRITO	
	Seco	Lubrificado
Torneamento fino, h = 1,6 a 6 μm	0,25	0,25
Retificado grosseiro, h = 4 a 6 μm	0,18	0,18
Retificado ou lapidado, h = 1 μm	0,35	0,30
Rasqueteado , h = 8 a 10 μm	0,22	0,22
Rasqueteado fino, h = 1 a 2 μm	0,28	0,24

Quando duas superfícies rugosas são postas em contato e submetidas a uma pressão normal, tem-se uma distribuição de pressão não uniforme, com diferentes níveis de deformação ao longo da superfície de contato. A Figura I.1 mostra simbolicamente o contato, rigidez e deformações em superfícies rugosas em contato.

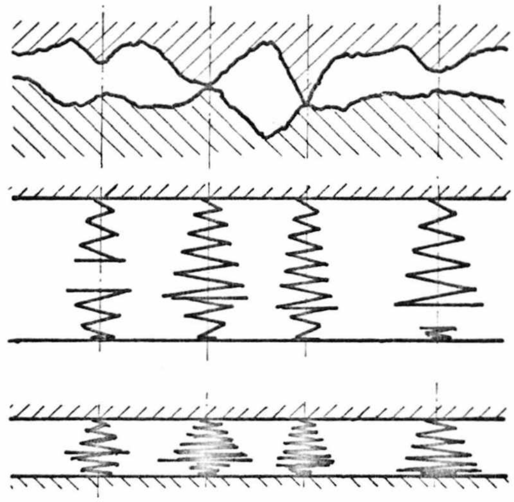


Fig. 1.1 - Contato de superfícies rugosas
a) contato inicial, pressão inicial
b) flexibilidade inicial do contato
c) acréscimo da pressão normal e deformações finais.

As características força/deslocamento de duas superfícies em contato dependem do número de pontos de contato e das características força/deslocamento próprias de cada um destes pontos. Daí se nota que a distribuição de pressão sobre a superfície da junta é bastante complexa e depende não somente da rugosidade e não-planicidade, mas também da rigidez dos elementos formadores da junta.

1.2.2 - Amplitude da Pressão Normal

A rigidez de uma determinada junta cresce com o acréscimo da pressão normal, tendendo a um valor constante para altas pressões normais. Dos resultados das pesquisas anteriores, conclui-se que, inversamente à rigidez, a capacidade de amortecimento decresce com o acréscimo da pressão normal.

HANKS (1), pesquisou este efeito em modelos de juntas com diversos fatores de escala, medindo o decremento logarítmico e relacionou-o com a pressão normal. Mostrou que para baixas pressões normais tem-se grande capacidade de a mortecimento, decrescendo com o aumento da pressão normal até um valor constante. HANKS(1) considera que o amortecimento na junta, seja tomado como sendo o valor medido, na pressão normal do teste, menos o valor constante medido nas altas pressões. Mais detalhes da pesquisa de Hanks serão apresentados no próximo capítulo. A Figura 1.2 apresenta estes resultados.

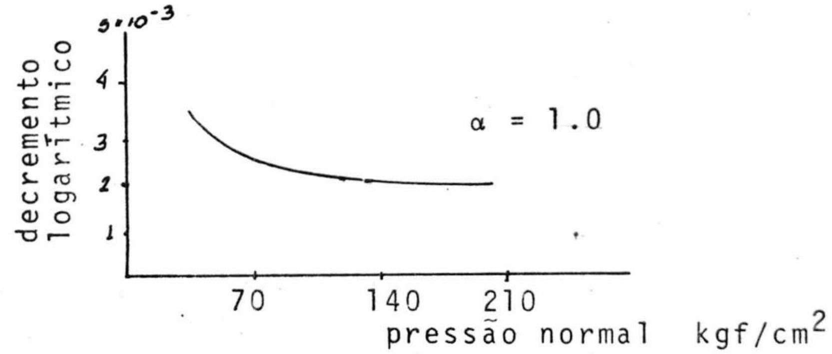


Fig. 1.2 - Variação do amortecimento com a pressão normal.(Hanks)

Nas pressões normais altas existe maior contato entre as superfícies da junta e maior rigidez tangencial, ocorrendo melhores condições de transferência de cargas tangenciais dentro dos limites elásticos dos contatos, reduzindo a dissipação de energia.

Dependendo da maneira como se aplica a carga normal, ocorrerá deformação dos elementos formadores da junta, modificando a distribuição da pressão normal. A Figura 1.3 ilustra este caso.

MASUKO e ITO (5), testaram uma determinada junta parafusada e verificaram que havia uma pressão normal que proporcionava máxima dissipação de energia.

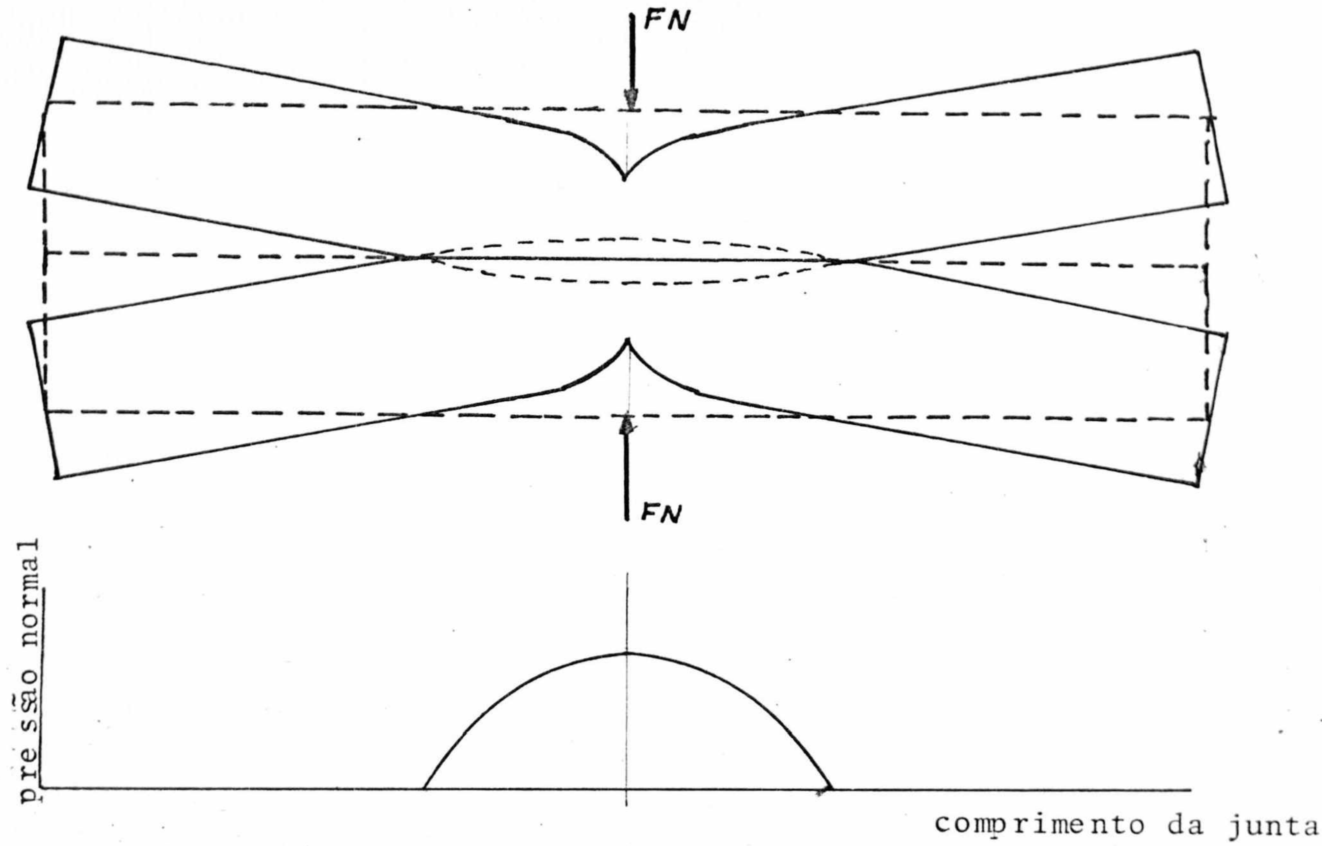


Fig. 1.3 - Deformação dos elementos da junta, com separação das superfícies (9).

1.2.3 - Amplitude das Cargas Tangenciais

Para que haja dissipação de energia em juntas, é preciso que as cargas tangenciais sejam suficientes para provocar deformações plásticas, escorregamento e/ou quebra de junções.

Considerando uma distribuição de pressão normal, a aplicação de cargas tangenciais em uma junta geralmente estabelece regiões distintas sobre a superfície de contato.

1ª Região: onde ocorrem apenas deformações elásticas, é situada em áreas de grandes pressões normais ou em áreas distantes da extremidade solicitada tangencialmente da junta.

2ª Região: onde ocorrem deformações plásticas e micro deslizamento relativo, devido à menores pressões normais e/ou pelo fato de haver maior força cizalhante. Nesta região há possibilidade de ocorrer oxidação dos metais das superfícies (2), (13) e (16).

3ª Região: onde ocorrem grandes deslizamentos relativos. Geralmente coincide com a parte da junta onde existe a maior carga tangencial.

Estas três regiões são perfeitamente notadas em juntas parafusadas, conforme Figura 1.4a(2) ou juntas engastadas, conforme Figura 1.4b .

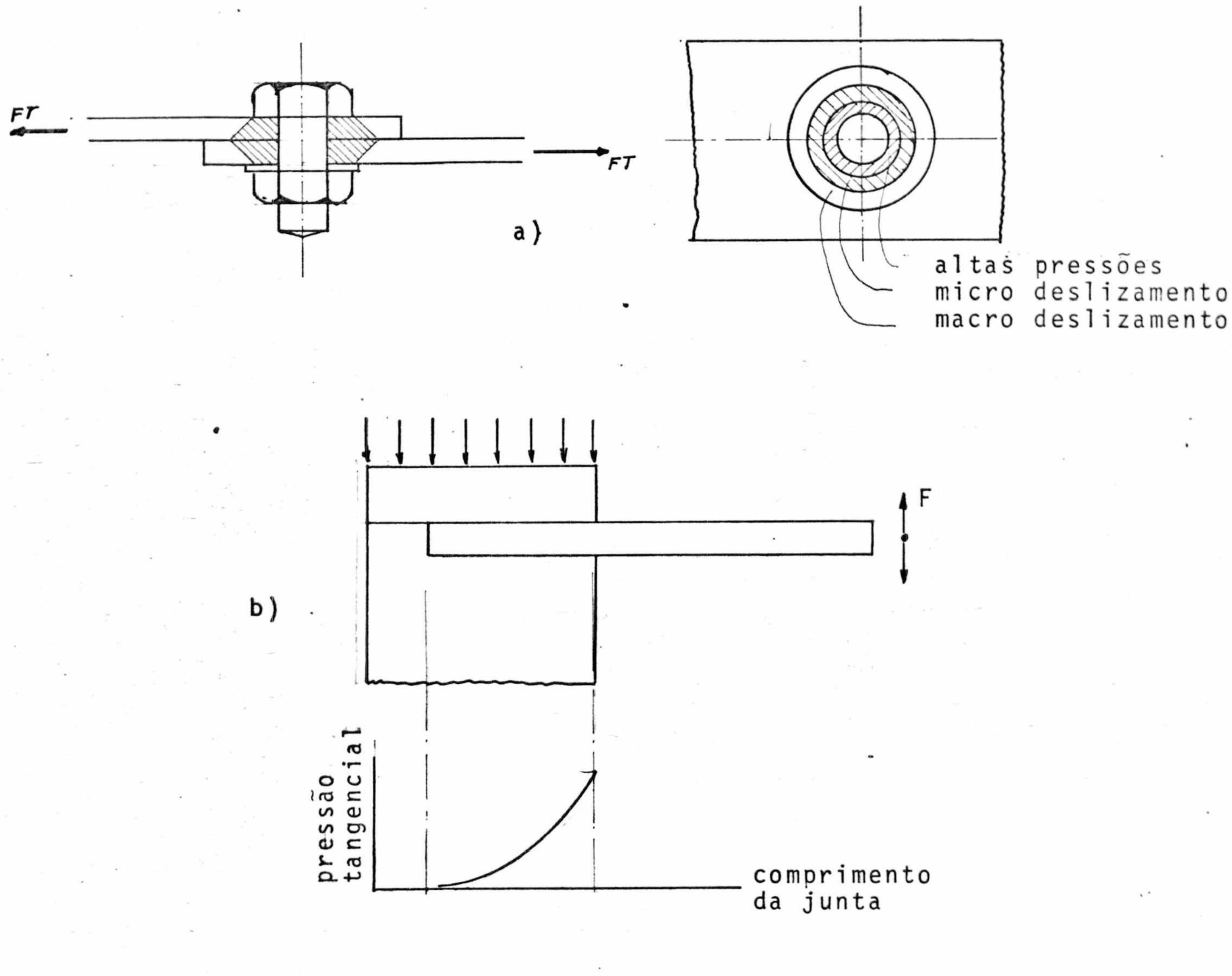


Fig. 1.4 - Distribuição da pressão tangencial em modelos parafusados e engastados.

Com maiores amplitudes da carga tangencial aplicada, ocorrerão maiores deformações plásticas e deslizamentos nas superfícies da junta. E com isto se dissipará maior quantidade de energia. Os experimentos de HANKS(1), METHEREL(6), descritos no próximo capítulo, confirmam este fato.

1.2.4 - Direção de Usinagem

Como transcrito na referência (9), SCHLOSSER investigou a influência do acabamento superficial e direção de usinagem em um flange circular de aço. No caso de lapidado, rasqueteado manualmente e retificado com asperezas menores de 2 μm, as juntas apresentaram a mesma rigidez . Para a mesma junta testou também aplainamento e torneamento. Para o par de superfícies torneadas, as direções de usinagem tem forma espiral e para as aplainadas foi tomado especial cuidado para prever o paralelismo das direções de usinagem. Schlosser, usinou de tal modo as superfícies de contato que no caso de aplainamento, obteve passos iguais nas duas superfícies. Quando montou a junta, teve direções paralelas com um encaixe entre os filetes originados do aplainamento, resultando em grande área real de contato. Várias combinações passo-altura das asperezas, dando aproximadamente o mesmo valor profilométrico, foram testadas.

Assumindo 100% de rigidez para as superfícies retificadas, os seguintes resultados foram obtidos:

SUPERFÍCIES	h μm	RIGIDEZ (%)
Torneadas	30 115 300	94 70 68
Aplainadas	30 100 350	98 99 94

Nota-se que aumentando a altura das asperezas, as superfícies torneadas, pequena área real de contato, tem grande redução na rigidez. As superfícies aplainadas sofreram pouca influência.

Isto sugere que a rigidez cresce com a área real de contato.

MASUKO e ITO(4), testaram em seus modelos, superfícies usinadas com grande avanço, de tal modo que ao montar a junta, tivessem direções paralelas e não ocorrendo coincidência entre os filetes das duas superfícies. A área real de contato ficou reduzida, resultando baixa rigidez. Testando a mesma junta com inclinação progressiva entre as direções de usinagem, notaram que a rigidez crescia com o ângulo de inclinação, alcançando valor máximo para 90°. Testaram vários pares de materiais e concluiram que este efeito é sensível para ferro fundido, bronze e ligas de alumínio. Para aço baixo carbono este efeito não é significantemente notado.

1.2.5 - Resistência à Oxidação

Dependendo da configuração de carregamento, ter-se-á nas juntas, regiões caracterizadas principalmente por:

- Altas pressões normais, cargas tangenciais vibratórias, micro deslizamento relativo, ausência de lubrificação.

Nestas regiões poderá ocorrer formações de junções e sua posterior quebra. A repetibilidade deste processo desintegrará o metal em forma de óxido. EARLES(2), constatou depósito de óxido quando a junta foi submetida a 100.000 ciclos de carga tangencial e supõe que seja óxido cromico (Cr_2O_3) e algum óxido de ferro formado da separação mecânica dos cristais de ferrita da liga do aço inoxidável usado na junta.

SPIERS e CULLIMORE(16), usando aço baixo carbono em junta parafusada, observaram a formação da oxidação e a evolução das fissuras na área contaminada. A Figura 1.6a mostra estas fissuras em conjunto na área oxidada. As Figuras 1.6b a 1.6ℓ , mostram as fissuras individualmente e sua propagação. As fissuras da Figura 1.6j, são devido à fadiga simplesmente.

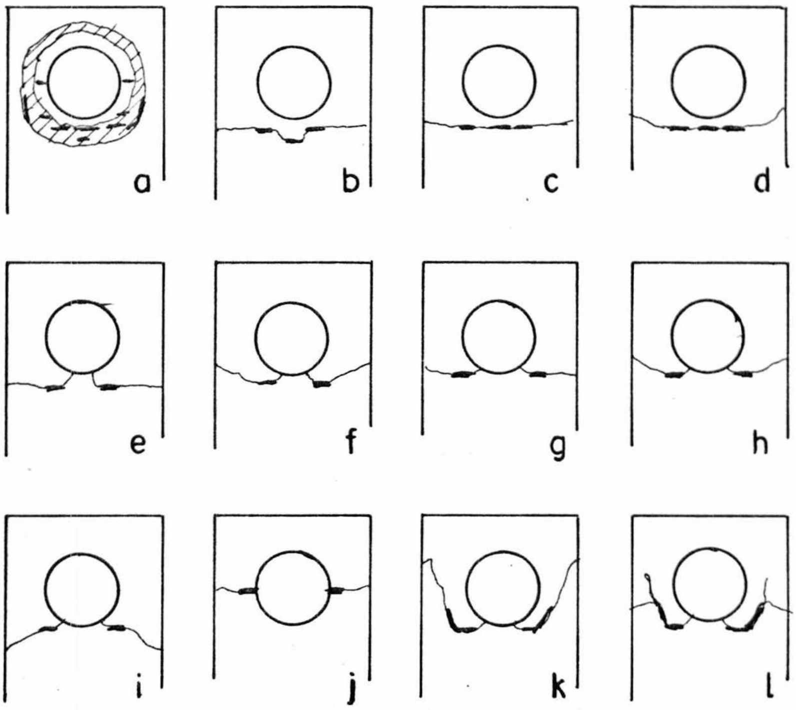


Fig. 1.6 - Classificação e origens das fissuras e oxidação.

BEARDS(13), preparou várias superfícies, revestimento com outros metais e com cementação, e verificou que as superfícies cementadas são mais convenientes considerando capacidade de amortecimento e resistência à oxidação.

Quando ocorre oxidação, perigosos efeitos são verificados:

- com a oxidação aparecem fissuras que levam a junta à falha por fadiga;
- diminuição da área de contato, reduzindo o coeficiente de atrito e a capacidade de transmitir cargas tangenciais;
- reduz a intensidade da pressão normal com inevitável aparecimento de folga entre as superfícies de contato.

A presença de óleo reduz a formação de junções (3), mas reduz também o amortecimento devido ao deslizamento. Algum amortecimento se origina do cizalhamento do filme de óleo e do bombeamento do óleo nas cavidades das superfícies. Mas estes efeitos ainda não foram pesquisados. A inclusão de óleo torna o amortecimento dependente da frequênciadda carga aplicada.

1.2.6 - Efeitos do Tamanho da Junta - Fator de Escala

Para o estudo da resposta vibratória de estruturas complexas, usam-se modelos com fator de escala dependente das condições disponíveis para o teste e também do custo de fabricação. Obtém-se grande quantidade de informações dos testes em modelos. Entretanto, a quantidade de amortecimento varia largamente com o fator de escala. Esta variação é em grande parte desprezada ou considerada linear.

HANKS(1), pesquisou tal variação usando quatro modelos construídos em faixa de escala variando de 1 a 20.

A variação do amortecimento total com o fator de escala é mostrado na Fig. 1.7 para dois valores de pressão normal. As curvas mostram que o amortecimento cresce com o decréscimo do fator de escala, resultando em valores substancialmente maiores para os modelos menores.

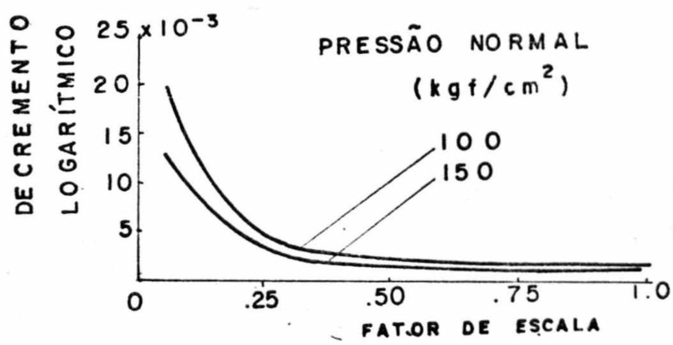


Fig. 1.7 - Variação do amortecimento total com o fator de escala.

Especial cuidado deve ser tomado quando se estimar a capacidade de amortecimento a partir de uma junta geometricamente semelhante.

C A P Í T U L O 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

B. R. HANKS[1] pesquisou o efeito da escala no amortecimento em juntas. Para tal, construiu quatro modelos geometricamente semelhantes, obedecendo aos seguintes fatores de escala:

$\alpha_1 = 1$; $\alpha_2 = 0{,}667$; $\alpha_3 = 0{,}333$; $\alpha_4 = 0{,}053$ (Fig.2.1a)

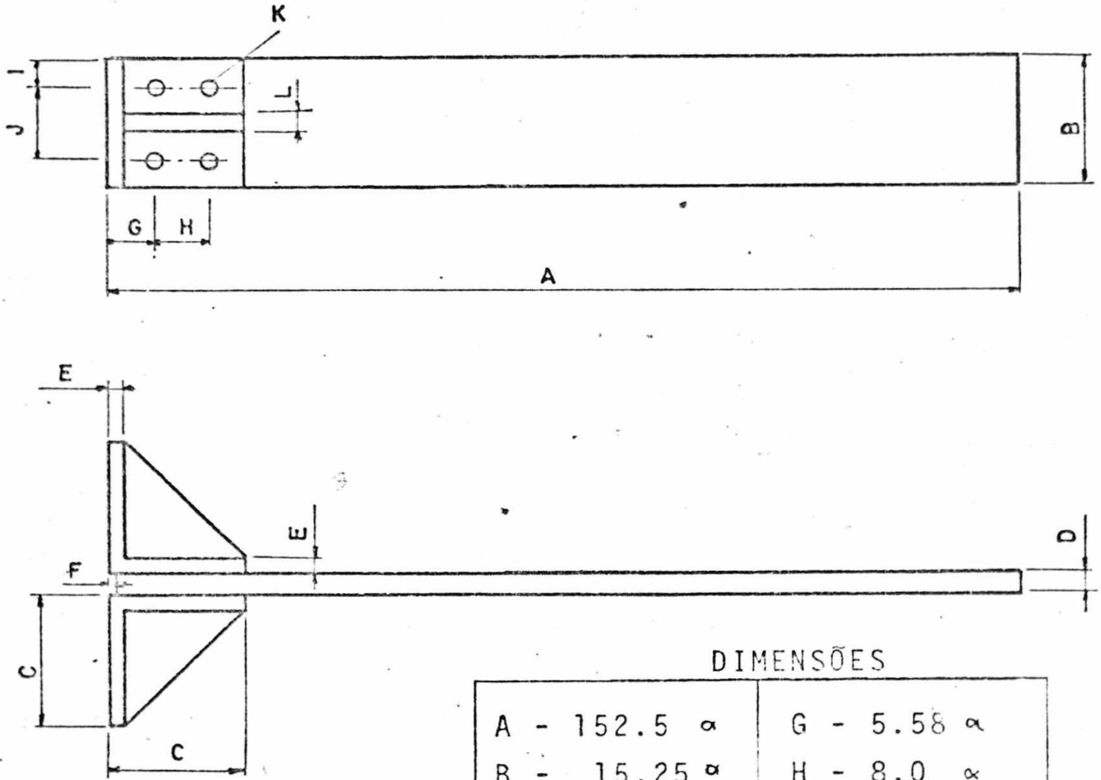
Tais modelos convenientemente testados permitiram formular as seguintes conclusões:

1. Para juntas secas:

   - o amortecimento cresce linearmente com o aumento da amplitude de vibração; figura 2-1b;
   - a pressão normal aumentando, diminui o amortecimento, não linearmente, até um valor constante nas altas pressões normais, Figura 2.1c ;
   - o amortecimento total cresce com o decréscimo do fator de escala. Daí os modelos menores tem amortecimento muito maior, veja Figura 1.7 .

2. Com inserção de elementos visco-elásticos:

   - com a lubrificação com óleo, o amortecimento aumenta consideravelmente, conservando a mesma dependência da pressão normal notada nas juntas secas e ainda tornou-se mais sensível às variações da amplitude de vibração, Figura 2.1d ;
   - interpondo-se às superfícies de contato, lâminas de material visco-elástico, não se notou significante diferença do emprego do óleo.



DIMENSÕES

A - 152.5 α	G - 5.58 α
B - 15.25 α	H - 8.0 α
C - 17.80 α	I - 4.3 α
D - 2.54 α	J - 6.7 α
E - 0.22 α	K - 2.88 α
F - 0.025 α	L - 0.16 α

α = 1.0 , 0.667 , 0.33 , 0.053

Fig. 2.1a : Modelo usado por Hanks (2).

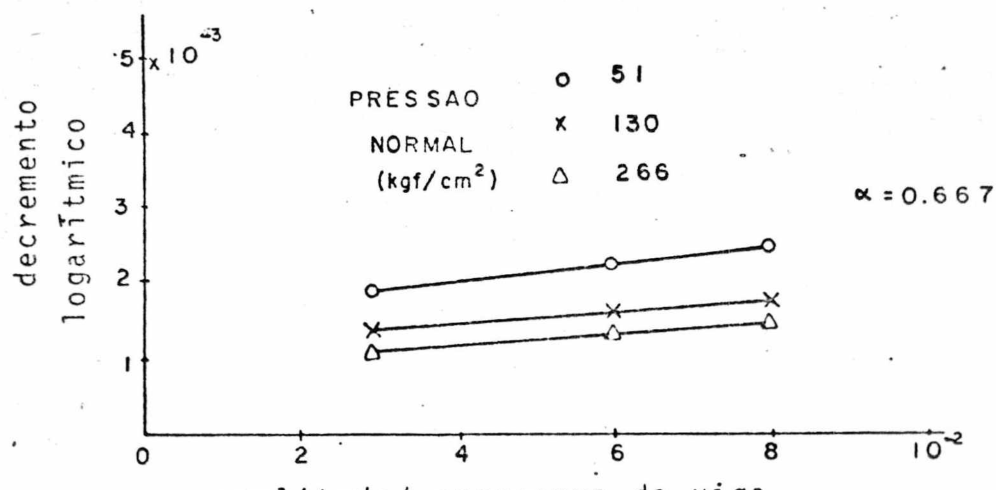


Fig . 2.1b : Variação do amortecimento com a amplitude de vibração.

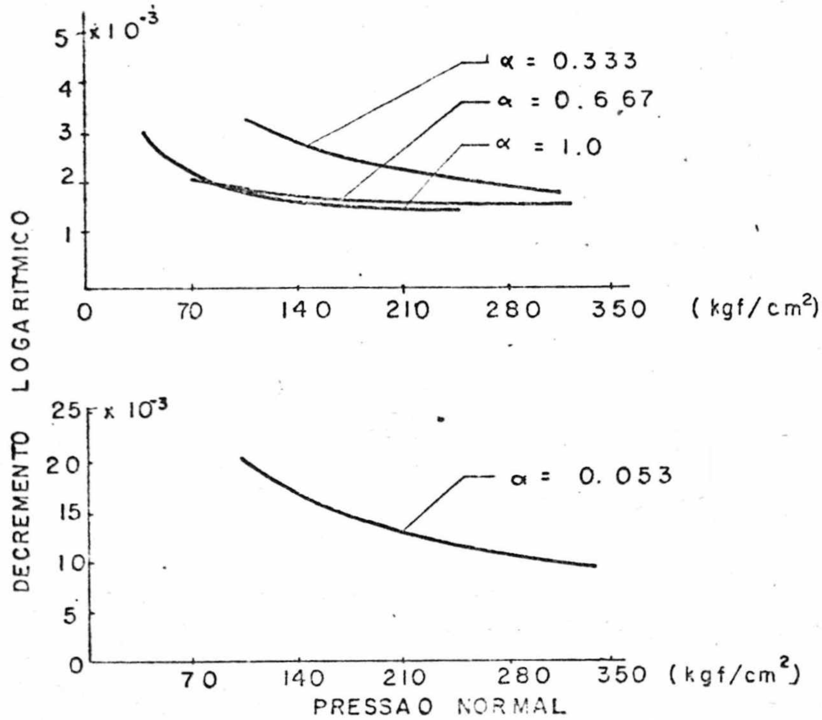


Fig. 2.1c : Variação do amortecimento com a pressão normal.

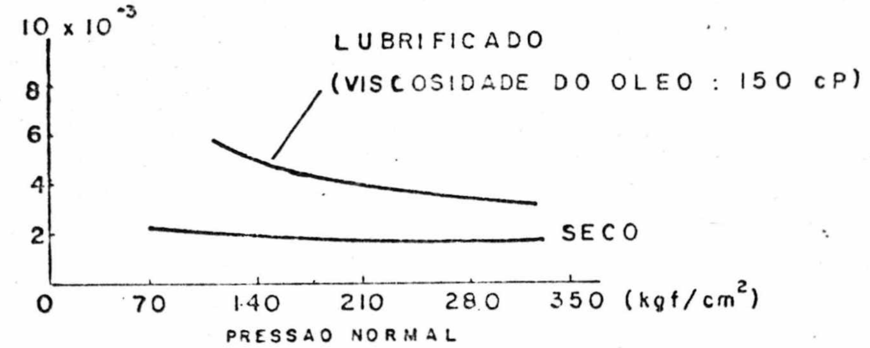


Fig. 2.1d : Variação do amortecimento com a pressão normal para juntas lubrificadas e secas, α = 0.667 .

EARLES e PHILPOT (2), para estudo da dissipação de energia em superfícies planas, usaram um modelo geometricamente semelhante ao usado nesta tese (figura 6.1) e aqui mostrado na Figura 2.2a .

No modelo matemático usado por Earles, o coeficiente de atrito foi assumido constante e a pressão normal foi suposta ser uniformemente distribuida. A primeira hipótese induz a discrepâncias nos resultados, visto ser o coeficiente de atrito um complexo processo no qual as forças de atrito são regidas por características físicas e químicas das superfícies. Quando as condições são favoráveis à formação de junções entre as asperezas, a força de atrito pode ser considerada como sendo formada por duas componentes:

a) componente de cizalhamento entre as superfícies necessária para romper as junções e iniciar o deslizamento;

b) com o movimento relativo entre as superfícies, surge a componente devida ao arrancamento e esmagamento entre as asperezas. Este arrancamento é mais notado quando um metal é macio em relação ao outro.

Earles se propõe, neste artigo, a analisar a influência do carregamento repetido sobre o amortecimento na junta. Para tal, usou uma máquina de fadiga para aplicar as forças tangenciais e em intervalos de tempo registrava os diversos valores medidos.

Percebeu então que nos primeiros 500 ciclos o coeficiente de atrito variava de 0,2 a 0,5 . Notou também que a força transmitida por atrito através das juntas não variava linearmente com a força tangencial aplicada, Figura 2.2b, onde também mostra a variação da energia dissipada com a força tangencial aplicada.

Para mostrar os efeitos da variação do coeficiente de atrito, apresenta as Figuras 2.2c e 2.2d, relacionando a força tangencial aplicada com a força transmitida por atrito e com a energia dissipada. Nestas figuras, Earles tornou as curvas independentes da força normal FN, dividindo a força de atrito por (4 x FN) e a energia dissipada por $|16 \times \ell \, (FN)^2|$, onde ℓ é

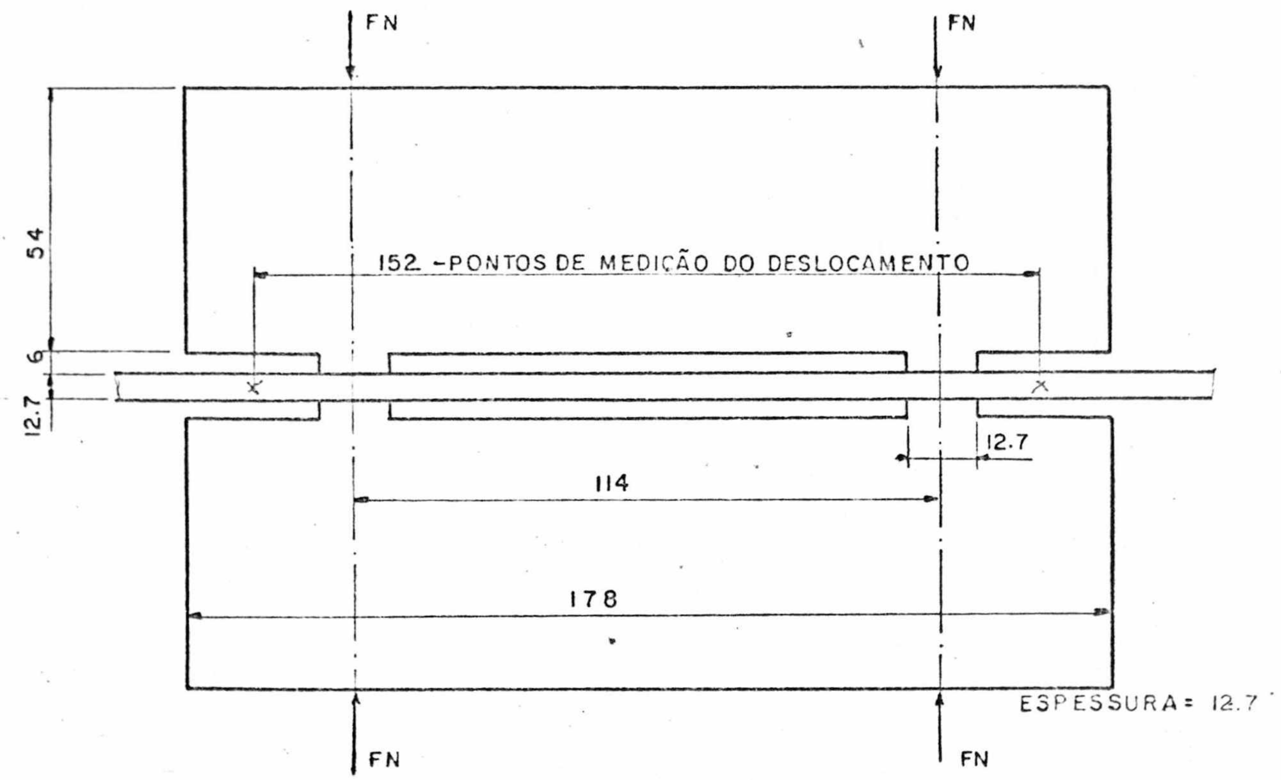


Fig. 2.2a - Modelo usado por Earles(2).

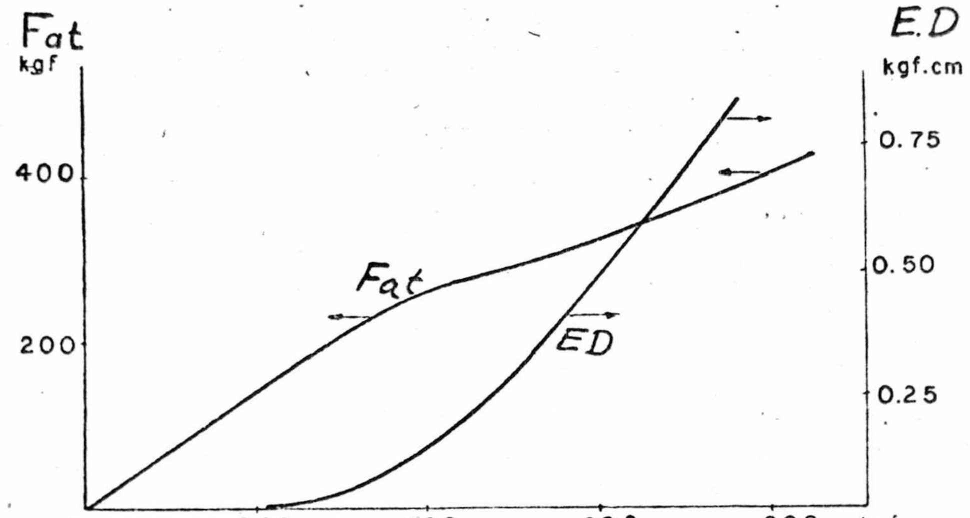


Fig. 2.2b - Variação da força transmitida por atrito e da energia dissipada com a força tangencial aplicada.

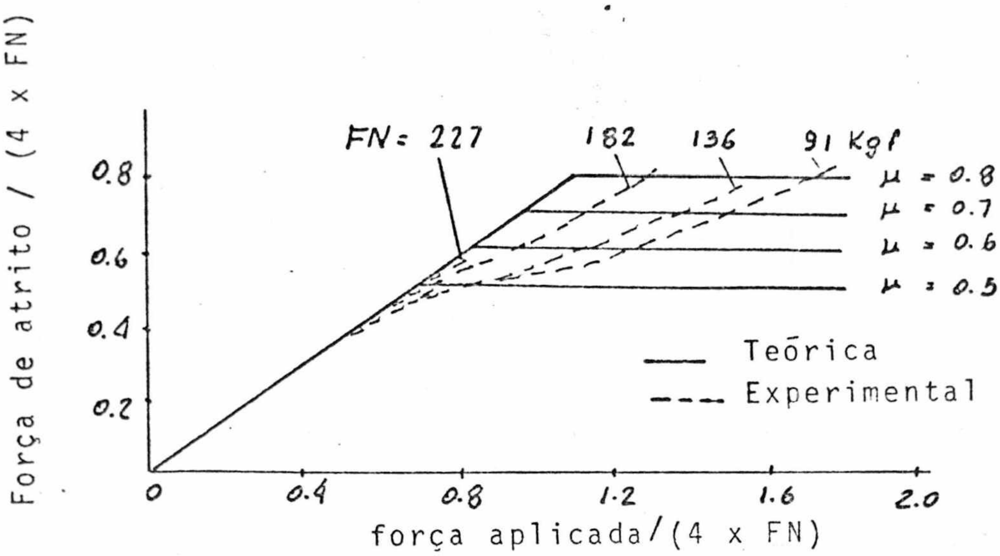


Fig. 2.2c - Variação da força transmitida por atrito com a força tangencial aplicada e comparação com a teoria.

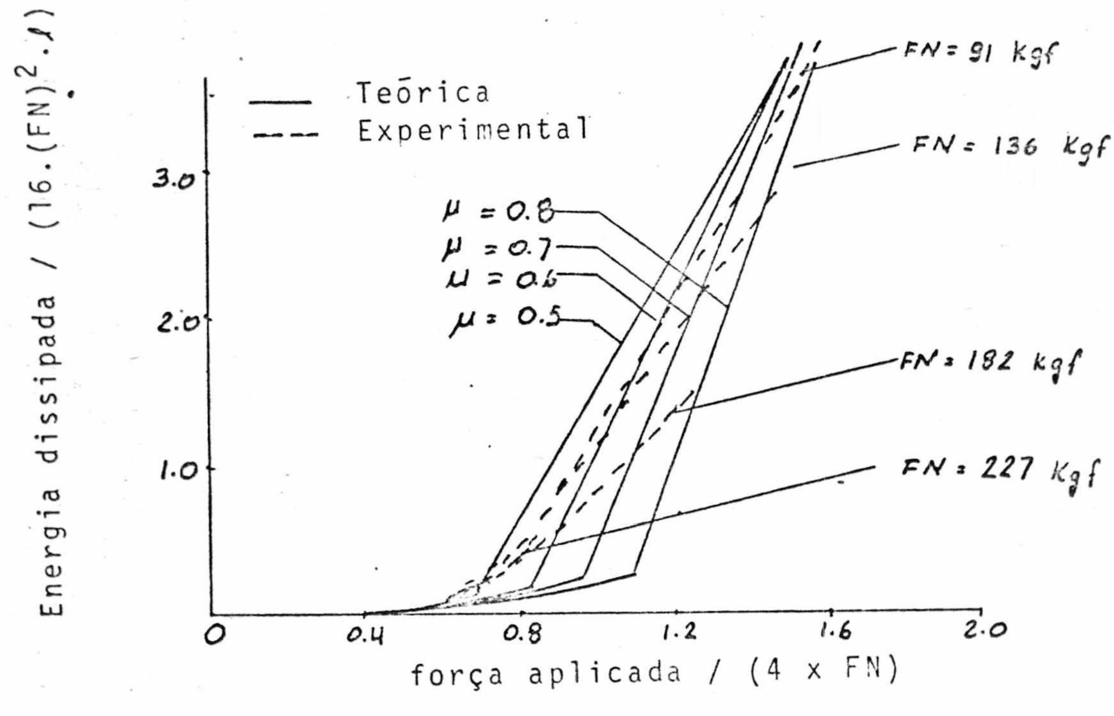


Fig. 2.2d - Variação da energia dissipada com a força tangencial aplicada (ℓ = comprimento do contato).

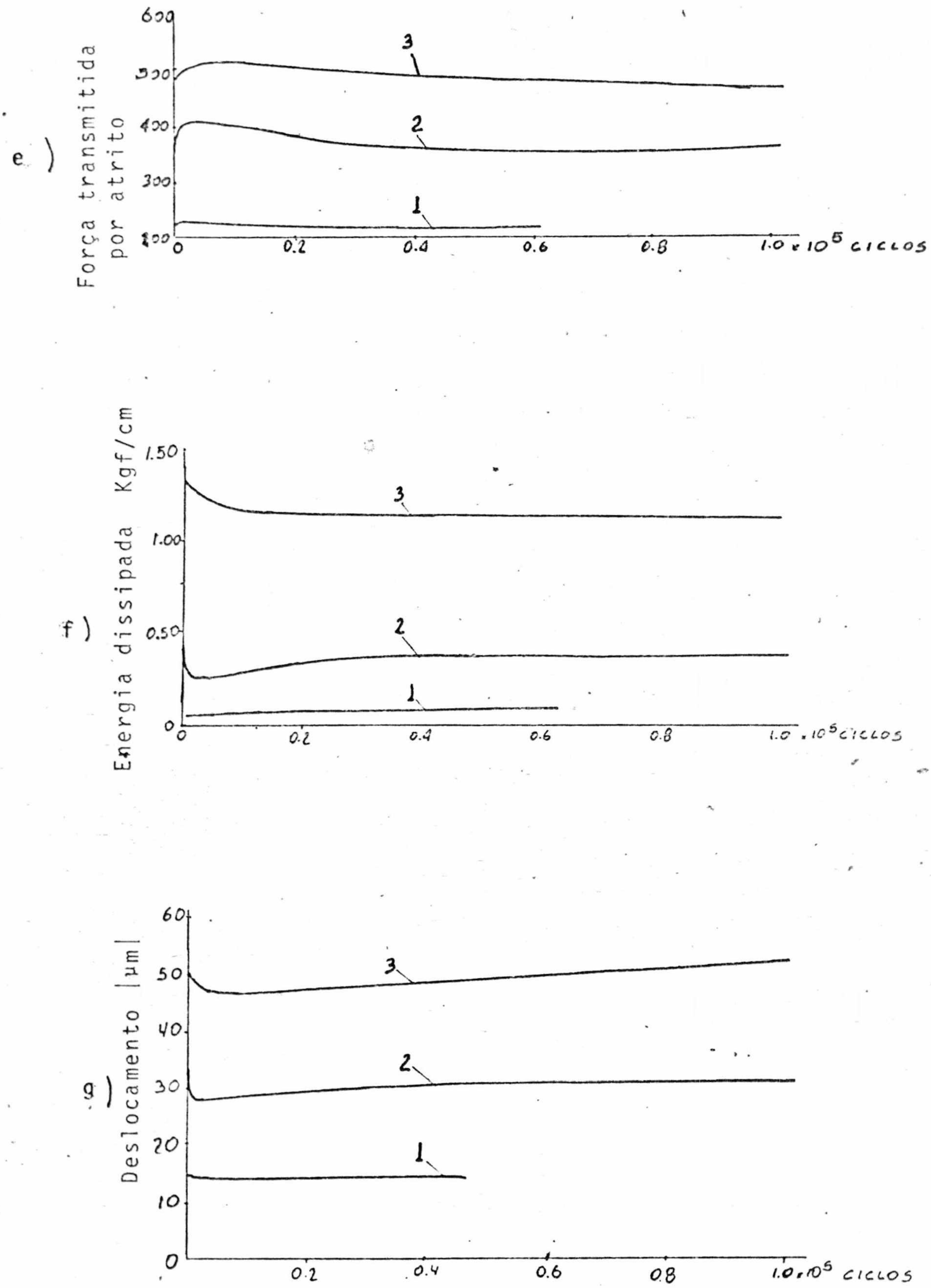


Fig. 2.2.e,f,g - Variação da forca transmitida por atrito, energia dissipada e deslocamentos com o número de ciclos de carga (Forças aplicadas: 1 - 865 Kgf ; 2 - 610 Kgf ; 3 - 320 Kgf).

o comprimento de contato.

As Figuras 2.2e, 2.2f e 2.2g , relacionam a força transmitida por atrito, energia dissipada e deslizamento relativo com o número de ciclos de carga tangencial.

Earles, em cada teste submeteu seu modelo a 100.000 ciclos de carga tangencial e pela posterior análise das superfícies procurou explicar as características das curvas obtidas, através da formação de junções entre as asperezas. Alternadamente ocorre formação e cizalhamento de junções, acarretando depósitos de material desintegrado ao redor das maiores asperezas. Os resíduos resultantes, óxidos e partículas do metal, atuam como um filme lubrificante inibindo a formação de novas junções e alterando o coeficiente de atrito.

A análise microscópica das superfícies, permitiu a Earles afirmar que nas asperezas mais solicitadas ocorrem as junções e com o movimento relativo o esmagamento entre asperezas contribui para aumentar o tamanho das junções. Assim, as junções se tornam resistentes e o cizalhamento então ocorrerá em um plano distinto daquele da junção. Isto justificaria as rupturas das asperezas segundo planos levemente inclinados em relação ao plano da junta.

Para pequenos deslocamentos, o coeficiente de atrito se mostra razoavelmente constante durante cada ciclo de carga tangencial e a energia dissipada torna-se invariável com o tempo. Isto foi mostrado por Earles acima de 2×10^6 ciclos.

ANDREW (3), considerando as vantagens de inserir amortecimento às estruturas, estudou e discutiu algumas de suas causas e sua exploração. Notou que em presença do amortecimento nas juntas, o amortecimentodevido ao ar e o amortecimento interno do material podem ser desprezados. Definiu o "fator de amplificação dinamica" como sendo a relação entre a amplitude do deslocamento e a força vibratória que causa tais deslocamentos, na condição de ressonancia e em baixas frequencias ou em condições estáticas.

Complementa ainda, que para o ferro fundido este fator tem seu valor compreendido entre 100 a 150, para o aço entre

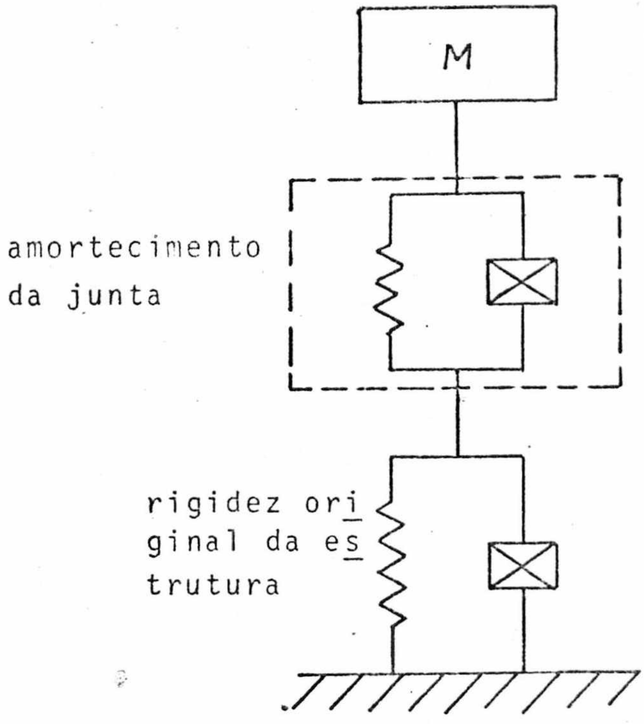


Fig. 2.3a - Modelo sugerido por ANDREW(3).

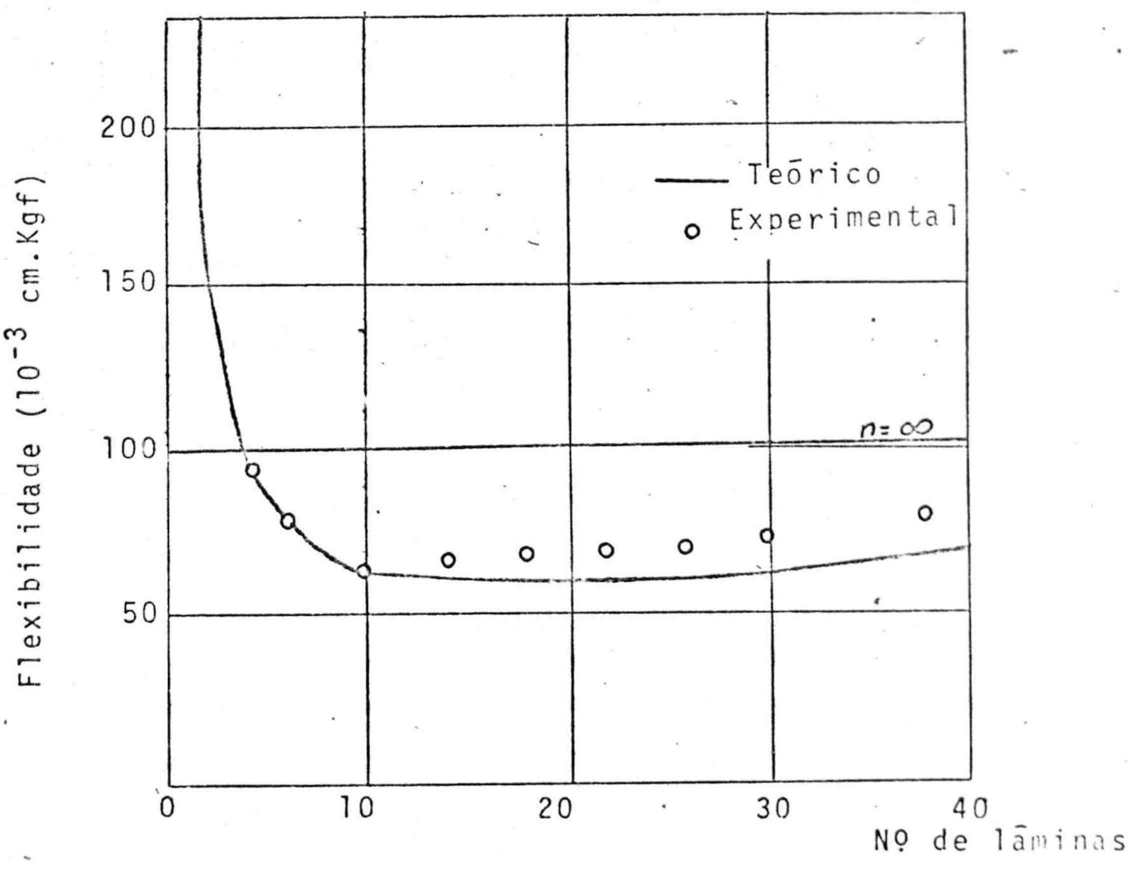


Fig. 2.3b - Variação da rigidez com o número de lâminas inseridas em série na junta.

200 a 300 . Porém, em estrutura similar com juntas inseridas, tal fator seria reduzido para 10 a 30. Isto mostra a grande capacidade de amortecimento disponível nas juntas. Com a transferência de energia de um modo de armazenamento para outro (por exemplo, de energia cinética para energia de deformação), desenvolvem-se nas superfícies de contato deformações plásticas e deslizamento relativo entre as partes, dissipando energia, contribuindo para melhorar o comportamento da estrutura.

Andrew separa o amortecimento devido às cargas normais, chamando de amortecimento ao esmagamento, daquele devido às cargas tangenciais, chamando de amortecimento ao deslizamento.

Se houver presença de óleo, o amortecimento será aumentado, visto que as cavidades entre asperezas funcionarão como reservatórios e na aplicação das cargas normais e/ou tangenciais ocorrerá transferência de fluido de uma cavidade para outra com grande restrição. Com a adição de óleo a quantidade de amortecimento se torna dependente da frequência de aplicação de carga, o que atenua a resposta em frequência da estrutura.

Andrew também alerta que a oxidação das superfícies reduz a quantidade de amortecimento, além de comprometer a vida da junta.

Para pesquisar o efeito de uma junta nas características de uma estrutura, idealizou o esquema da Figura 2.3a , onde a rigidez original da junta é colocada em paralelo ou em série com a rigidez original da estrutura. A fonte de amortecimento foi conseguida por lâminas de polímero de alto amortecimento. A Figura 2.3b, mostra a variação da flexibilidade para diversos números de lâminas. Para este modelo, pode-se buscar um número ótimo de lâminas, para maior amortecimento. Porém, o próprio pesquisador percebe que a estimativa do efeito de uma junta com amortecimento conhecido em uma estrutura de máquina ferramenta é muito mais complexa que no modelo apresentado.

Andrew adverte que juntas transmitindo forças tangenciais tem a desvantagem da diminuição das características de amortecimento com o decurso do tempo, a não ser que sejam reapertadas ou reformadas. Recomenda o uso de juntas transmitindo for ças normais, lubrificadas com óleo de alta viscosidade e tendo grande área de contato, salientando que se for preciso, instalar alimentação de óleo. O óleo torna a quantidade de amortecimento dependente da frequência ao passo que o amortecimento por deslizamento é independente, não fornecendo assim sensível melhora nas proximidades da ressonância.

Para demonstrar os efeitos da lubrificação, uma fresadora foi desmontada e suas guias e juntas do cabeçote desengraxadas. Um teste de vibrações foi feito determinando a resposta em frequência da máquina. Lubrificando normalmente a máquina, um novo teste foi feito e acusou uma melhora de 50%.

Recomenda então, o uso de materiais de alta viscosidade nas interfaces das juntas, quando se desejar grande capacidade de amortecimento.

METHERELL e DILLER[6], desenvolveram equações para as relações: carga-deflexão, dissipação de energia por ciclo de carga e valor instantâneo de dissipação de energia. Para tal, idealizaram o modelo de junta sobreposta, mostrado na Figura 2.4a.

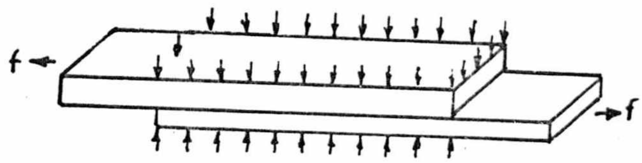


Fig. 2.4a - Modelo idealizado por Metherrell.

Consideraram distribuição uniforme da pressão normal e as equações desenvolvidas para estado estável de carregamento cíclico, levando em conta que as equações da relação carga-deflexão e do valor instantâneo da energia dissipada e levando em conta a forma do carregamento aplicado. Metherrell desprezou o momento resultante do não-alinhamento das forças tangenciais, os efeitos de extremidade, admitindo distribuição uniforme das tensões cizalhantes, e as cargas consideradas não são suficientes para causar deslizamento total na interface.

Depois das equações desenvolvidas considerou carregamento senoidal e triangular. A Figura 2.4b, mostra a forma da força aplicada e a forma do fator de energia dissipada correspondente a cada uma das cargas. A Figura 2.4b, mostra também, em linhas tracejadas, o fator de energia dissipada para um sistema levemente amortecido, excitado com frequência menor que a frequência de ressonância, onde se pode considerar que a força e deslocamento estão em fase. Este seria o sistema linear equivalente.

Conforme Metherrell, o conhecimento do fenômeno do deslizamento entre superfícies permite avaliar as limitações dos métodos de análise da vibração linear.

Através das equações desenvolvidas por Metherrell mostra-se que :

a) cada fase no ciclo de carregamento apresenta uma inclinação na curva carga-deflexão.

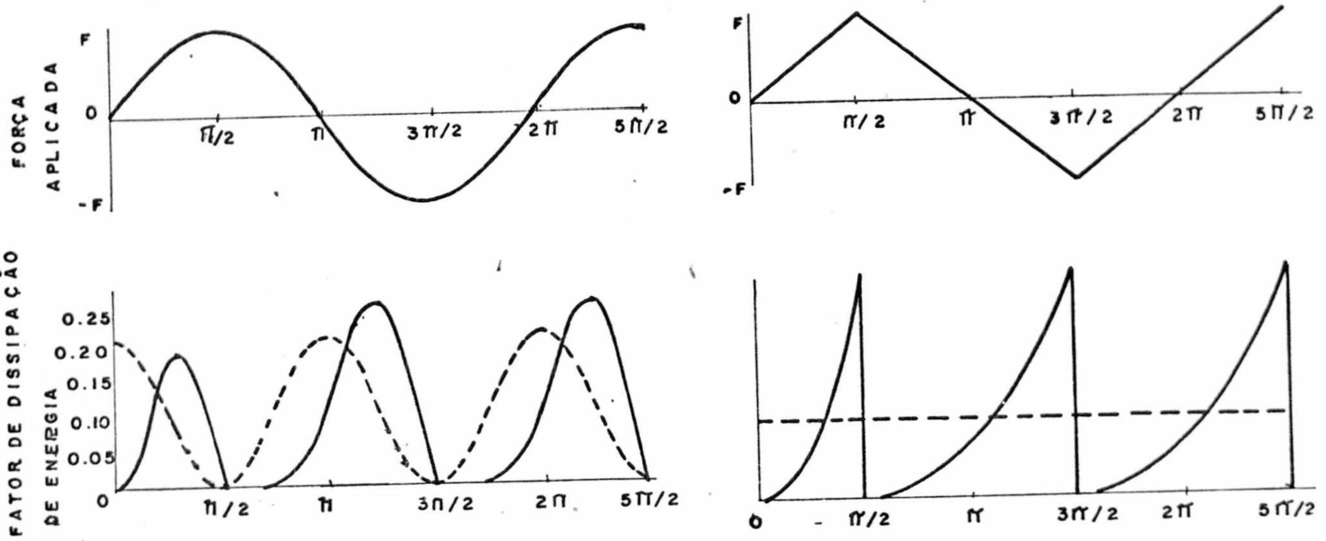


Fig. 2.4b - Valores instantâneos da energia dissipada para carregamento senoidal e triangular.
- - - sistema linear equivalente

b) nestas curvas, a inclinação no começo das fases de carregamento são iguais para os diversos ciclos , indicando que no início do ciclo a rigidez da junta é sempre igual. Esta inclinação é alterada quando começa o deslizamento nas extremidades solicitadas tangencialmente da junta.

c) As relações carga-deflexão apresentam efeito de mola macia quando a amplitude de carga cresce, como indicado pelas inclinações das diagonais dos laços de histereses mostrados na Figura 2.4c . Isto é devido ao efeito de relaxação das juntas causado pelo deslizamento relativo nas superfícies.

A análise da energia dissipada total em um ciclo de carga completo mostra que:

d) a energia dissipada por ciclo é proporcional ao cubo da amplitude de carga e independente da carga média.

e) a dissipação de energia é independente da velocidade de carregamento.

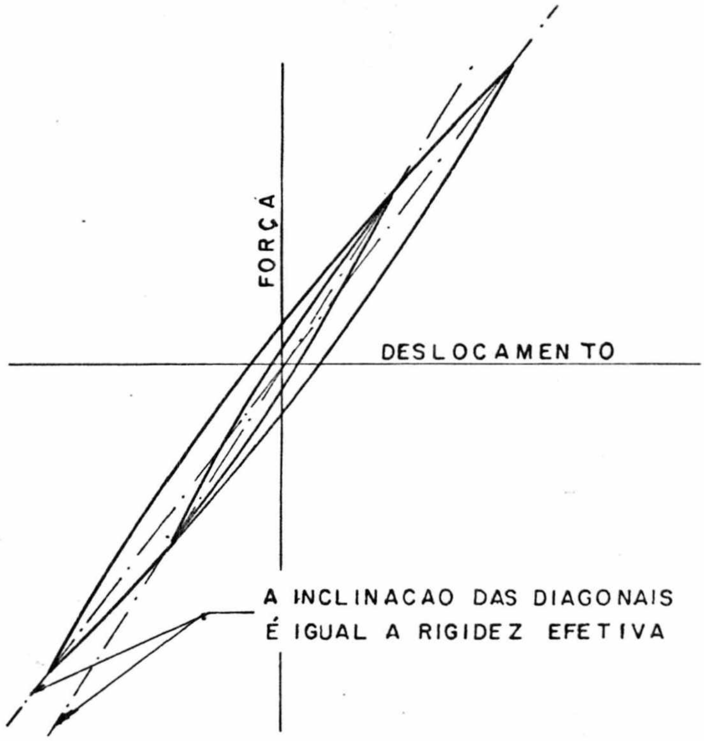


Fig. 2.4c - Amplitude das cargas tangenciais afetando a rigidez efetiva.

A Figura 2.4b, mostra que o valor de dissipação de energia em cada instante durante o ciclo de carga é consideravelmente diferente do que no sistema linear (linha tracejada). A principal vantagem das relações de dissipação de energia é que cresce de zero no começo do ciclo, resultando em maior quantidade de dissipação nas proximidades do fim da fase de carregamento. Metherrell concluiu então que as técnicas lineares podem representar bem uma estrutura em condições de estado estável de vibrações e são inadequadas para descrever o sistema ponto por ponto em um ciclo ou em estados transientes.

BEARDS[13], pesquisou os efeitos da preparação de superfícies na capacidade de amortecimento e na resistência à oxidação. Para tal, usou o modelo mostrado na Figura 2.5a, onde o flange A rigidamente preso à viga e pressionado pelos blocos B, fornecem dois pares de superfícies de contato, cada um com área de 25 x 12 mm.

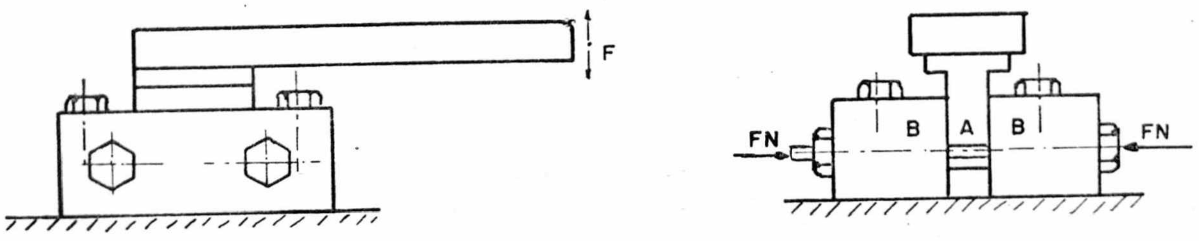


Fig. 2.5a - Modelo usado por Beards.

Beards, usou seis tratamentos de superfícies:

1) retificado médio
2) como 1, mais jato pequenas esferas de aço
3) como 1, mais jato de areia
4) como 2, mais pulverização com liga de molibidênio
5) como 2, mais pulverização com liga de níquel-alumínio
6) como 1, mais cementação a 0.12 mm

A viga do modelo foi excitada por dispositivo magnético a 135 Hz, correspondendo a primeira frequência natural da viga. A amplitude de vibração no topo da viga foi ajustada em 0,78 mm, correspondendo a uma força de 204 Kgf.

A cada ensaio as superfícies foram limpas com tetracloreto de carbono e secas. A junta foi montada e submetida a 250.000 ciclos de carga. Após isto, a pressão normal foi ajustada e então aplicados 1.5 x 10^6 ciclos. Então a junta foi desfeita e as superfícies examinadas e fotografadas.

A Figura 2.5b, mostra as curvas da energia dissipada em função do coeficiente de atrito. Beards tentou encontrar uma pressão normal ótima, a qual daria a máxima dissipação de energia. Porém, quando a pressão normal ótima variava em 50%, a energia dissipada era 60-70% da máxima, o que indica que a pressão normal não é um parâmetro de grande influência no amortecimento.

A Figura 2.5b, também mostra a relação quase linear da amplitude de deslizamento em função da carga normal.

Quanto à oxidação, as observações foram feitas:

<u>Superfície 1</u> - Depois do teste, todos os sinais de usinagem foram destruídos. A formação de óxido de ferro foi abundante e sobre toda a superfície. A direção de usinagem não teve efeito sobre a quantidade de energia dissipada.

<u>Superfície 2</u> - Houve formação de óxido, mas com conservação das marcas originais do jateamento de esferas.

<u>Superfície 3</u> - Similar à superfície 2, mas com maiores depressões e maior formação de óxido.

<u>Superfície 4</u> - A superfície se apresenta muito rugosa, com aspecto globular devido ao fato do material estar fundido quando depositado sobre o metal base. Depois do teste, uma espessa camada de óxido verde/negro e metal pulverizado cobrem a área de contato, dando uma aparência lisa. Houve dificuldade em obter condições estáveis para efetuar o teste; a camada de óxido parece essencial para a estabilidade da junta, talvez agindo como lubrificante. Quando esta camada foi removida, notou-se insignificantes danos nas superfícies de contato.

<u>Superfície 5</u> - Os resultados são muito similares aos da superfície 4.

Superfície 6 - Depois do teste, as marcas de usinagem são ainda visíveis. Pequena quantidade de óxido avermelhado foi produzida. A área real de contato foi muito pequena, somente uns poucos por cento da área total, devido à superfícies endurecidas.

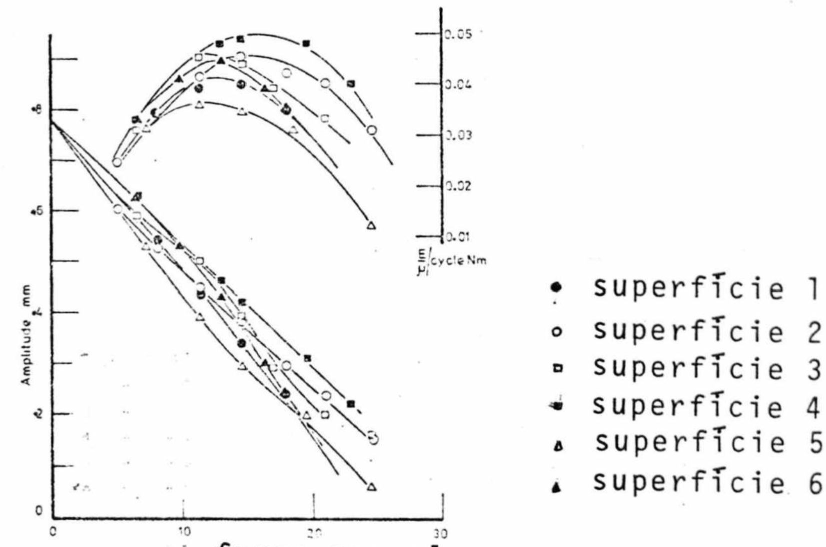


Fig. 2.5a - Deslizamento e energia dissipada em função da pressão normal.

Como conclusão principal, Beards compara as diversas superfícies e aconselha o uso da cementação por ser mais resistente à oxidação e facilidade de obtenção.

CAPÍTULO 3

3 - 1 INTRODUÇÃO

Para melhor aproximação entre as hipóteses teóricas e as condições reais, empregar-se-á nesta tese métodos que possibilitam determinar como as forças aplicadas nas peças formadoras da junta se distribuem ao longo das superfícies de contato.

Para simular as características de rigidez normal e tangencial do contato, buscou-se na bibliografia (19) vários métodos e conforme pesquisas feitas (9) o método da mola, descrito nos capítulos 4 e 5, apresenta boa correlação com os resultados experimentais, aliado com grande simplicidade. Este método simula as características não lineares do contato através de iterações e em cada iteração pode-se considerar comportamento linear das superfícies. Isto reduz bastante a manipulação numérica não afetando a validade da simulação.

Torna-se necessário então, determinar qual a forma do fluxo de forças através das peças formadoras da junta, pois as forças são aplicadas em pontos distantes da região de contato e as peças tem rigidez finita, o que influencia grandemente a distribuição da pressão normal no contato.

3 - 2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS E PROGRAMA USADO

Usou-se o método dos elementos finitos, que permite a análise de deformação e tensões em estruturas de qualquer forma.

Devido as possibilidades e recursos, foi usado o Programa Analizador de Sistemas Estruturais, PROASE (11) disponível no Centro Tecnologico da UFSC. Este programa em fase de elaboração, possui formulação teórica para elementos finitos binodais, trinodais e tetranodais.

Pesquisou-se vários tipos de elementos (28) e dos resultados numéricos, percebeu-se que os elementos finitos tetranodais mais próximos da forma quadrada forneciam melhor precisão de solução. Também se concluiu que os modelos divididos em um único tipo de elementos finito tinha solução mais precisa do que aqueles com 2 tipos de elemento , por exemplo, trinodais e tetranodais. Isto acarreta alguns transtornos na mudança da rede de elementos finitos, pois em certas regiões do modelo é necessário uma rede mais fina para maior acuidade numérica da solução. A Figura 3.1a mostra uma variação da malha quadrinodal usando elementos trinodais. Esta mistura de elementos torna o método mais versátil em modelos de forma não regulares em prejuízo da precisão da solução.

Pesquisou-se também a variação das formas dos elementos tetranodais e notou-se que, enquanto a relação entre os lados maior e menor do quadrilátero não ultrapasse o valor 2, a precisão da solução mantinha-se satisfatória. Esta opção é exemplificada na Figura 3.1b.

Com estas informações adotou-se a formulação da membrana quadrilátera disponível no PROASE, pois esta atendia as necessidades do modelo.

Para as molas simuladoras do contato, o programa possibi

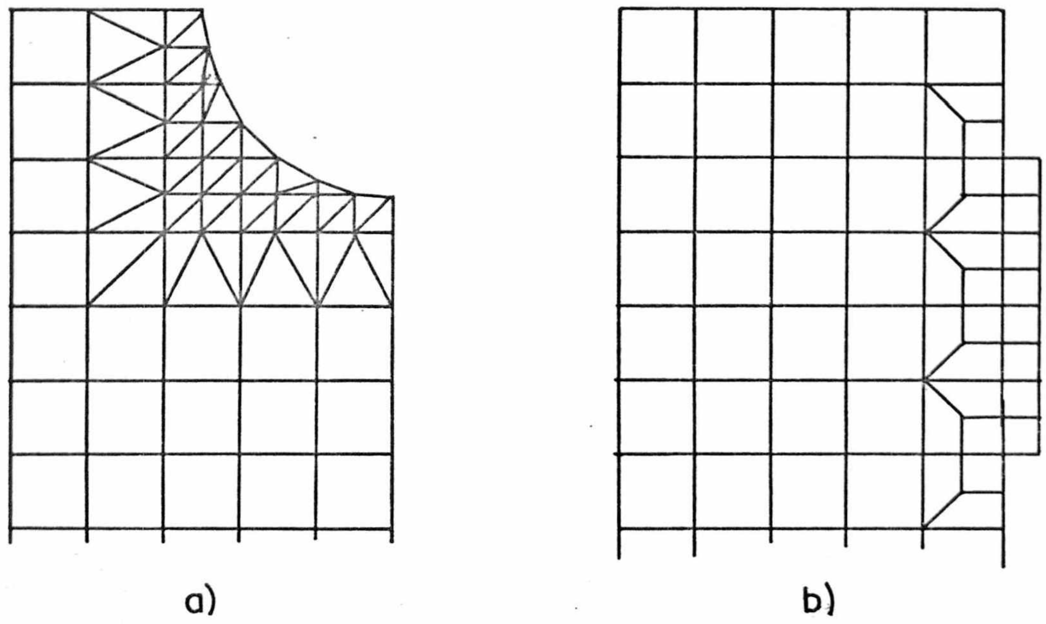


Fig. 3.1 - Mudança da malha usando a) elementos tri nodais e b) elementos tetranodais.

lita especificar diretamente os elementos da matriz de rigidez da viga reta equivalente à mola.

No Anexo 1 estão apresentadas a formulação teórica da membrana quadrilátera adotada e a matriz de rigidez da viga reta.

Para a entrada de dados no PROASE foram seguidas as instruções do Manual do Usuário (12)

Como característica importante do PROASE, destaca-se o conjunto de verificação de precisão numérica através de :

a) comparação da energia de deformação com o trabalho externo;

b) comparação da energia total das forças aplicadas com o trabalho externo;

c) equilíbrio individual de cada nó.

Em paralelo com esta verificações, o PROASE executa um processo iterativo para aprimoramento da solução até que o erro numérico (por truncamento ou arredondamento) se situe em nível pré- estabelecido.

3 - 3 CONCLUSÃO

Dos resultados numéricos obtidos de modelos simples fez-se comparação com os resultados dos métodos clássicos de cálculo e a proximidade destes aliada a relativa facilidade de entrada de dados, confirmam a escolha do PROASE para obtenção da distribuição de pressão normal no modelo de junta analisado.

C A P Í T U L O 4

FORMULAÇÃO TEÓRICA DO COMPORTAMENTO DE SUPERFÍCIES USINADAS EM CONTATO.

Neste capítulo será apresentado uma formulação teórica capaz de estabelecer um conjunto de equações que definam o comportamento de duas superfícies usinadas submetidas à pressão normal e forças tangenciais.

Nos estudos sobre rigidez de juntas, vários pesquisadores contribuiram para a formação dos conjuntos de fórmulas e de coeficientes que relacionam as deflexões com as cargas aplicadas, para vários graus de acabamento e pares de materiais em diversos modelos.

Para a determinação da distribuição da pressão, aproximação das superfícies, rigidez e amortecimento da junta, os parâmetros envolvidos (acabamento superficial, dureza, área real de contato, geometria da junta, rigidez dos elementos) , possuem complexa interdependencia. Devido a isto, a solução precisa ser por métodos iterativos.

4.1 - FLEXIBILIDADE NORMAL DE SUPERFÍCIES USINADAS

Quando duas superfícies usinadas são postas em contato, a aproximação entre elas será função da pressão normal aplicada. Para estabelecer as relações entre pressão normal/aproximação, vários modelos foram propostos, originando diferentes equações, cada uma válida para faixas de variação da pressão de contato e para alguns pares de materiais.

Para qualquer modelo, a área real de contato é função da carga aplicada e dependente da distribuição das alturas das asperezas. Pode-se escrever para a força normal:

$$W = K A_R \tag{4-1}$$

onde K é um fator de proporcionalidade com dimensões de pressão e A_R é a área real de contato.

Supondo que existam N pontos de contato e cada ponto possua A_i de área de contato, a área real total pode ser escrita como:

$$A_R = N A_i$$

Supondo que A_a é a área aparente de contato, n é o número de pontos por unidade de área, $\phi(x)$ é a probabilidade que um contato é feito na deflexão λ , o número de pontos em contato será:

$$N = n A_a \int_0^{\lambda} \phi(x)\, dx$$

BELL e DOLBEY (15) recomendam que a distribuição dos pontos de contato seja da forma:

$$\phi(x) = b\, x^{\frac{1-m}{m}}$$

Então a força normal pode ser escrita como

$$W = K.A_i.n.A_a \int_0^{\lambda} \phi(x)\, dx$$

ou

$$W = K A_i\, n\, A_a\, b\, m\, \lambda^{1/m} \tag{4-2}$$

Chamando

$$K A_i\, n = a$$

a pressão normal é dada por:

$$p_n = \frac{W}{A_a} = a\, b\, m\, \lambda^{1/m} = C\, \lambda^{1/m}$$

ou

$$\lambda = C\, p_n^m \tag{4-3}$$

onde λ é a deflexão normal em microns, p_n é a pressão normal em Kgf/cm^2 e C e m são constantes para um determinado par de materiais e acabamento superficial.

A equação (4-3) tem sido usada por diversos pesquisadores e para as variações de pressão de contato e acabamento superficial usados em juntas de máquinas ferramentas, é a que fornece os melhores resultados.

Quando as cargas aplicadas não excedem o limite elástico, a equação (4-3) somente oferecerá repetibilidade depois do primeiro ciclo de carga.

Se uma pressão inicial p_o é aplicada, a equação (4-3) é modificada para

$$\lambda = C\left[(p_o + p)^m - p_o^m\right] \qquad (4\text{-}4)$$

que indica aumento de rigidez com a aplicação de pressão inicial.

Na determinação de C e m, usaram-se pequenos modelos, de tal modo que a não planicidade pode ser desprezada, e assumindo-se assim contato univorme em toda superfície. Como citado na referência (9), OSTROVSKII e DOLBEY usaram áreas de contato de 76 x 76 mm e 25 x 25 mm, respectivamente. DOLBEY testou para pressão máxima de 5 Kgf/cm^2 e calculou os coeficientes C e m a partir das deflexões medidas em 2.15 e 4.30 kgf/cm^2 usando as fórmulas:

$$m = \frac{\log \dfrac{\lambda 4.30}{\lambda 2.15}}{\dfrac{4.30}{2.15}} \qquad \text{e} \qquad C = \frac{\lambda 4.30}{(4.30)^m}$$

OSTROVSKII testou pressões maiores (acima de 30 kgf/cm^2) e os coeficientes C e m foram determinados por análise das curvas de deformação de contato, ajustadas pelo método dos mínimos quadrados.

A Tabela 4.1, transcrita na referência (9), fornece os valores de C e m para ferro fundido e aço. Recomenda-se usar a Tabela 4.1 para pressões menores que 50 kgf/cm^2

TABELA 4.1

PAR DE MATERIAIS EM CONTATO

	C	µm
FoFo rasqueteado/FoFo rasqueteado h = 3 a 5 µm z = 3 a 4 picos/cm^2	0,3	0,5
FoFo rasqueteado/FoFo rasqueteado h = 6 a 8 µm z = 3 a 4 picos/cm^2	0,5	0,5
FoFo rasqueteado/FoFo rasqueteado h = 6 a 8 µm z = 2,5 a 3 picos/cm^2	0,8-1,0	0,5
FoFo rasqueteado/FoFo rasqueteado h = 6 a 8 µm z = 2 picos/cm^2	1,3-1,5	0,5
FoFo rasqueteado/FoFo rasqueteado h =15 a 20 µm z = 1 pico/cm^2	1,5-2,0	0,5
FoFo rasqueteado h = 6 a 8 µm , z = 2,5 a 3 picos/cm^2/FoFo retificado h = 1 µm (CLA)	0,8-1,0	0,4
FoFo retificado/FoFo retificado h = 1 µm	0,6-0,7	0,5
FoFo plainado fino/FoFo plainado fino	0,6	0,5

OBS.: Para outros materiais, o valor de C varia inversamente proporcional ao módulo de elasticidade.

4.2 - FLEXIBILIDADE TANGENCIAL DE SUPERFÍCIES USINADAS

A aplicação de cargas normais, faz com que as juntas adquiram um certo valor para a flexibilidade tangencial.

Quando estas juntas são solicitadas tangencialmente e esta carga é gradualmente crescente, ocorrerão primeiramente deformações elásticas, deformações plásticas e em seguida deslizamento entre as superfícies de contato da junta. Em geral, as faixas das deformações elásticas e plásticas na direção tangencial são similares às deformações normais.

Pesquisando a flexibilidade tangencial de superfícies planas, KIRSANOVA (10) usou modelos de ferro fundido com 225 cm^2 de área de contato. Uma superfície foi retificada e outra rasqueteada.

Na Figura 4.1a, as linhas contínuas mostram os deslocamentos tangenciais de superfícies secas e as linhas tracejadas para superfícies lubrificadas, ambas com cinco minutos de contato fixo. Na Figura 4.1b, com superfícies secas, as linhas contínuas representam 24 horas de contato fixo e as linhas traço-ponto 25 minutos.

Foi notado que para cargas repetidas, as quais não excedem o nível do primeiro ciclo de carga, os deslocamentos foram sempre elásticos. Dos experimentos, KIRSANOVA(10) notou que a força tangencial para o limite de deformações elásticas correspondia à metade da força de atrito estático. Para este limite elástico a seguinte equação é válida,

$$\mu y = \frac{psy}{pn} \qquad (4\text{-}5)$$

onde psy é a tensão tangencial limite para deformações elásticas e pn é a pressão normal.

Os valores de μy da equação (4-5), foram determinados experimentalmente para pressões normais entre 1 e 15 kgf/cm^2 e dos resultados, μy se mostrou independente da pressão normal e aproximadamente metade do valor do coeficiente de atrito estático.

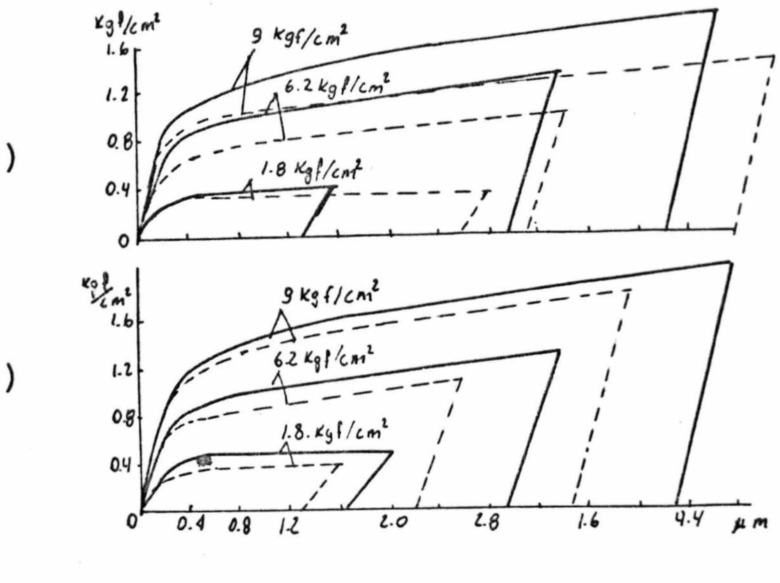


Fig. 4.1 - Deformações tangenciais em superfícies de ferro fundido (10).

Os deslocamentos e pressões tangenciais podem ser linearmente relacionados pela fórmula

$$\lambda_s = K_s . p_s \qquad (4\text{-}6)$$

A Figura 4.2, mostra K_s em função da pressão normal e do acabamento superficial, e mostra também que acabamentos mais finos aumentam a rigidez tangencial.

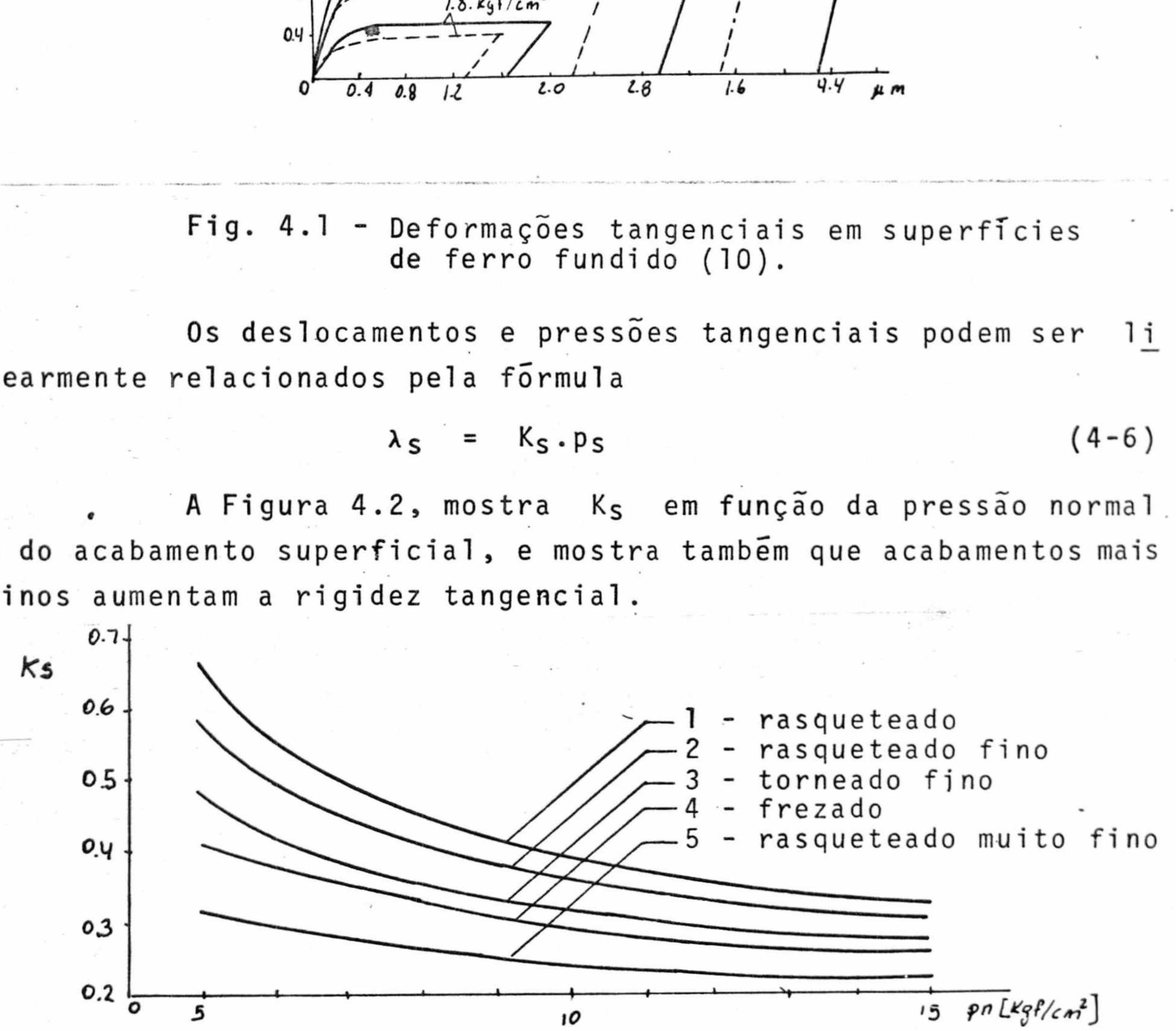


Fig. 4.2 - Valores experimentais da flexibilidade tangencial em superfícies de ferro fundido (10)

BACK (9), das curvas da Figura 4.2 relacionou a flexibilidade tangencial K_s com a pressão normal, de acordo com a equação abaixo:

$$K_s = \frac{R}{{p_n}^S} \qquad (4\text{-}7)$$

onde R e S são constantes dependentes do par de materiais e acabamento superficial e são apresentados na Tabela 4.2 .

Da relação entre deflexão e pressão normal, equação (4-3), sabe-se que o valor de C varia com o par de materiais e acabamento superficial e m tem seu valor compreendido entre 0.4 e 0.6, usando-se normalmente 0.5 . A variação de S é aproximadamente igual a de m e também é tomado igual a 0.5 .

Testando os valores de R extrapolados das curvas de Kirsanova, BACK(9) notou que das superfícies rasqueteadas normais para as rasqueteadas muito finas (terceira e primeira linhas da Tabela 4.2, respectivamente) o valor de R varia da ordem de 3, e também que as flexibilidades normal e tangencial tem relação constante e independente do acabamento superficial.

A relação entre a rigidez normal e tangencial das superfícies pode ser escrita como (9):

$$\frac{\dfrac{dp_n}{d\lambda_n}}{\dfrac{dp_s}{d\lambda_n}} = \frac{R}{C.m}\, p_n^{(1-m-S)} \tag{4-8}$$

Admitindo $m = S = 0,5$, a equação (4-8) se torna independente de p_n e depende somente de C e R . BACK(9) manteve incógnito o valor de R e variando C de acordo com a Tabela 4.1, notou que a equação (4-8) varia de 2.2 a 3.3 , variação idêntica a relação entre os módulos de elasticidade longitudinal e transversal do par de materiais, e então escreveu:

$$\frac{\dfrac{dp_n}{d\lambda_n}}{\dfrac{dp_s}{d\lambda_s}} = \frac{R}{C\ m} = \frac{E}{G} = 2\ (1 + \mu) \tag{4-9}$$

onde μ é o coeficiente de Poisson.

Daí, pode-se escrever,

$$R = 2\ (1 + \mu)\ C\ m \tag{4-10}$$

Da equação (4-9), se tem grande vantagem: Possibilidade de determinar os parâmetros da rigidez tangencial através dos parâmetros da rigidez normal, que são de mais fácil obtenção.

Quanto a equação (4-10), é uma hipótese razoável , e dos testes seria difícil obter uma melhor precisão. Deve-se levar em conta que ainda acontecerão erros nas superfícies , as quais provavelmente darão erros maiores que aqueles introduzidos pela aproximação teórica. E dos experimentos práticos (9) foi visto que pequenas diferenças nos parâmetros das superfícies tem pequena influência sobre a deflexão calculada da junta.

4.3 - CÁLCULO DA DEFORMAÇÃO TANGENCIAL EM JUNTAS

Agrupando as equações (4-6) e (4-7), e substituindo p_n da equação (4-3), tem-se:

$$\lambda_s = \frac{R\ C^{S/m}}{\lambda_n^{S/m}} \cdot p_s \qquad (4\text{-}11)$$

válida para

$$p_s \leq f\ p_n \qquad (4\text{-}12)$$

onde f é o coeficiente de atrito entre as superfícies de contato.

Substituindo na equação (4-12), p_s da equação (4-6) e p_n como função de λ_n , a deflexão tangencial máxima permissível antes do deslizamento é dado por

$$\lambda_{sf} = f\ R\ \left(\frac{\lambda_n}{C}\right)^{\left(\frac{1-S}{m}\right)} \qquad (4\text{-}13)$$

Por exemplo, uma junta sujeita a pressão normal igual a 50 kgf/cm^2, $C = 0{,}9$; $m = 0{,}5$; $S = 0{,}5$; $f = 0{,}25$ e $R = 1{,}15$, tem-se:

$$\lambda_n = 6{,}36 \qquad \text{e} \qquad \lambda_{sf} = 2{,}035$$

Antes da deflexão tangencial atingir o limite da equação (4-13), a equação (4-6) é linear.

TABELA 4.2

PARÂMETROS DA FLEXIBILIDADE NORMAL E TANGENCIAL DE SUPERFÍCIES DE FERRO FUNDIDO

PROCESSOS DE USINAGEM	R	S	C	μm
rasqueteada/rasqueteada h = 3-5 μm , 3 a 4 pico/cm^2	0,39	0,5	0,3	0,5
rasqueteada/rasqueteada h = 6-8 μm, 3 a 4 picos/cm^2	0,65	0,5	0,5	0,5
rasqueteada/rasqueteada h = 6-8 μm , 3 picos/cm^2	1,0-1,3	0,5	0,8-1,0	0,5
rasqueteada/rasqueteada h = 6-8 μm , 2 picos/cm^2	1,7-2,0	0,5	1,3-1,5	0,5
rasqueteada/rasqueteada h = 15-20 μm , ~ 1 pico/cm^2	2,0-2,6	0,5	1,5-2,0	0,5
rasqueteada, h = 6-8 μm , 3 picos/cm^2 retificado , h = 1 μm (CLA)	1,0-1,3	0,5	0,8-1,0	0,4
retificado/retificado h = 1 μm (CLA)	0,8-0,9	0,5	0,6-0,7	0,5
plainado fino/plainado fino	0,78	0,5	0,6	0,5

OBS.: R é calculado pela fórmula (4-10)

Depois de vencido o atrito, a força tangencial permanece constante e igual a força de atrito limite.

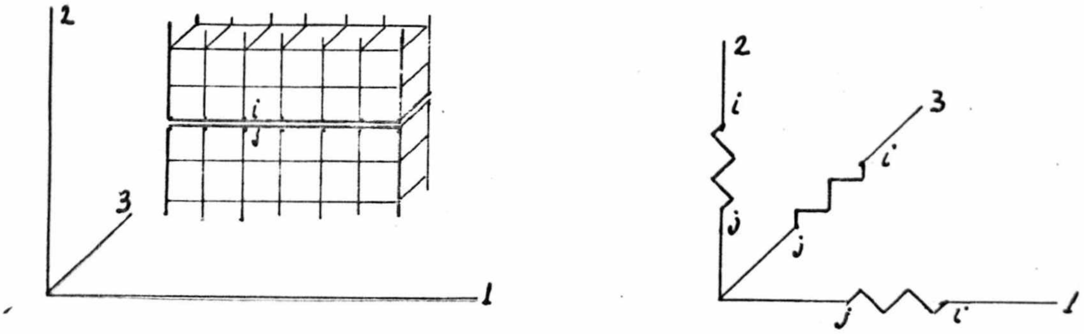


Fig. 4.3 - Colocação das molas para simular o contato.

4.4 - MÉTODO DA MOLA DE SIMPLES AÇÃO

Este método foi desenvolvido na referência (9).

Divide-se os elementos componentes da junta em elementos finitos de tal modo que ao longo das superfícies de contato se tenha pares de nós coincidentes. Interligando estes nós coincidentes com vigas ou molas, se obtém uma única estrutura tratável por programas de elementos finitos.

O método da mola, consiste em dimensionar cada mola de tal modo que a rigidez das superfícies de contato seja representada pela rigidez das molas.

Em cada par de nós são colocadas (Figura 4.3):

a) uma mola perpendicular às superfícies de contato, resistindo à cargas normais e simulando a rigidez normal do contato;

b) uma mola paralela às superfícies de contato na direção do 2 eixo global da estrutura, resistindo às cargas tangenciais daquela direção; simulando a rigidez tangencial na direção 2;

c) uma mola, paralela ao contato mas na direção do terceiro eixo global, existirá somente se a estrutura for tridimensional.

4.4.1 - Determinação da Rigidez das Molas

Quando a pressão é conhecida ao longo da superfície, pode-se calcular a deformação através da fórmula (4-3), ou seja,

$$\lambda_n = C\, p_n^{\,m}$$

onde p_n é dado em kgf/cm^2 e λ_n em μm.

Chamando A_i [mm^2] a área de influência do par de nós i, a força atuante na mola será:

$$N_{n_i} = \frac{p_{n_i} \cdot A_i}{100} \qquad (4\text{-}14)$$

Quando a secção reta da mola é a_{n_i}, a força na mola pode também ser escrita por:

$$N_{n_i} = \frac{E\, \lambda_{n_i}\, a_{n_i}}{10^3\, L} \qquad (4\text{-}15)$$

onde:

E = é o módulo de elasticidade em kgf/mm^2

L = é o comprimento da viga em mm.

ou, explicitando o valor de a_{n_i},

$$a_{n_i} = \frac{10^3\, N_{n_i}\, L}{E\, \lambda_{n_i}} \qquad (4\text{-}16)$$

Substituindo na equação (4-14) p_n da equação (4-3) e levando na equação (4-16), tem-se:

$$a_{n_i} = \frac{10\, L\, A_i\, \lambda_{n_i}^{(1/m-1)}}{C^{1/m}\, E} \qquad (4\text{-}17)$$

O comprimento L pode ser unitário e o módulo de elasticidade pode ser escolhido.

Calculadas as secções transversais das barras, os dados para o método de elemento finito são imediatos. Sejam as su perfícies de contato da figura 4.4a . Dos resultados do programa de computador se obtém os deslocamentos λ_{ni} dos nós superiores e os λ_{nj} dos nós inferiores, Figura 4.4b . O deslocamento relativo é dado por:

$$\lambda^1_{n_i} = \lambda_{ni} - \lambda_{nj} \qquad (4\text{-}18)$$

Quando λ_{n_i} da equação (4-18) resultar negativo, indicando que houve separação das superfícies, as molas devem ser eliminadas, fazendo $a_{n_i} = 0$.

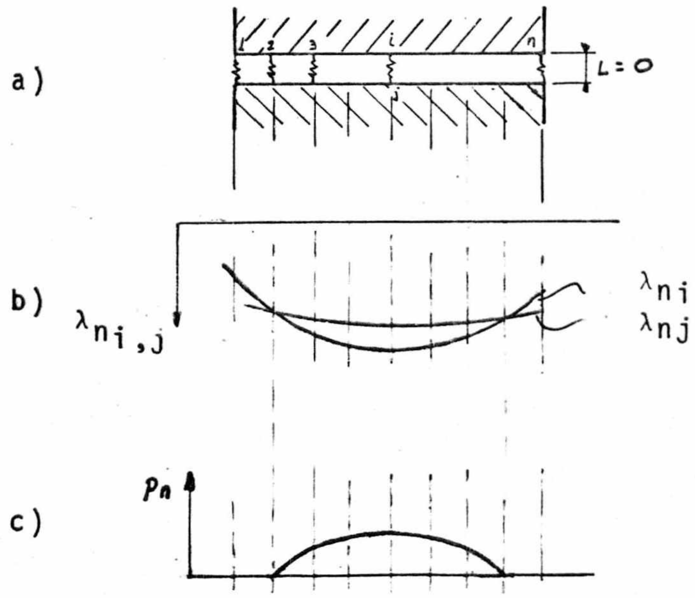


Fig. 4.4 - a) Simulação da rigidez normal através de molas.
b) Deslocamentos dos nós
c) Distribuição de pressão normal

A pressão normal no par de nós i é dado por:

$$p_{n_i} = \frac{a_{n_i}\ \lambda_{n_i}\ E}{10^3\ A_i\ L} \qquad (4\text{-}19)$$

Para as molas paralelas à superfície de contato, a deflexão axial da mola i é dada por:

$$\lambda s_i = \frac{10^3 \ N s_i \ L}{E \ a s_i} \qquad (4\text{-}20)$$

A força tangencial transmitida pelo par de nós i é dada por:

$$N s_i = \frac{p s_i \ A_i}{100} \qquad (4\text{-}21)$$

onde ps_i é a pressão tangencial em kgf/cm^2.

Substituindo a equação (4-21) em (4-20), tem-se:

$$\lambda s_i = \frac{10 \ A_i \ L}{E \ a s_i} \ p s_i \qquad (4\text{-}22)$$

explicitando o valor de as_i e usando a equação (4-11), obtém-se

$$a s_i = \frac{10 \ L \ A_i \ \lambda_{n_i}^{S/m}}{E \ R \ C^{S/m}} \qquad (4\text{-}23)$$

Os deslocamentos relativos tangenciais são obtidos de modo similar às molas normais. Quando o deslocamento λs_i excede o valor de λ_{sf} (equação (4-13)), a área as_i deve ser feita igual a zero e a força de atrito correspondente, N_i,

$$N_i = f \ p_{n_i} \ A_i \qquad (4\text{-}24)$$

deve ser adicionada aos dois nós do contato.

4.5 - MÉTODO DA MOLA DE AÇÃO TRIPLA

Consiste em uma viga, mola, com rigidez axial, e ao cizalhamento que similarmente às molas de ação simples, represente a rigidez das superfícies de contato. Para tal, define-se um elemento finito especial com rigidez normal e tangencial somente.

O uso da mola de ação tripla reduz o tempo de computação.

A definição das áreas resistentes a esforços tangenciais é semelhante a equação (4-23), mudando apenas E por G (módulo de elasticidade transversal); daí,

$$a_{siy} = a_{siz} = \frac{10\ L\ A_i\ \lambda_n^{S/m}}{G\ R\ C^{S/m}} \qquad (4\text{-}25)$$

Se nas direções y e z as superfícies não tiverem a mesma rigidez, o cálculo das áreas da equação (4-25) deve ser refeito.

Também neste caso as áreas a_{siy} e a_{siz} devem ser eliminadas se o deslocamento tangencial relativo λ_{si} for maior que λ_{sf} e então as forças de atrito devem ser adicionadas aos nós correspondentes.

A pressão tangencial para $\lambda_{si}^1 < \lambda_{sf}$ é dada por

$$p_{si} = \frac{\lambda_{si}^1\ \lambda_{ni}^{S/m}}{R\ C^{S/m}} \qquad (4\text{-}26)$$

válida para $\lambda_{si} < \lambda_{sf}$.

Para

$$\lambda_{si}^1 > \lambda_{sf}$$

$$p_{si} = f\ \left(\frac{\lambda_{ni}}{C}\right)^{1/m}$$

Para a mola de ação simples, tem-se

$$p_{si} = \frac{\lambda_{si}^1\ E\ a_{si}}{10^3\ L\ A_i} \qquad (4\text{-}27)$$

e, para a mola de ação tripla, tem-se

$$p_{si} = \frac{\lambda_{si}^1\ G\ a_{si}}{10^3\ L\ A_i} \qquad (4\text{-}28)$$

Para reduzir o número de iterações, no método da mola, o valor da deflexão normal, λ_n , para a próxima iteração deve-se usar a média aritmética entre o λ_n calculado e o determinado anteriormente.

A convergência, desta forma, é rápida, bastando aproximadamente cinco iterações para alcançar a distribuição de pressão desejada.

Quando o mesmo modelo é estudado em várias pressões normais, o processo iterativo para a primeira pressão é o normal descrito anteriormente. Porém, para as pressões seguintes a distribuição de pressão adotada deve ser semelhante à primeira determinada. Com isto, duas iterações são necessárias, aproximadamente.

Outros métodos de determinação da distribuição de pressão estão disponíveis na referência (9), onde são comparados e analisados. Sendo o método da mola, aqui adotado, o mais recomendado, com as seguintes vantagens:

- solução simples, necessita de um programa comum de elementos finitos;
- simula as flexibilidades normal e tangencial das superfícies usinadas;
- o escorregamento pode ser simulado por introdução das forças de atrito;
- não limitado à forma e carregamento dos corpos elásticos em contato;
- apresenta boa correlação com valores reais, conforme verificado por BACK(9).

4.6 - EFEITOS DA APLICAÇÃO DE CARGA NAS JUNTAS SOBRE A RIGIDEZ DAS SUPERFÍCIES.

Quando a rigidez tangencial é desprezada, a sequência de aplicação de carga não é relevante nos resultados finais. Por exemplo, a aplicação de uma carga normal N1, determinar a solução e aplicar uma segunda carga normal N2 . O efeito de N2 será a diferença entre os valores calculados para N1 + N2 e para N1.

Se a rigidez tangencial é considerada e cargas tangenciais são aplicadas, esta linearidade não é mais válida. Precisa-se então considerar a sequência de aplicação das cargas.

4.6.1 - Primeiro Carga Normal, depois uma Tangencial

Para este caso particular, não se nota diferenças entre as soluções finais para aplicação simultânea ou não simultânea das cargas.

Se considerarmos primeiro a carga normal e depois a tangencial, podemos calcular os efeitos individuais de cada carga.

Se a força tangencial for aumentada, uma nova solução será necessária para pesquisar os efeitos deste acréscimo.

4.6.2 - Primeiro carga normal, segundo uma tangencial e depois outra carga normal.

Para as duas primeiras o caso é idêntico ao item anterior. Porém, com a carga adicional, aparecem dificuldades, pois a rigidez tangencial é função da pressão normal. Com a aplicação da carga normal, a rigidez tangencial aumenta e a deflexão decresce em relação à solução anterior para as duas primeiras forças.

Assume-se que as deflexões são elásticas e que não ocorre deslizamento relativo.

Os resultados teóricos podem ser criticados da seguinte maneira:

> A rigidez normal cresce com a carga normal, pois a área de contato cresce e/ou cresce o número de pontos de contato. O mesmo ocorre com a rigidez tangencial e daí conclui-se que o resultado teórico seria menor que o real.

A Figura 4.5, mostra o contato entre uma superfície lisa e outra rugosa. Aplicando uma carga normal N1, o ponto A se desloca de 1 para 2. Aplicando uma carga tangencial T1, o ponto se desloca para 3 e com uma carga normal adicional, N2, o ponto vai para 4.

Porém, se fossem aplicadas as duas cargas normais e depois a tangencial, o ponto estaria em 5.

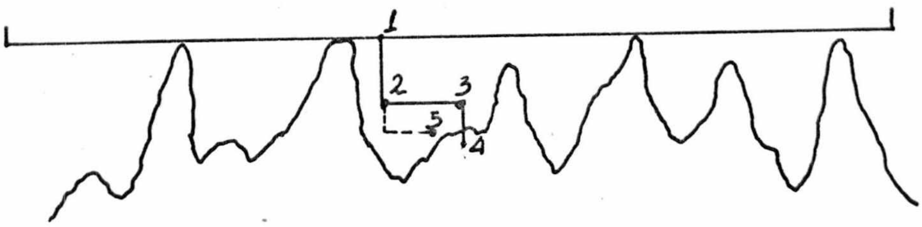


Fig. 4.5 - Representação do contato entre superfícies lisa e rugosa, mostrando efeitos da sequência de aplicação das cargas.

4.6.3 - Forças Normal e Tangencial Aplicadas Simultaneamente

Neste caso, a solução teórica antes formulada, dá o mesmo resultado como descrito no item 3.6.1 . Isto porque no fim do processo iterativo, a rigidez tangencial será definida da distribuição de pressão normal devido a carga normal, e levemente influenciada pela força tangencial. Disto se conclui que a deflexão tangencial será maior que a calculada. Para explicar esta discrepância usar-se-á o recurso: para cada incremento da carga normal e tangencial, algumas asperezas deslizam e entrarão em contato depois de um novo acréscimo da carga normal. Porisso, necessita-se de uma correção que leve em conta a acumulação de deflexão tangencial.

Para a correção assume-se que a rigidez é dependente do acréscimo do número de pontos em contato quando a pressão normal cresce e que o tamanho e rigidez dos pontos em contato permanecem constantes. Para simular a aplicação simultânea das cargas pode-se assumir que estas pressões são aplicadas sucessivamente em pequenos passos, como mostrado na Figura 4.5 .

Deste modo, a deformação tangencial total é a soma das deformações diferenciais expressas na seguinte fórmula (:9)

$$\lambda_s^1 = \sum_{i=1}^{i} \lambda_s^1(i) + \frac{R}{(p_n)^S} \, dp_s \qquad (4\text{-}29)$$

onde:

p_n = é a pressão normal no passo $i + 1$

dp_s = é o acréscimo da pressão tangencial por passo.

Para o acréscimo dp_s, quando as pressões normal e tangencial são aplicadas em uma relação constante, pode-se escrever

$$dp_s = \alpha \, dp_n \tag{4-30}$$

Daí, substituindo a equação (4-30) em (4-29),

$$\lambda_s' = \Sigma \frac{R\alpha}{(p_n)^S} dp_n = R\alpha \int \frac{dp_n}{(p_n)^S} \tag{4-31}$$

$$\lambda_s' = \frac{R \alpha}{1 - S} (p_n)^{(1-S)} + A$$

Considerando que p_{n_0} é a pressão na qual λ_s' é igual a zero

$$A = - \frac{R}{1 - S} (p_{n_0})^{(1-S)}$$

Daí,

$$\lambda_s' = \frac{R \alpha}{1 - S} ((p_n)^{(1-S)} - (p_{n_0})^{(1-S)}) \tag{4-32}$$

ou

$$p_{n_0} = 0$$

$$\lambda_s' = \frac{R \alpha}{1 - S} (p_n)^{(1-S)} \tag{4-33}$$

Quando a pressão normal está completamente aplicada, então a pressão tangencial $p_s = \alpha p_n$, a equação (4-6) pode ser escrita

$$\lambda_s = K_s \, p_s = \frac{R}{(p_n)^S} p_s = \frac{R \alpha}{(p_n)^S} p_n = R\alpha \, (p_n)^{(1-S)} \tag{4-34}$$

onde α precisa ser menor que o coeficiente de atrito.

Como foi estabelecido, o valor de S é da ordem de 0.5, assim comparando a equação (4-33) com a equação (4-34), para carregamento simultâneo, tem-se o dobro da deformação quando comparada com o carregamento independente.

Em termos de rigidez, quando as pressões são aplicadas simultaneamente, obtém uma menor rigidez de superfícies, comparado com a aplicação não simultânea das pressões. A relação da rigidez tangencial para os dois casos é dada por:

$$\frac{dp_s}{d\lambda'_s} / \frac{dp_s}{d\lambda_s} = (1 - S) \qquad (4\text{-}35)$$

Destes resultados, a solução é efetuada como previamente, mas quando as pressões normal e tangencial são aplicadas simultaneamente com razão constante, a rigidez tangencial da mola de ação tripla será redefinida para uma certa pressão A_n da equação (4-33) como é definido pela equação (4-34).

Corrigindo também a deformação elástica limite, as equações (4-25) e (4-26) são modificadas para:

$$a'_{si} = \frac{20\ (1+\mu).A_i.L(1-S).\lambda_n^{S/m}}{E\ R\ C^{S/m}} \qquad (4\text{-}36)$$

$$p_{si} = \frac{\lambda_{sri}.(1-S).\lambda_n^{S/m}}{R\ .\ C^{S/m}}$$

Se S for aproximadamente igual a 0.5, os valores das duas últimas equações serão metade dos correspondentes para o carregamento não simultâneo.

A deformação limite para o deslizamento começar será:

$$\lambda'_{sf} = \frac{R.f}{1-S}\ \left(\frac{\lambda_n}{C}\right)^{\frac{1-S}{m}} \qquad (4\text{-}38)$$

BACK[9], testou a rigidez tangencial de superfícies usinadas com o uso da teoria acima apresentada e chegou às conclusões:

a) A flexibilidade tangencial pode ser determinada como função da flexibilidade normal pela equação (4-10).

b) A relação entre a rigidez normal e a tangencial das superfícies, dada pela equação (4-9), é válida quando o carregamento das superfícies é não simultânea.

c) Para o carregamento simultâneo das superfícies usinadas, os experimentos mostram que a correção introduzida na equação (4-33) é válida.

d) Para altas pressões na interface, a rigidez tangencial é independente do processo de usinagem.

e) Não é necessário testar a rigidez tangencial das superfícies, porque todos os parâmetros podem ser definidos a partir dos parâmetros da rigidez normal para qualquer dos tipos de carregamento citados.

C A P Í T U L O 5

No capítulo 3 apresentou-se a formulação da matriz de rigidez para vigas e como se pode dispô-las na configuração da divisão do modelo em elementos finitos.

5.1 - SIMULAÇÃO DA RIGIDEZ DE CONTATO

De acordo com as possibilidades do programa de computador (PROASE), foram escolhidas as molas de ação simples (apenas rigidez axial) descritas no Capítulo 4.

As superfícies de contato foram discretizadas em nove pares de nós coincidentes. De cada par de nós, um pertence à estrutura superior e outro à inferior, conforme a Figura 5.1a . Para cada par de nós foram idealizadas duas vigas, uma perpendicular às superfícies de contato e outra paralela, figura 5.1b , as quais resistem às cargas normais e tangenciais, respectivamente.

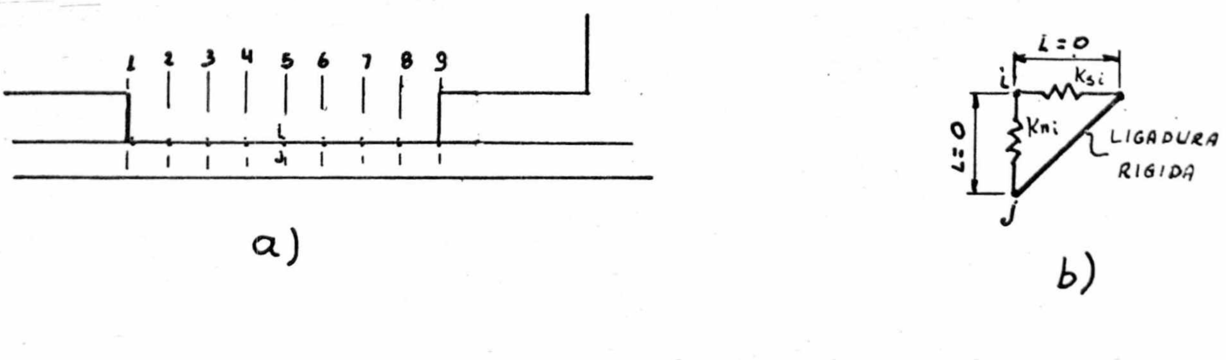


Fig. 5.1 - Vigas simulando rigidez de contato.

5.1.1 - Determinação dos Coeficientes da Matriz de Rigidez das Vigas.

No caso em questão, as vigas funcionarão como molas, isto é, terão somente tensão axial. Com esta condição, todas as características de flexão e torsão são desprezadas, tornando nulos os coeficientes da matriz de rigidez, exceto o k_{33}, que representa a característica de tensão axial.

Do Anexo 1, equação (3-27),

$$k_{33} = \frac{A.E}{L}$$

E para satisfazer às formulações do Capítulo 4, pode-se escrever para as vigas perpendiculares à superfície de contato

$$k_{n_i} = k_{33} = \frac{a_{n_i}.E}{L} = \frac{10.A_i\ \lambda_{n_i}^{(\frac{1}{m} - 1)}}{C^{1/m}} \qquad (5\text{-}1)$$

e para as vigas paralelas

$$k_{s_i} = k_{33} = \frac{a_{s_i}.E}{L} = \frac{20(1+\mu).A_i.\lambda_{n_i}^{S/m}}{R^{S/m}} \qquad (5\text{-}2)$$

onde A_i é área de contato do par de nós i .

5.2 - DETERMINAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO NORMAL

Para determinar o valor da pressão normal em cada nó da superfície de contato, emprega-se o seguinte método iterativo (19):

1 - Primeira iteração

a) Admite-se uma distribuição uniforme de pressão normal igual a

$$p_n = \frac{F_n}{S} \qquad (5\text{-}3)$$

F_n = força normal total

S = área da junta

b) Calcula-se o deslocamento normal através da fórmula

$$\lambda_n^o = C(p_n)^m \qquad (5\text{-}4)$$

c) Calcula-se a constante de rigidez das molas, k_n e k_s pelas fórmulas (5-1) e (5-2).

Com estes dados procura-se o programa do computador e obtém-se os deslocamentos λ_{ni} , λ_{nj} , λ_{si} e λ_{sj}.

d) Calcula-se os deslocamentos relativos

$$\lambda_{ni}^1 = \lambda_{ni} - \lambda_{nj}$$

$$\lambda_{si}^1 = \lambda_{si} - \lambda_{sj}$$

Se λ_{ni}^1 for negativo, indicando separação das superfícies de contato, k_{ni} deve ser feito nulo.

Se λ_{si}^1 for maior do que λ_{sf} (equação (7-18)), faz-se $k_{si} = 0$ e adiciona-se aos nós a força de atrito calculada por

$$F_{at} = \lambda_{ni}^1 \cdot k_{ni} \cdot f \qquad (5\text{-}5)$$

onde f é o coeficiente de atrito.

2 - Segunda iteração

Para a segunda iteração, usa-se os valores calculados de λ_{ni} e repete-se a sequência anterior a partir do item c).

A fim de tornar a convergência mais rápida, recomenda-se calcular o novo valor de λ_{ni}^k a partir da média entre o λ_{ni} anterior e o calculado, isto é:

$$\lambda_{ni}^k = \frac{\lambda_{ni}^{k-1} + \lambda_{ni}^{k-2}}{2} \qquad (5\text{-}6)$$

O processo iterativo termina quando a diferença entre dois valores consecutivos do deslocamento fôr menor que um valor pré-estabelecido.

Para nova configuração de cargas, deve-se assumir uma distribuição de pressão inicial com a forma da anterior. Isto diminui o número de iterações.

Para a determinação das forças normal e tangencial em cada nó da superfície de contato, usa-se as fórmulas:

$$F_{n_i} = \lambda_{n_i} \cdot k_{n_i} \qquad (5\text{-}7)$$

$$F_{s_i} = \lambda_{s_i} \cdot k_{s_i} \quad (\text{para } \lambda_{s_i} < \lambda_{sf})$$

ou

$$F_{si} = \mu \cdot F_{ni} \quad (\text{para } \lambda_{si} > \lambda_{sf})$$

5.3 - CÁLCULO DA ENERGIA DISSIPADA

Para tal, formula-se as hipóteses:

1) O coeficiente de atrito é constante sobre toda a superfície e independente do tempo;

2) As deformações tangenciais são lineares com a pressão tangencial até que o limite elástico seja alcançado;

3) Somente dissiparão energia, os pontos onde o deslocamento relativo fôr maior que o limite elástico (λ_{sf});

4) A energia dissipada será calculada a partir do meio-ciclo.

No caso, o carregamento é não-simultâneo, o que implica em outra hipótese, que é:

5) A pressão normal não varia depois que o limite do atrito é alcançado e começa o deslizamento.

A deformação tangencial limite, a partir da qual se inicia o deslizamento, foi definida pela equação (4-13), ou seja,

$$\lambda_{sf} = f.R \left(\frac{\lambda_{\ddot{n}}}{C}\right)^{\frac{1-S}{m}}$$

A quantidade de deslizamento é dada por:

$$S_i = \lambda_{s_i}^{1} - \lambda_{sfi} \qquad (5\text{-}8)$$

A força de atrito dada por (5-6) é,

$$F_{at} = f \cdot \lambda_{n_i} \cdot K_{n_i}$$

A energia dissipada no nó i, durante o carregamento é dada por:

$$W_i = f \cdot \lambda_{n_i} \cdot K_{n_i} \cdot S_i = f \cdot F_{n_i} \cdot S_i \qquad (5\text{-}9)$$

Considerando que o carregamento e o descarregamento dissipam a mesma quantidade de energia, para o ciclo de carga completo tem-se,

$$W_i = 2 \cdot f \cdot F_{n_i} \cdot S_i \qquad (5\text{-}10)$$

e para a junta completa,

$$W = 2 \cdot f \sum_{i=1}^{n} F_{n_i} \cdot S_i \qquad (5\text{-}11)$$

No Capítulo 7, a equação (5-11) será modificada afim de atender às condições do modelo adotado (Capítulo 6) e a comparação entre os resultados teóricos com os experimentais será feita no Capítulo 8.

CAPÍTULO 6

VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL

Nos capítulos anteriores, foram apresentadas discussões sobre os parâmetros influentes, resumo dos trabalhos já publicados sobre amortecimento em juntas, modelo matemático adotado e o processo iterativo para obtenção dos resultados teóricos.

Para a concretização dos objetivos propostos, é necessário executar uma verificação experimental afim de estabelecer qual correlação entre os valores calculados da energia dissipada com os resultados obtidos do modelo real.

Estes resultados experimentais serão obtidos através de laços de histerese, conseguidos diretamente do ensaio através do registro simultâneo da força e deslocamento tangenciais em um registrador X-Y, o que será descrito a seguir.

6.1 - MODELO

Para o modelo, foi construido um sistema sugerido por EARLES(2), no qual quatro pares de superfícies de contato, Figura 6.1, formam quatro juntas simetricamente dispostas. A escolha deste modelo se justifica por:

- relativamente simples de analisar;
- ter grande capacidade de dissipar energia;
- pouca distorção dos elementos formadores do conjunto , o que contribui para não deformar as superfícies de contato, mantendo-as planas.

Como as medições envolvem pequenas grandezas, as características do modelo contribuem para manter os eventuais erros de medição em baixo valor percentual.

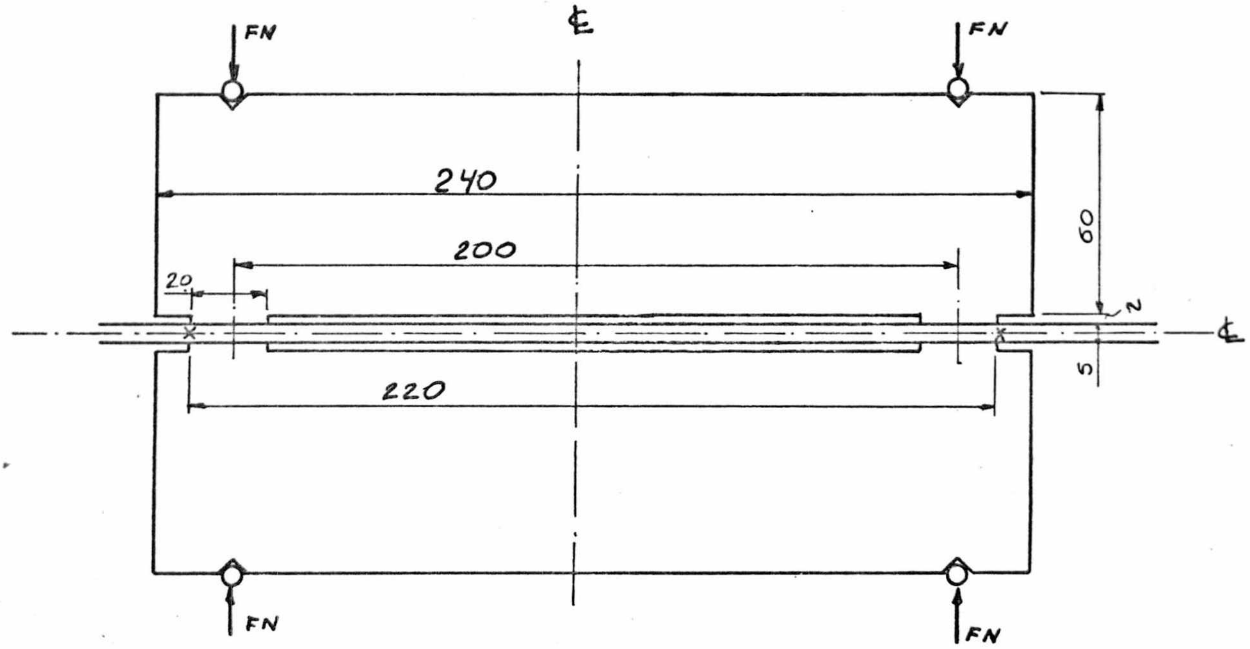


Fig. 6.1 - Modelo usado no teste.

O modelo foi fabricado com aço SAE 1020 e as superfícies de contato foram retificadas com rugosidade caracterizada por aproximadamente:

$$h(CLA) = 0{,}6\ \mu m$$

$$Rt(\text{pico a vale}) = 7\ \mu m$$

Para a aplicação da carga normal foi construida um sistema com parafuso, Figura 6.2 .

Afim de não deformar os elementos formadores da junta, a força do parafuso é transmitida às juntas através de roletes assentados em entalhes localizados exatamente na direção perpendicular, ao centro das superfícies de contato, conforme Figura 6.1.

Para a aplicação das forças tangenciais, a tira central foi provida de dispositivos que possibilitaram o uso da prensa WPM, tipo 2DM 10/91, nº 2214/59, pertencente ao Laboratório de Materiais do Centro Tecnológico da UFSC. Os referidos dispositivos se fixaram à tira central por dois pinos em cada extremidade adequadamente distanciados das regiões de contato , afim de garantir uniformidade das tensões tangenciais ao longo da largura da chapa.

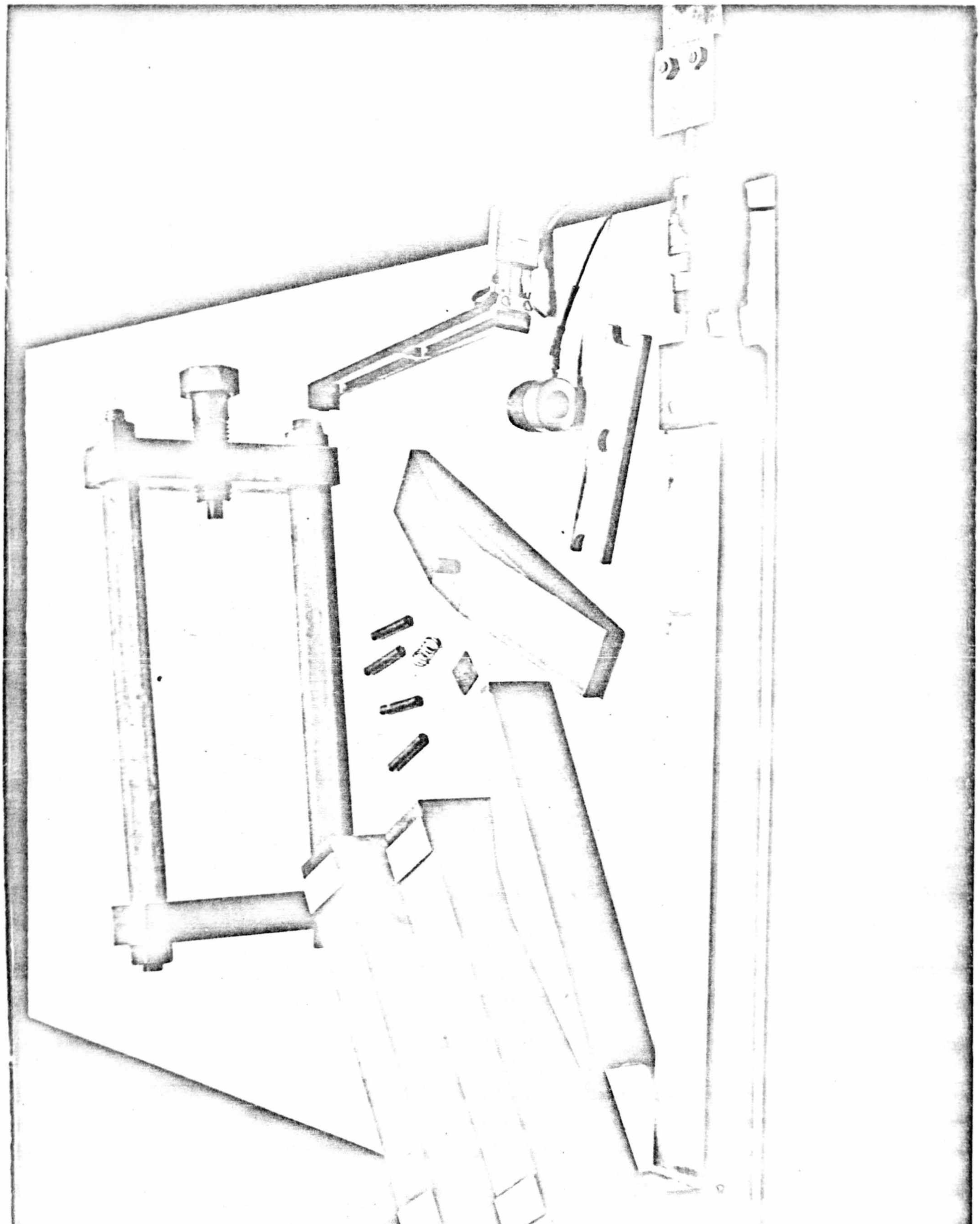


Fig. 6.2 - Peças formadoras do modelo e transdutores.

6.2 - MEDIÇÃO E REGISTRO DAS FORÇAS E DESLOCAMENTOS

6.2.1 - Força Normal

A força normal foi detectada por um transdutor piezoelétrico de fabricação KISTLER, tipo 903A, nº SN63416 e sensibilidade elétrica de 4,41 pC/kgf, colocado sob o parafuso de aperto, Figura 6.2, em série com o fluxo de força. De acordo com folha de calibração fornecida pelo fabricante, a resposta deste transdutor é linear na faixa de 0 a -3000 kgf.

Para tratamento e amplificação do sinal do transdutor foi usado o DUAL MODE AMPLIFIER, modelo 504D147, nº SN 0213 e a faixa de amplificação usada foi 1.000 kgf/V.

Para leitura, foi usado um indicador analógico (ANALOG PEAK INDICATOR), fabricação KISTLER, nº SN17904.

6.2.2 - Força Tangencial

Para tal, também foi usado um transdutor piezoelétrico da KISTLER, tipo 9331, nº SN60497, sensibilidade elétrica de 4,05 pC/kgf, colocado em série com o fluxo de força. Conforme o fabricante este transdutor quando usado em tração , tem resposta linear na faixa de 0 a +2.000 kgf. A saída do transdutor foi tratada e amplificada por um DUAL MODE AMPLIFIER, modelo SO4D147, nº SN0212, na faixa de amplificação 2.000 kgf/V.

A saída deste amplificador alimentava um indicador digital KISTLER nº 224 , e a entrada do eixo Y do registrador X-Y, marca HOUSTON, tipo 2000 RECORDER, nº 83519CT, nas faixas 50 e 100 mV/cm.

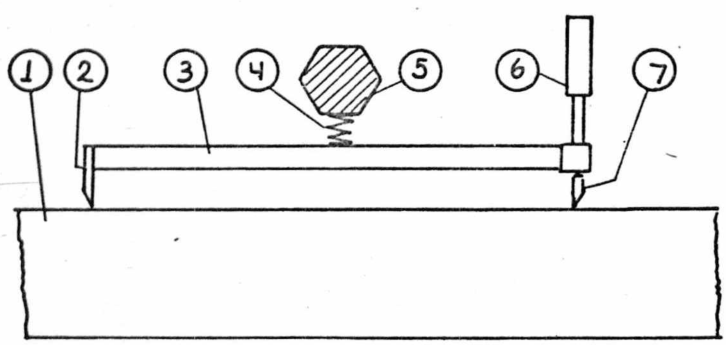
6.2.3 - Deslocamento Tangencial

Para tal, foi usado um extensômetro mecânico com extensômetros de resistência elétrica variável aplicados em ponte completa. Este transdutor de fabricação HOTTINGER, tipo DD1, nº 56211, foi alimentado com tensão de 4V (corrente contínua) fornecida pelo aparelho KWS/3S-5, nº 2529, fabricação HOTTINGER, que também foi responsável pelo tratamento e amplificação do sinal resposta do transdutor DD1 e pela alimentação do canal do eixo X do registrador HOUSTON.

Para escolha das faixas de sensibilidade a serem usadas no registrador e amplificador KWS/3S-5, foram feitas tentativas e a combinação 5-10 mV/cm e 10, respectivamente, se mostrou mais favorável à qualidade do traçado das curvas.

A escolha do transdutor HOTTINGER, tipo DD1, foi devido à geometria do modelo e grandeza dos deslocamentos (menos que 5 μm). O transdutor foi instalado no modelo de tal modo que os deslocamentos relativos pudessem ser medidos em série, duplicando a intensidade do sinal favorecendo a precisão da medição.

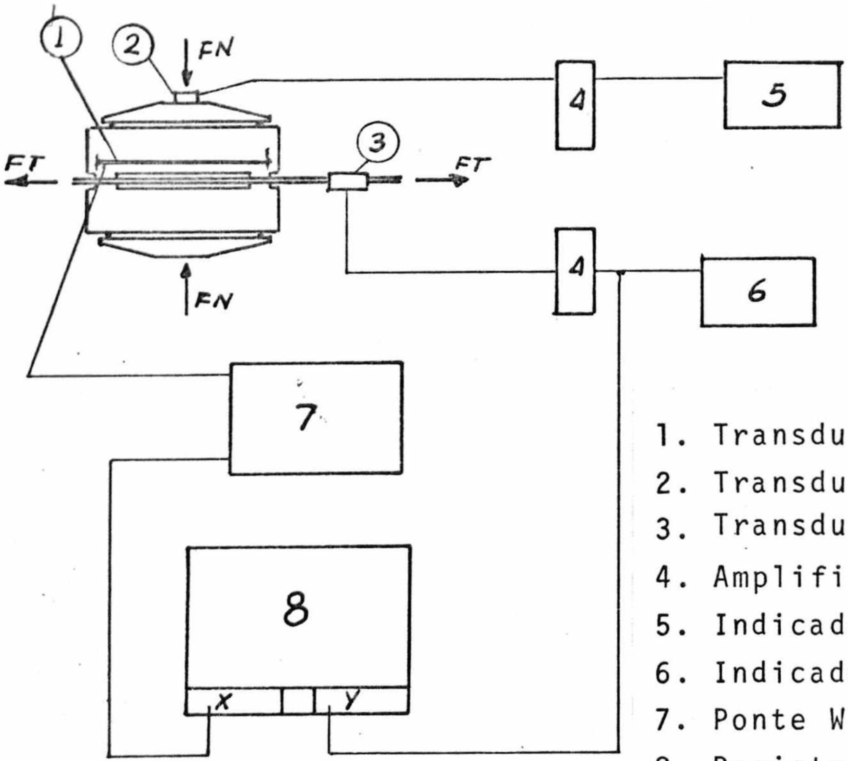
A instalação do transdutor no modelo é ilustrada pela Figura 6.3.



1. Tira central
2. Cutelo fixo
3. Distanciador
4. Mola forçando contato
5. Estrutura de força normal
6. Transdutor DD1
7. Cutelo móvel

Fig. 6.3 - Instalação do transdutor de deslocamento no modelo.

A Figura 6.4, mostra o aspecto geral da disposição e conecção dos transdutores, amplificadores, indicadores e registradores.



1. Transdutor de deslocamento
2. Transdutor de força normal
3. Transdutor de força tangencial
4. Amplificador de carga
5. Indicador Analógico
6. Indicador Digital
7. Ponte Wheastone
8. Registrador

Fig. 6.4 - Esquema de ligação dos instrumentos

A Figura 6.5, mostra a montagem dos instrumentos no Laboratório de Materiais.

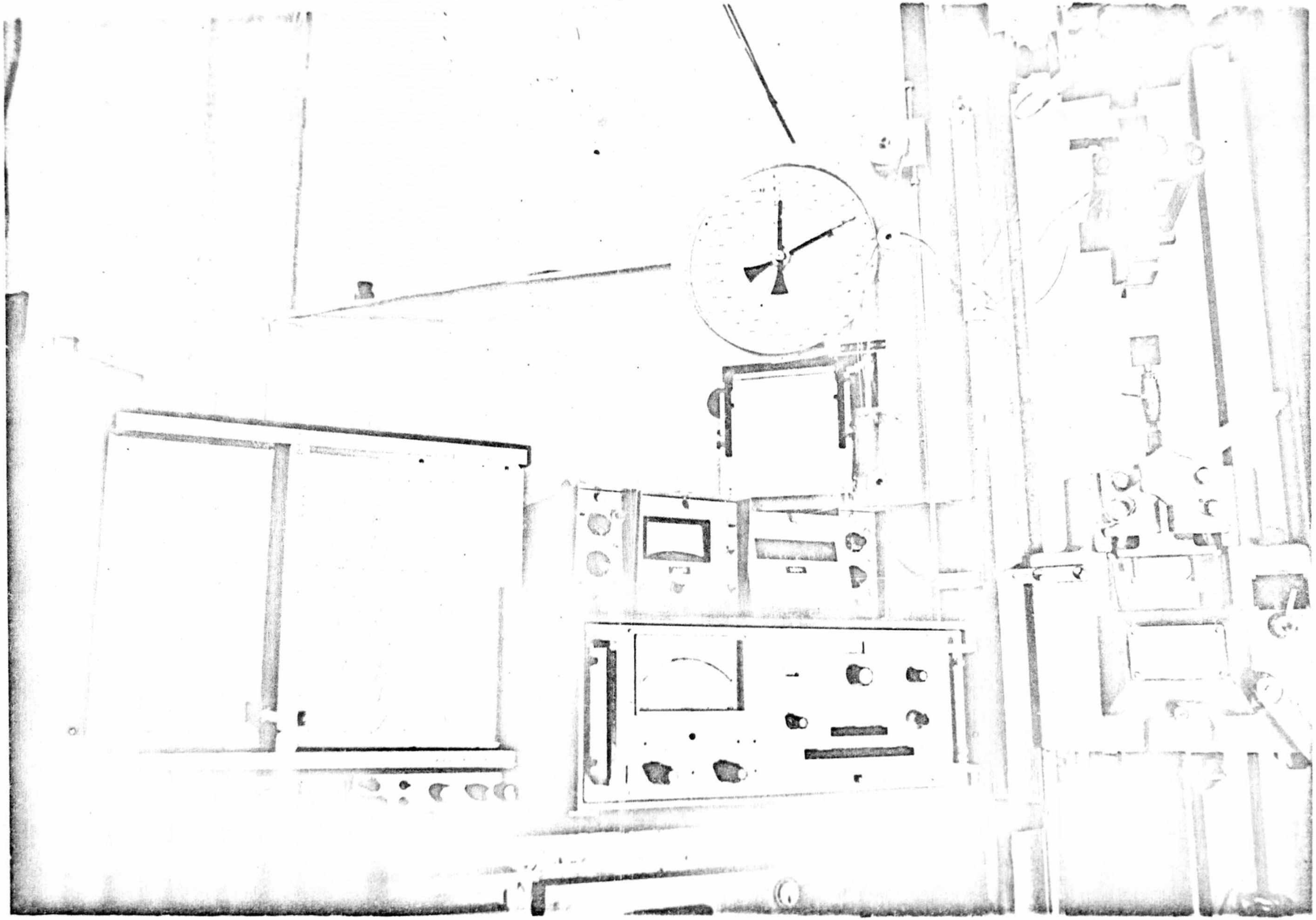


Fig. 6.5 - Disposição dos instrumentos e montagem do modelo na prensa.

6.3 - CALIBRAÇÃO

6.3.1 - Medições de Força

De posse das constantes dos transdutores e respectivas folhas de calibração fornecidas pelo fabricante, os amplificadores foram ajustados e zerados. Para maior precisão na zeragem foi usado o milivoltimetro MULTIMETER FLUKE nº 75362, bem mais sensível que os indicadores usados nos ensaios. Para uma simples verificação a saída dos indicadores analógico e digital foram comparadas com o indicador mecânico da prensa usada nos testes. A correlação entre os valores elétrico e mecânico foi muito boa, sugerindo que a calibração estava correta.

Para estabelecer a escala no registrador, bastava aplicar carga conhecida no transdutor de forças tangenciais e ajustar o deslocamento desejado na pena do registrador atuando nos controles de sensibilidade do eixo y do refrigerador.

6.3.2 - Medições de Deslocamentos

Depois de conectar os extensômetros DD1 ao aparelho KWS/3S-5, conforme instruções do manual, procedeu-se ao balanceamento da ponte de Wheastone. Em seguida, o transdutor foi fixado verticalmente e posto em contato com a coluna de deslocamentos micrométricos "MICRO-BARHEIGHT SETTING GAUGE", série nº M72, Figura 6.6 . A um deslocamento conhecido na coluna, foi ajustado um deslocamento adequado no registrador.

Como inconviniente, a coluna micrometrica apresentava grande dificuldade de posicionamento do dial para a calibração do transdutor. Devido a isto, buscou-se nova forma de calibração descrita adiante.

A saída do aparelho KWS/3S-5, foi pesquisada e traçando o gráfico µm x mV, Figura 6.7 verificou-se ser a mesma linear em faixa mais ampla do que a necessária aos ensaios

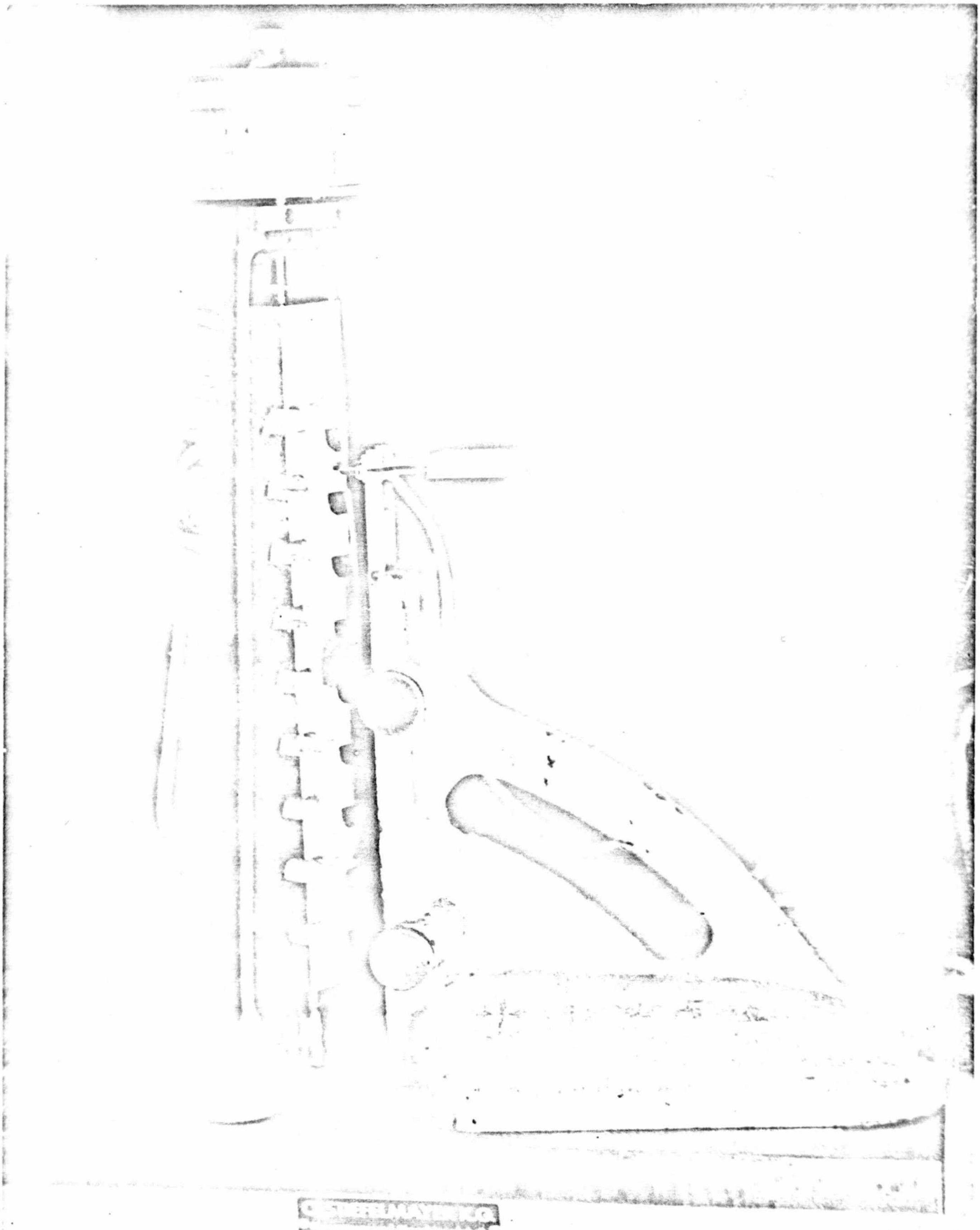


Fig. 6.6 - Calibração do transdutor de deslocamentos.

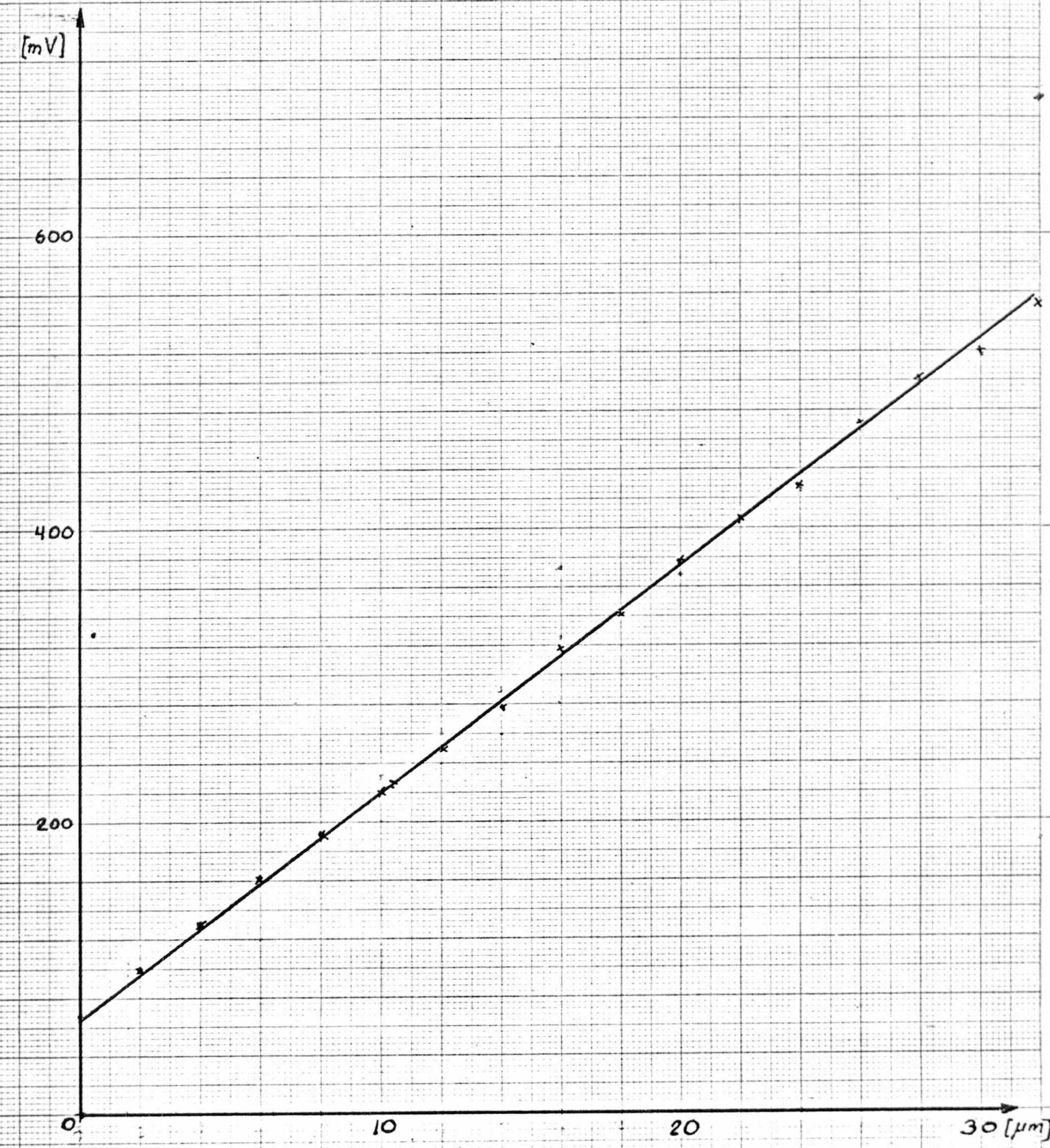


Fig. 6.7 - Saída do aparelho KWS/35-5, ponte de Wheastone e amplificador. As dispersões são atribuidas ao mau posicionamento do dial (veja Figura 6.[illegible]).

Para simplificar a calibração do transdutor de deslocamento, usou-se a tira central com o transdutor de forças tangenciais, instalado da mesma maneira que nos ensaios. Uma pré-carga de 300 kgf foi aplicada para garantir o tracionamento e anular qualquer empeno da chapa. Também similarmente ao ensaio, o transdutor de deslocamento foi instalado sobre a chapa, com especial cuidado de deixá-lo paralelo com o eixo da chapa. A partir deste nível de carga, foi traçado o diagrama F x ΔL (força x deslocamento) da chapa. Calculou-se pela lei de HOOKE o deslocamento esperado para aquela carga adicional aplicada e este resultado foi comparado com o valor do deslocamento medido diretamente do gráfico. As discrepâncias não foram maiores que 1%. Por este motivo, durante os ensaios, as calibrações foram efetuadas pelo gráfico F x ΔL da tira central, apresentado em cada ensaio.

6.3.3 - Coeficiente de Atrito

Devido à importância deste parâmetro, buscou-se na bibliografia sugestões e conclusões já formuladas, a fim de possibilitar uma adoção do valor do coeficiente de atrito que mais se aproxime da realidade.

Sobre atrito, vários trabalhos se acham disponíveis e neles se tenta relacioná-lo:

a) em termos metalúrgicos:
dureza, tenacidade, estrutura molecular e composição química.

b) em termos do serviço:
par de materiais, pressão de contato, velocidade de deslizamento, temperatura, acabamento superficial.

c) outros:
lubrificação, corrosão.

Porém, o processo de atrito é complexo, pois os fatores são interdependentes e o efeito de um deles acarreta variações sobre os outros.

A análise da área real de contato foi tentada por di versos pesquisadores. GREENWOOD(8), estabeleceu valores para a área real de contato através da medida da condutância elétrica dos pontos de contato antes de ocorrer o deslizamento. Isto se constitui séria restrição, pois o deslizamento altera todas as características do contato.

Relacionando o acabamento superficial com o coeficiente de atrito, existe a hipótese que superfícies mais lisas teriam menor atrito se não houvesse maior possibilidade de aderência atômica entre as moléculas do metal das duas superfícies(23) devido a maior área em contato. COURTNEY-PRATT(22), aplicando forças tangenciais em pares de superfícies carregadas normalmente, concluiu que os metais mais duros, levam menos tempo para cessar o movimento tangencial relativo e sugere que a causa seja o maior poder de adesão atômica dos metais mais duros. EARLES(2) em seus testes com superfícies de aço inoxidável, percebeu que nos primeiros 500 ciclos de carga tangencial o coeficiente de atrito crescia de 0.2 a 0.5-0.6 .

Para os ensaios deste trabalho, imediatamente antes dos testes e com as superfícies desengraxadas e secas, os elementos formadores da junta, conforme mostrado na Figura 6.8, foram colocados sobre a tira central, de tal modo que houvesse contato entre as superfícies de contato e com força normal suficiente para determinar o valor do coeficiente de atrito. O movimento da tira central foi impedido, o transdutor de deslocamento , DD1 , foi fixado e seu cutelo móvel em contato com o bloco, detectando qualquer movimento tangencial. O transdutor de forças tangenciais foi usado para medir a força de atrito. Os sinais elétricos dos transdutores, tratados e amplificados, foram jogados no registrador. Aplicando-se força no transdutor piezoelétrico, gradativa e suavemente, o gráfico da Figura 6.8b foi conseguido.

O coeficiente de atrito resulta da divisão da força indicada pelo peso dos blocos. Este valor foi comparado com os propostos pela bibliografia e se mostrou bastante compatível.

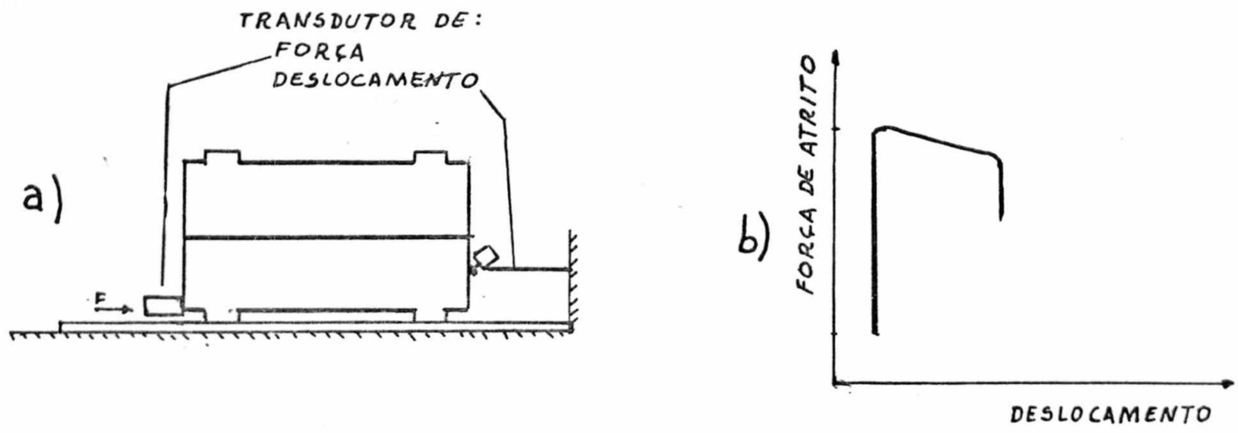


Fig. 6.8 - Sistema usado para a estimativa do coeficiente de atrito.

6.4 - ENSAIOS

Para a realização dos ensaios é necessário:

1º) Calibrar os instrumentos;

2º) Limpar as superfícies de contato, desengraxá-las com tetracloreto de carbono e secá-las;

3º) Montar a junta, posicionando corretamente os dispositivos formadores do conjunto;

4º) Instalar os transdutores de força;

5º) Aplicar a carga normal;

6º) Instalar o transdutor de deslocamento;

7º) Instalar o conjunto na prensa, aplicando de 50 a 80 kgf de força tangencial;

8º) Ajustar o transdutor de deslocamento e no amplificador chegar ao sinal zero sem alterar o balanceamento;

9º) Zerar a saída de forças tangenciais;

10º) Iniciar os ensaios.

O registro das curvas foi individual, visando facilitar a medição das áreas das curvas. Ao fim de cada ciclo de carga, a pena do registrador foi deslocada para a direita separando as curvas.

A carga tangencial foi aplicada manualmente, por acionamento de parafuso sem fim disponível no mecanismo da prensa , pois os limites da carga necessitam ser obedecidos e também a força deve ser suavemente aplicada, evitando oscilações na saída dos transdutores, provocadas por vibrações da estrutura da prensa, movimento não uniforme da garra inferior da prensa , gerando forças de inércia e sinais indesejáveis nos amplificadores, devidos a ruídos magnéticos originados no comando elétrico da prensa.

Os ensaios foram feitos para as pressões normais (15, 20, 25, 30, 40 e 50 kgf/cm^2) combinadas com diversas forças tangenciais, de 80 a 400 kgf.

As superfícies de contato foram retificadas após cada ensaio, a fim de manter uniformidade dos parâmetros determinados. O controle das superfícies retificadas foi feito no rugosímetro PERTHEN, tipo WLB, nº 82954 CT, medindo-se as características das asperezas.

Completados os ensaios, as curvas foram planimetradas e com as escalas usadas as áreas em cm^2 foram transformadas para energia dissipada Kgf.µm , posteriormente comparadas com o resultado teórico.

Os ensaios foram realizados em ambiente não condicionado e nas proximidades do Laboratório de Máquina Operatrizes do CTC/UFSC. Notou-se a interferência de ruídos magnéticos e influência marcante das condições de temperatura e humidade do ambiente nos resultados obtidos. Tentando eliminar estas interferências, foi realizada nova série de testes, desta feita durante a noite, quando então se garantia que todos os outros equipamentos dos laboratórios do Centro Tecnológico estavam desligados. A sensibilidade dos equipamentos usados nestes testes, a ruídos magnéticos era de tal modo que um simples acender de lâmpadas afetava os resultados.

As duas séries de testes, usaram as seguintes combinações de pressão normal e força tangencial:

SÉRIE A

PRESSÃO NORMAL	FORÇAS TANGENCIAIS CONSIDERADAS						
15	96	150	200				
20	100	150	200	250			
25	100	150	200	250	300		
30			200	250	300		400
40				250	300	350	
50			200	250	300		

SÉRIE B

PRESSÃO NORMAL	FORÇAS TANGENCIAIS CONSIDERADAS						
15	100		200		300		
20			200		300		
25			200		300		400
30			200		300		400/500
40					300	350	400

Devido ao volume de dados, se apresentará aqui somente algumas curvas experimentais. As figuras 6.9a, 6.9b e 6.9c, mostram o ensaio para $p_n = 20$ Kgf/cm^2 da série A e as Figuras 6.10a e 6.10b, mostram o ensaio para $p_n = 40$ Kgf/cm^2 da série B.

As demais curvas experimentais estão apresentadas no Anexo 2.

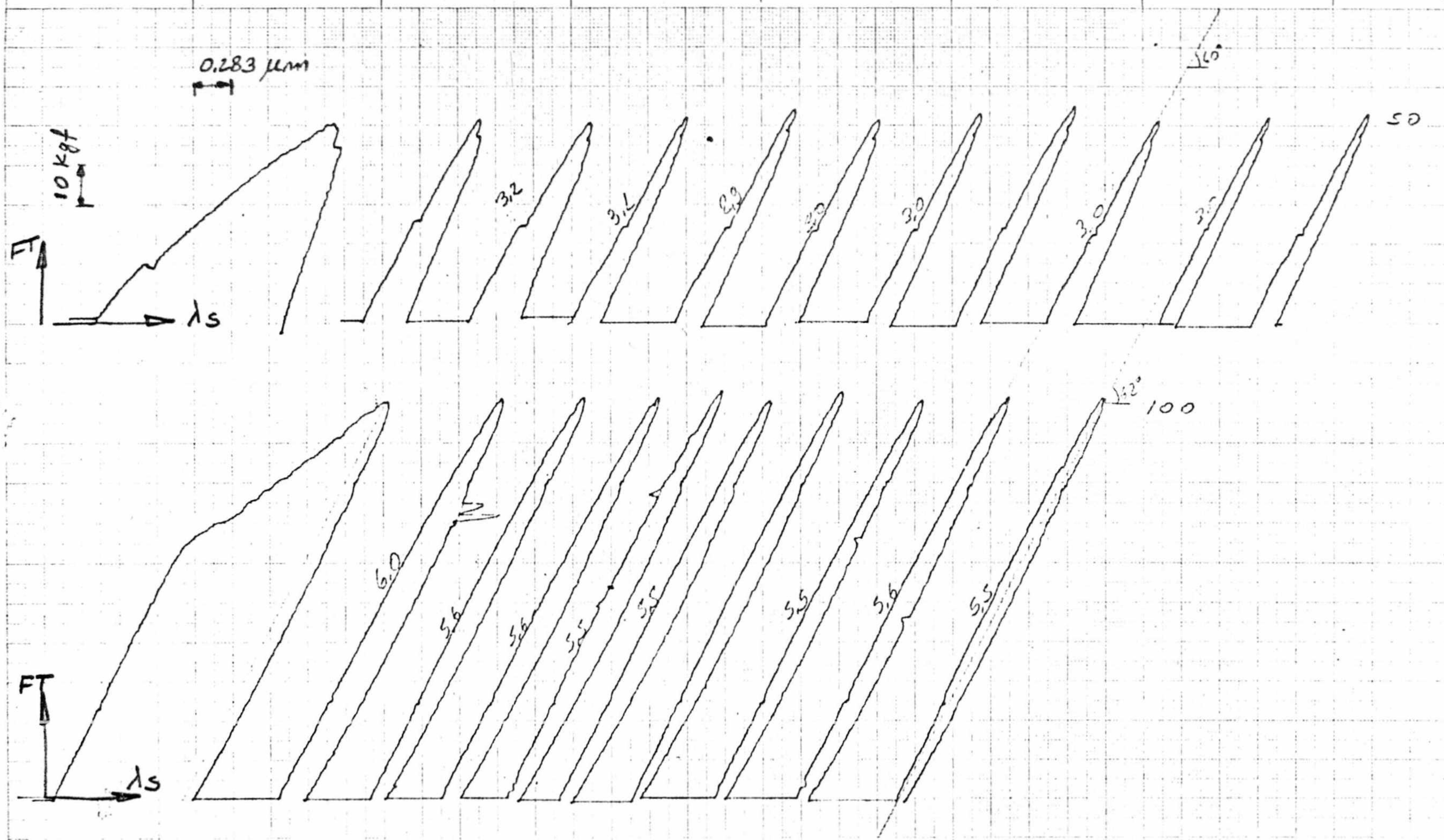


Fig. 6.9 a - Curvas obtidas para p_n = 20 Kgf/cm^2 e força tangencial de 50 a 100 Kgf.

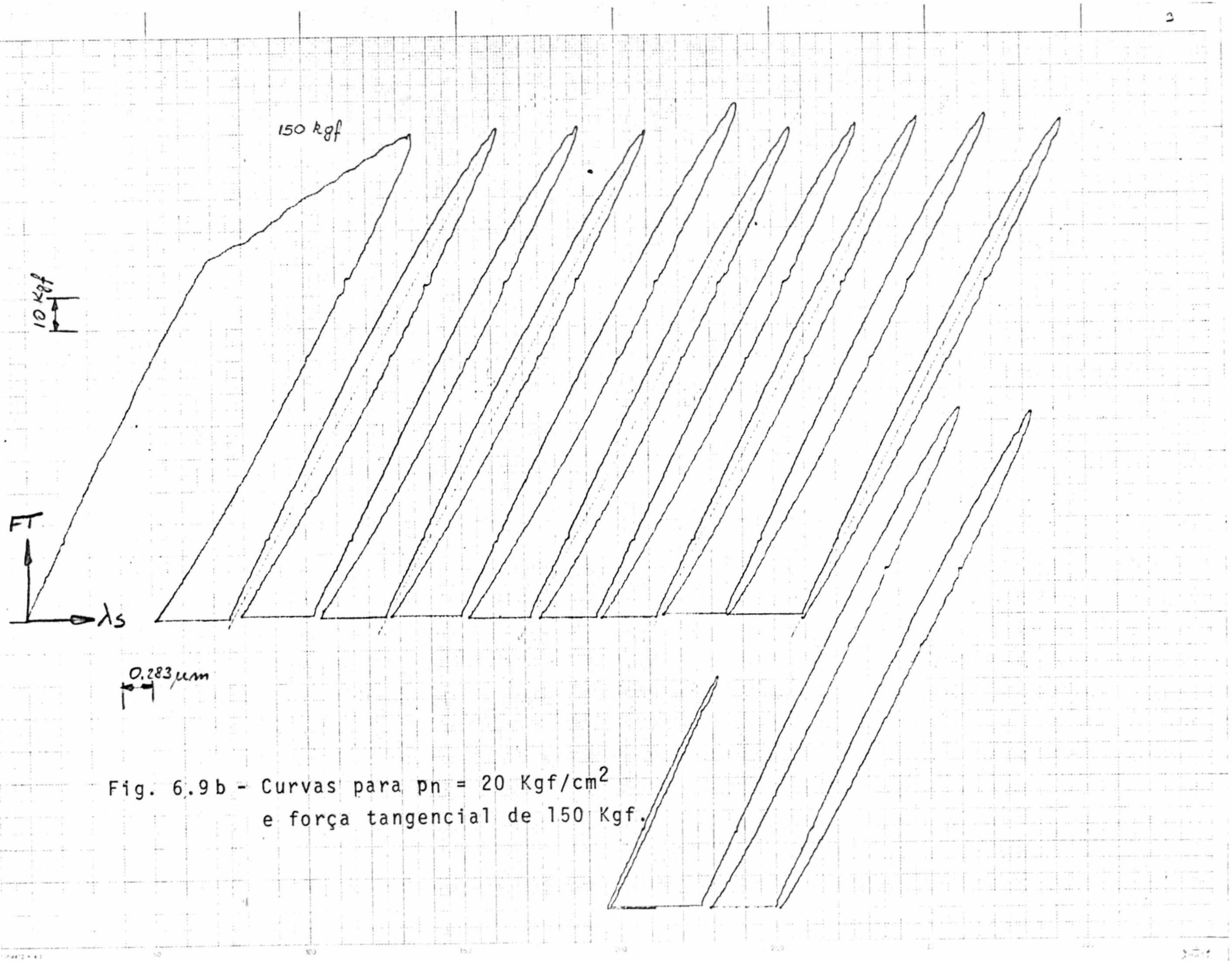


Fig. 6.9b - Curvas para pn = 20 Kgf/cm^2
e força tangencial de 150 Kgf.

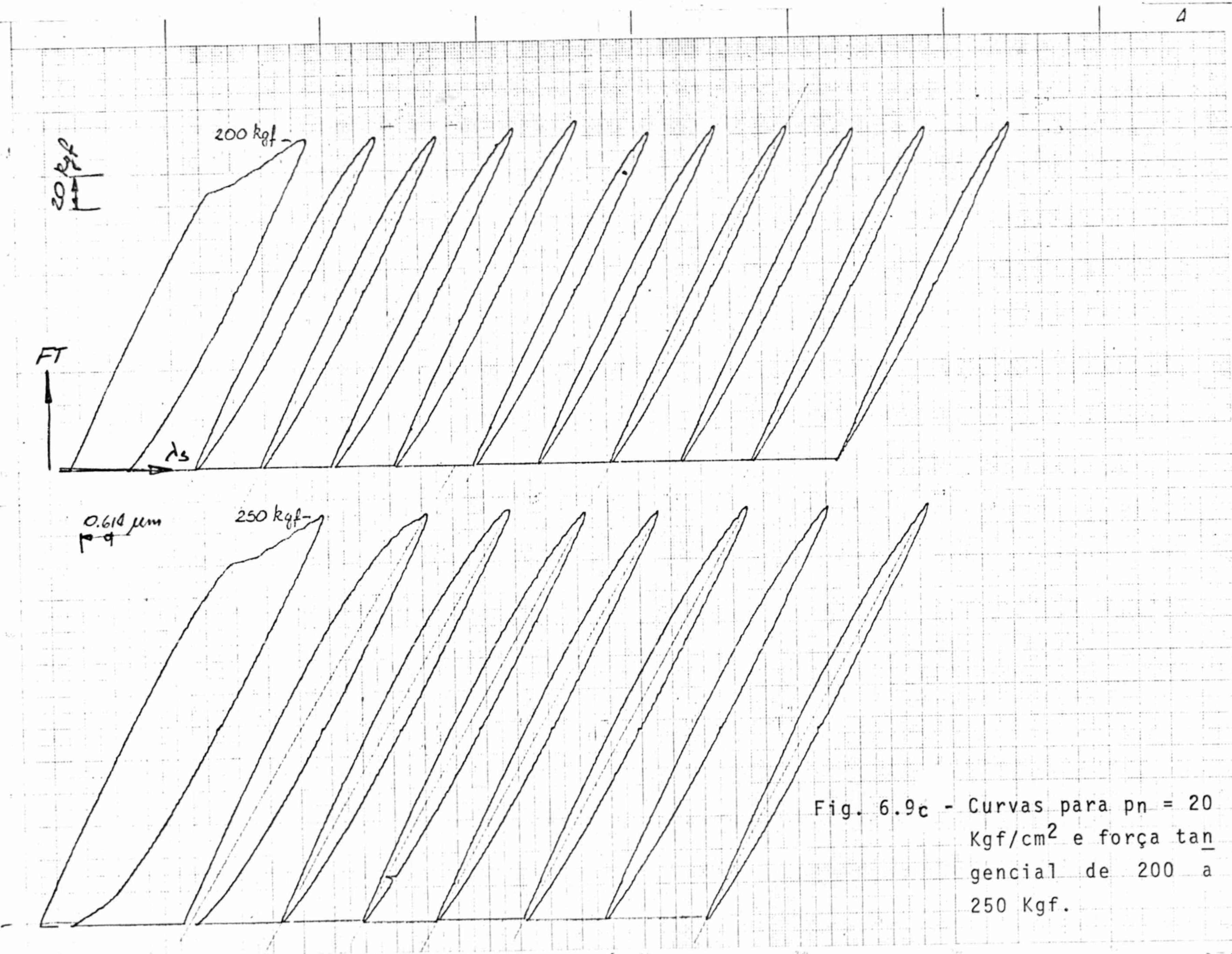


Fig. 6.9c - Curvas para pn = 20 Kgf/cm^2 e força tangencial de 200 a 250 Kgf.

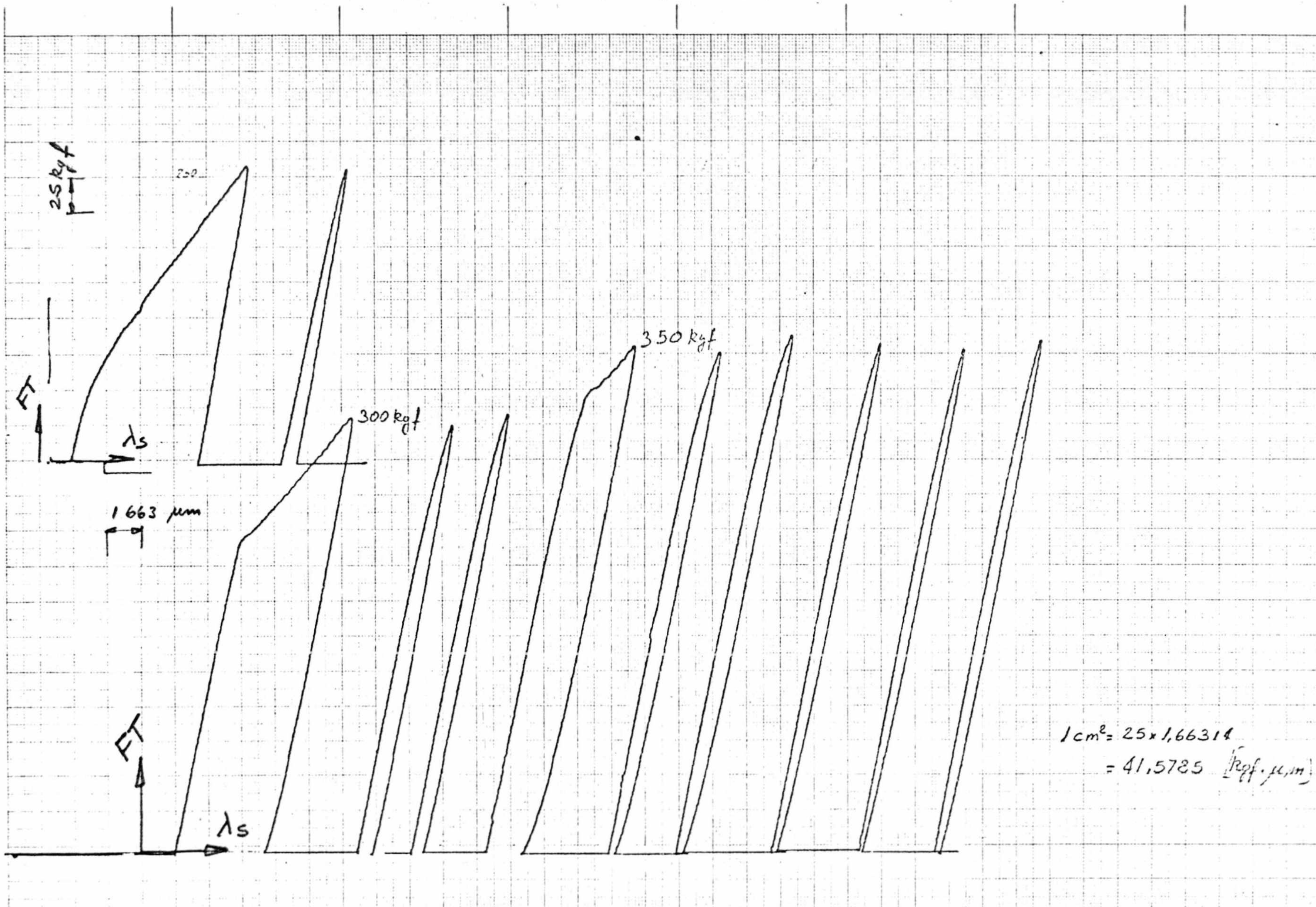


Fig. 6.10a - Curvas para p_n = 40 Kgf/cm^2 e for-
ça tangencial de 200, 300 e 350 Kgf.

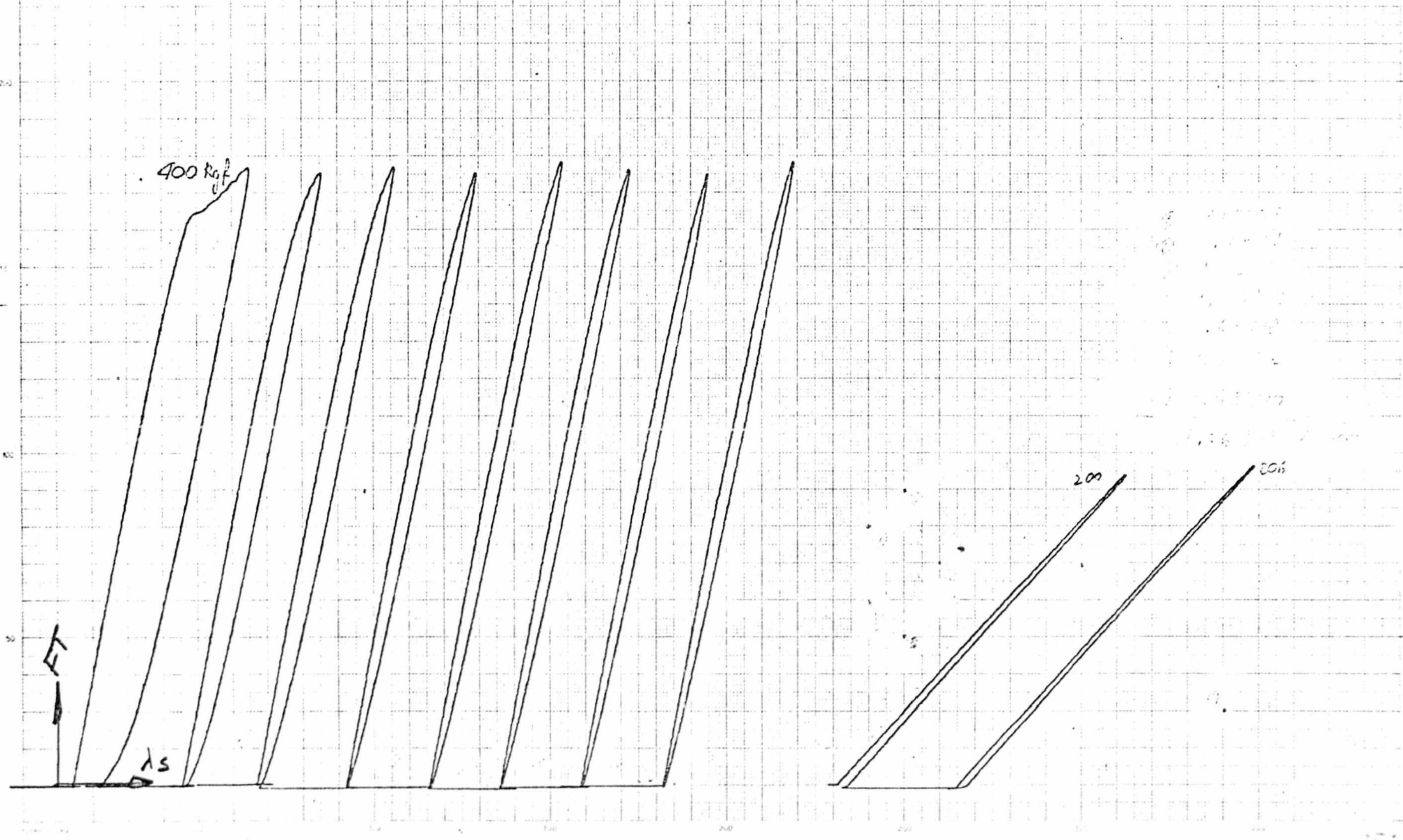


Fig. 6.10b - Curvas para 40 Kgf/cm^2 e força tangencial de 400 Kgf, e também a calibração para o ensaio.

C A P Í T U L O 7

CÁLCULOS TEÓRICOS

No Capítulo 6, foi apresentado procedimento adotado na verificação experimental e as curvas obtidas dos ensaios.

Neste capítulo, serão apresentados os diversos passos para a obtenção dos resultados teóricos para posterior comparação com os valores experimentais.

7.1 - MODELO MATEMÁTICO

Para a análise teórica foi considerado o estado plano de tensões, admitindo-se uma distribuição uniforme das tensões ao longo da secção reta dos elementos formadores da junta, Isto pode ser justificado pela dimensão da espessura das peças (40mm) considerada grande em relação as outras dimensões do modelo (Figura 6.1).

Devido à geometria do modelo, para análise matemática este foi dividido por dois planos de simetria, Figura 7.1, sendo suficiente analisar somente uma parte, indicada na Figura 7.1.

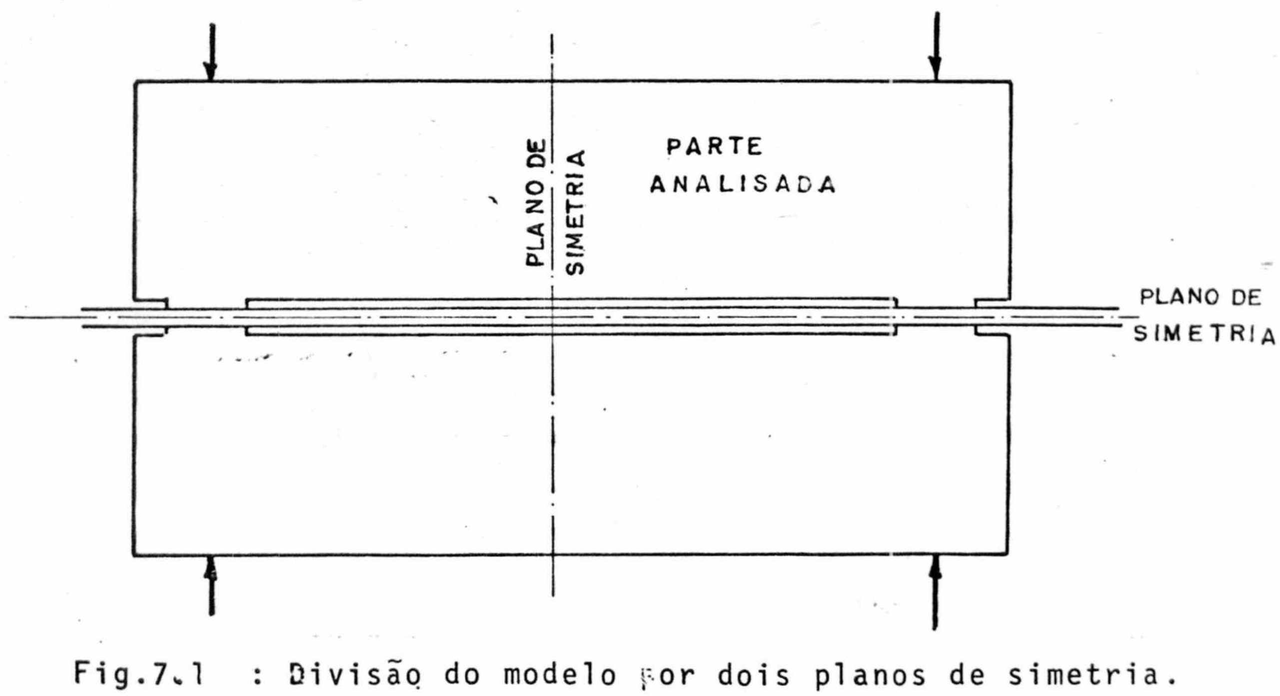


Fig.7.1 : Divisão do modelo por dois planos de simetria.

A divisão do modelo em elementos finitos quadrinodais foi feita de tal modo a obter malha fina na região de contato e malha grossa no restante do modelo. A tira central foi dividida em elementos binodais e quadrinodais. Tais prcedimentos simplificam a entrada de dados no PROASE (11), reduzem o tempo de computador e mantêm a precisão da solução nos níveis desejados na região de contato. A Figura 7.2, mostra a divisão do modelo em elementos finitos.

A aplicação de carga no modelo matemático foi de acordo com a Figura 7.2. A força normal, FN, necessária para fornecer a pressão normal desejada, foi aplicada no nó 81 na direção do centro da superfície de contato. A força tangencial, FT, foi aplicada aos dois nós da tira central, conforme Figura 7.2.

Para a espessura do modelo matemático, foi adotado 10 mm, isto é, 25% da dimensão real.

7.2 CARREGAMENTO DO MODELO

Com a rede de elementos finitos, Figura 7.2, e conforme as considerações do item anterior as forças atuantes são:

a) Força Normal (FN)

área de contato = 20 x 10 mm = 2 cm^2

então: FN = 2 x (pressão normal)

b) Força Tangencial(FT)

A força real aplicada deve ser:

1º) dividida por quatro, pois a espessura do modelo é a 4º parte da real;

2º) dividida por dois, devido à divisão da tira central pelo plano de simetria horizontal;

3º) dividida por dois, a carga tangencial será aplicada em dois nós da tira central.

Então a força a ser aplicada em cada nó do modelo é

$$FT = \frac{1}{16} \text{ (força tangencial real)}$$

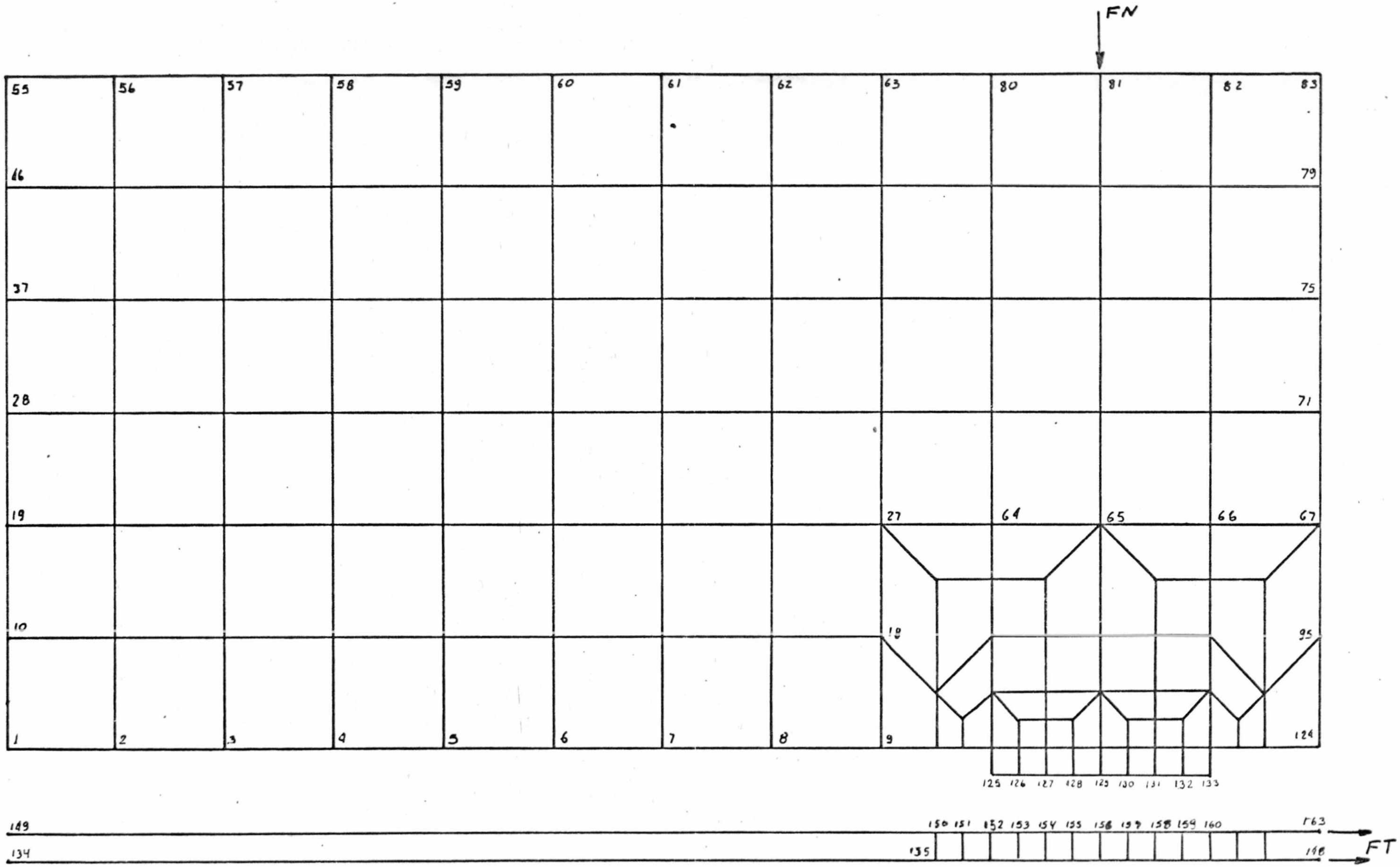


Fig 7.2 : Divisão do modelo em elementos finitos.

7.3 - VALORES DOS PARÂMETROS C, m, R e S

Para a adoção do valor de C , a tabela 4.1 foi consultada. Como esta tabela apresenta valores para o ferro fundido é necessário converte-los para aço, bastando relacioná-los na razão inversa dos módulos de elasticidade. Assim,

$$C_{aço} = \frac{E_{FoFo}}{E_{aço}} \cdot C_{FoFo}$$

Desta forma, adotou-se para aço retificado, $h_{(CLA)}$ = = 1 µm ,

$$C = 0,3$$

Os valores de m e S foram tomados iguais a 0,5 .

O valor de R foi calculado por

$$R = 2\,(1 + \mu).\ C\ .\ m$$

onde µ é o coeficiente de Poisson; daí,

$$R = 0.39$$

7.4 - CÁLCULO DAS ÁREAS DE INFLUÊNCIA DE PARES DE NÓS.

A espessura do modelo é 10 mm e a distância entre nós é de 2,5 mm, Figura 7.2 . Daí, para os nós extremos da junta, isto é, i = 1 e i = 9 , tem-se

$$A_i = 10 \times 1,25 = 12,5 \text{ mm}^2$$

Para os nós internos, isto é, i = 2 a 8 ,

$$A_i = 10 \times 2,5 = 25 \text{ mm}^2$$

7.5 - CÁLCULO DA RIGIDEZ DAS MOLAS SIMULADORAS DO CONTATO

Conforme a equação (5-1), tem-se para a rigidez normal,

$$k_{ni} = \frac{10\ A_i\ \lambda_{ni}^{(m-1)}}{C^{1/m}}$$

para $i = 1$ e $i = 9$

$$k_{n1} = k_{n9} = \frac{10 \times 12,5 \times \lambda_{ni}^{(\frac{1}{0,5} - 1)}}{0,3^{1/0,5}} = 1388.88\ \lambda_{ni}$$

Analogamente, para $i = 2$ a 8

$$k_{ni} = 2777.77\ \lambda_{ni}$$

Conforme equação (5-2), tem-se para rigidez tangencial

$$k_{si} = \frac{20\ (1+\mu).\ A_i\ .\ \lambda_{ni}^{S/m}}{R^{S/m}}$$

para $i = 1$ e $i = 9$

$$k_{si} = 833.33\ \lambda_{ni}$$

para $i = 2$ a 8

$$k_{si} = 1666.67\ \lambda_{ni}$$

7.6 - RESULTADOS CALCULADOS

Seguindo os métodos apresentados no Capítulo 5, calculou-se os deslocamentos dos nós da superfície, a distribuição de pressão e a energia dissipada para cada par de pressão normal - força tangencial.

Para exemplificar será apresentado aqui, quadro 7.1, o processo iterativo para determinação da distribuição da pressão normal e cálculo da energia dissipada para o caso de carregamento: $p_n = 40\ Kgf/cm^2$ e $FT = 350\ Kgf$, com coeficiente de atrito $f = 0,27$.

O valor da deformação normal para a primeira iteração (admitindo pressão normal uniforme), foi calculado por:

$$\lambda_n = C.p_n{}^m = 0.3 \times (40)^{0.5} = 1.896\ \mu m$$

para apressar a convergência este valor foi modificado afim de tomar a forma da distribuição de deslocamentos dos nós do contato determinada anteriormente para $p_n = 30\ Kgf/cm^2$.

Então, os valores λ_n para a primeira iteração são mostrados no quadro 7.1, onde também se apresenta os valores:

k_{ni} e k_{si} - rigidez normal e tangencial das molas simuladoras do contato.

F_{ni} e F_{si} - forças normal e de atrito para cada par de nós i .

λ_{ni} e λ_{nj} - deslocamentos normais dos nós superior e inferior do par de nós i .

$\lambda_n^{\,k}$ - deslocamento normal relativo $(\lambda_{nk} - \lambda_{nj})$

$\lambda_n^{\,k+1}$ - deslocamento normal para a próxima iteração

$$(\lambda_n^{\,k+1} = \frac{1}{2}\,(\lambda_n^{\,k} + \lambda_n^{\,k-1}))$$

$\Delta\lambda_n$ - diferença entre o deslocamento normal relativo de uma iteração e o da iteração anterior.

λ_{sk}, λ_{sj}, λ_s^k - deslocamentos tangenciais, do nó da tira, do nó do bloco superior e deslocamento relativo $(\lambda_{sk} - \lambda_{sj})$, respectivamente para o par de nós i .

λ_{sf} - valor do deslocamento tangencial a partir do qual inicia o deslocamento.

Os valores da pressão normal por nó são obtidos por

$$p_{ni} = A_i \,.\, F_{ni}$$

onde A_i é área de influência do par de nós i (item 7.3).

Para as demais distribuições de pressão normal, serão apresentados os gráficos das figuras 7.3a a 7.3f, que são resultados de processos iterativos semelhantes ao apresentado aqui.

7.7 - CÁLCULO DA ENERGIA DISSIPADA

Para tal, usou-se a equação (5-11), ou seja,

$$W = 2 \,.\, f \,.\, \sum_{i=1}^{9} \,.\, S_i \,.\, F_{ni}$$

QUADRO 7.1 - Determinação da distribuição da pressão normal

ITERAÇÃO Nº 1 Pn = 40 FT = 350 f = 0.27

i	λ_{ni}	λ_{nj}	λ_n^K	$\Delta\lambda_n^K$	λ_n^{K+1}
1			2.07274		
2			1.98685		
3			1.92611		
4			1.88525		
5			1.86288		
6			1.85396		
7			1.84572		
8			1.84251		
9			1.84000		

i	λ_{si}	λ_{sj}	λ_s^K	λ_{sfi}	$\lambda_{si}^K > \lambda_{sf}$
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					

i	k_n^K	k_s^K	F_{ni}	F_{si}
1	2878.78	1727.28	5.96696	1.19339
2	5519.01	3311.42	10.9651	2.19308
3	5350.29	3210.18	10.3052	2.06104
4	5236.79	3142.08	9.87266	1.97453
5	5174.65	3104.80	9.63975	1.92795
6	5149.87	3089.93	9.34765	1.90953
7	5126.98	3076.20	9.46296	1.89259
8	5118.06	3070.85	9.13007	1.88601
9	2555.53	1533.33	4.70217	0.94043
			Σ = 79.8928	Σ = 21.5710

(continuação do Quadro 7.1)

ITERAÇÃO Nº 2 P_n = 40 FT = 350 f_i = 0.27

i	λ_{ni}	λ_{nj}	λ_n^K	$\Delta\lambda_n^K$	λ_n^{K+1}
1	2.16235	0.03540	2.12695	0.05418	2.09984
2	2.07524	0.06033	2.01491	0.02806	2.00088
3	1.98876	0.05382	1.93493	0.00882	1.93052
4	1.93378	0.05221	1.88157	0.00368	1.88341
5	1.90296	0.05049	1.85047	0.01241	1.85667
6	1.89143	0.05042	1.84101	0.01295	1.84748
7	1.87899	0.04842	1.83057	0.01515	1.83812
8	1.87902	0.05293	1.82609	0.01642	1.83430
9	1.87875	0.01906	1.85964	0.01969	1.84984

i	λ_{si}	λ_{sj}	λ_s^K	λ_{sfi}	$\lambda_{si}^K > \lambda_{sf}$
1	4.73342	0.61678	4.11664	0.73914	
2	4.84561	0.61382	4.23179	0.70723	
3	4.89073	0.60288	4.28785	0.67916	
4	5.12626	0.57362	4.55264	0.66043	K_{si} = 0
5	5.27947	0.55126	4.7281	0.64951	i = 1 a 9
6	5.40084	0.40271	4.99737	0.64619	
7	5.60984	0.52239	5.08745	0.64253	
8	5.79031	0.51052	5.27974	0.64095	
9	5.98590	0.51264	5.47326	0.65273	

i	k_n^K	k_s^K	F_{ni}	F_{si}
1	2916.42		6.12401	1.65348
2	5557.98		11.1208	3.00261
3	5362.54		10.3524	2.79514
4	5231.67		9.85337	2.66040
5	5157.40		9.57558	2.58540
6	5131.87		9.48102	2.55987
7	5105.87		9.38520	2.53400
8	5095.26		9.34623	2.52348
9	2569.20		4.75260	1.28320
			Σ = 79.9912	Σ = 21.5976

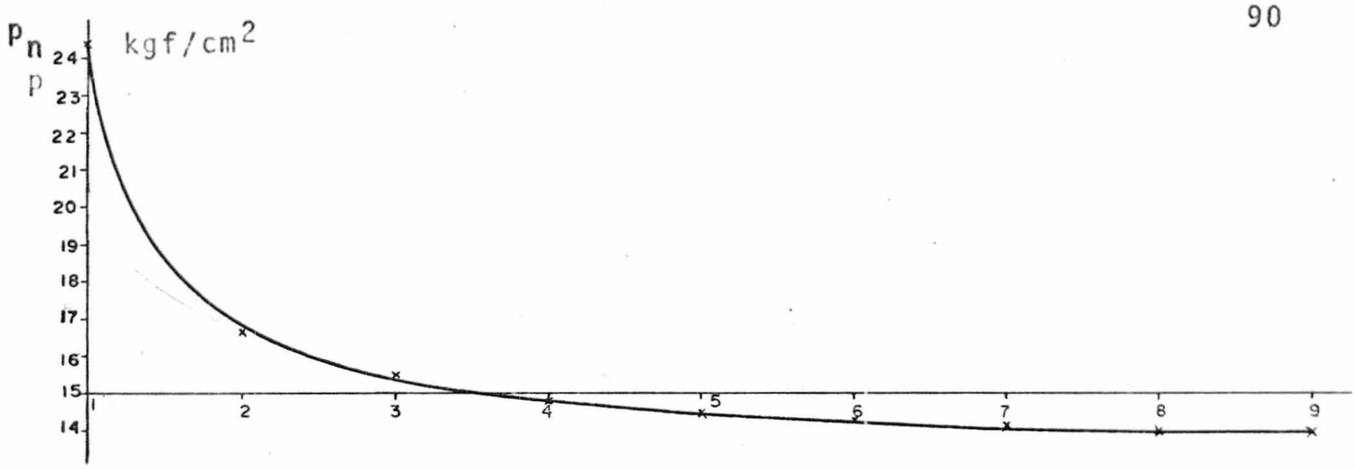
(continuação do Quadro 7.1)

ITERAÇÃO Nº 3 $P_n = 40$ $FT = 350$ $f = 0.27$

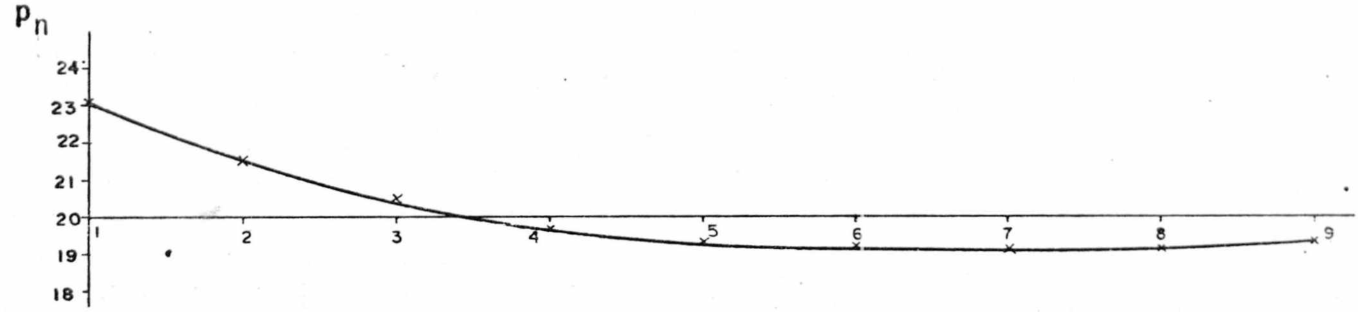
i	λ_{ni}	λ_{nj}	λ_n^K	$\Delta\lambda_n^K$	λ_n^{K+1}
1	2.21245	0.03658	2.17587	0.03690	
2	2.10703	0.06427	2.04276	0.01949	
3	2,00989	0.05635	1.95354	0.01076	
4	1.94520	0.05409	1.89111	0.00371	
5	1.90323	0.05169	1.85154	0.00199	
6	1.88136	0.05105	1.83031	0.00586	
7	1.85991	0.04886	1.81105	0.01152	
8	1.84782	0.05213	1.79569	0.01642	
9	1.82910	0.02031	1.80879	0.00879	

i	λ_{si}	λ_{sj}	λ_s^K	λ_{sfi}	$\lambda_{si}^K > \lambda_{sf}$
1	3.77591	0.81731	2.95860	0.76373	
2	3.86480	0.80944	3.05536	0.71700	
3	3.98242	0.79932	3.18370	0.68569	
4	4.11377	0.77155	3.34222	0.66377	$K_{si} = 0$
5	4.25566	0.75065	3.50501	0.64989	$i = 1$ a 9
6	4.40840	0.73269	3.67571	0.64243	
7	4.57141	0.72365	3.84776	0.63567	
8	4.74848	0.71413	4.63435	0.63028	
9	4.94389	0.71802	4.22587	0.63488	

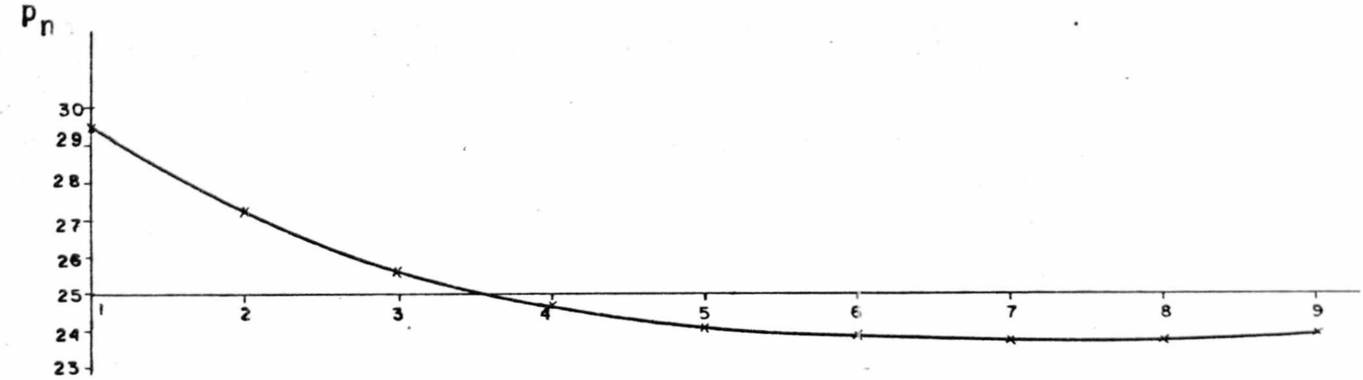
i	k_n^K	k_s^K	F_{ni}	F_{si}
1	2970.77		6.46400	1.74528
2	5620.17		11.4806	3.09976
3	5396.59		10.5424	2.84644
4	5242.76		9.91463	2.67695
5	5148.68		9.53298	2.57390
6	5100.45		9.33540	2.52045
7	5062.68		9.16876	2.47556
8	5033.62		9.03882	2.44048
9	2499.98		4.52193	1.22092
			Σ =79.99911	Σ =21.59976



a)



b)



c)

Fig. 7.3a, b, c - Distribuição de pressão para pressões nominais de a) 15, b) 20 e c) 25 (kgf/cm^2).

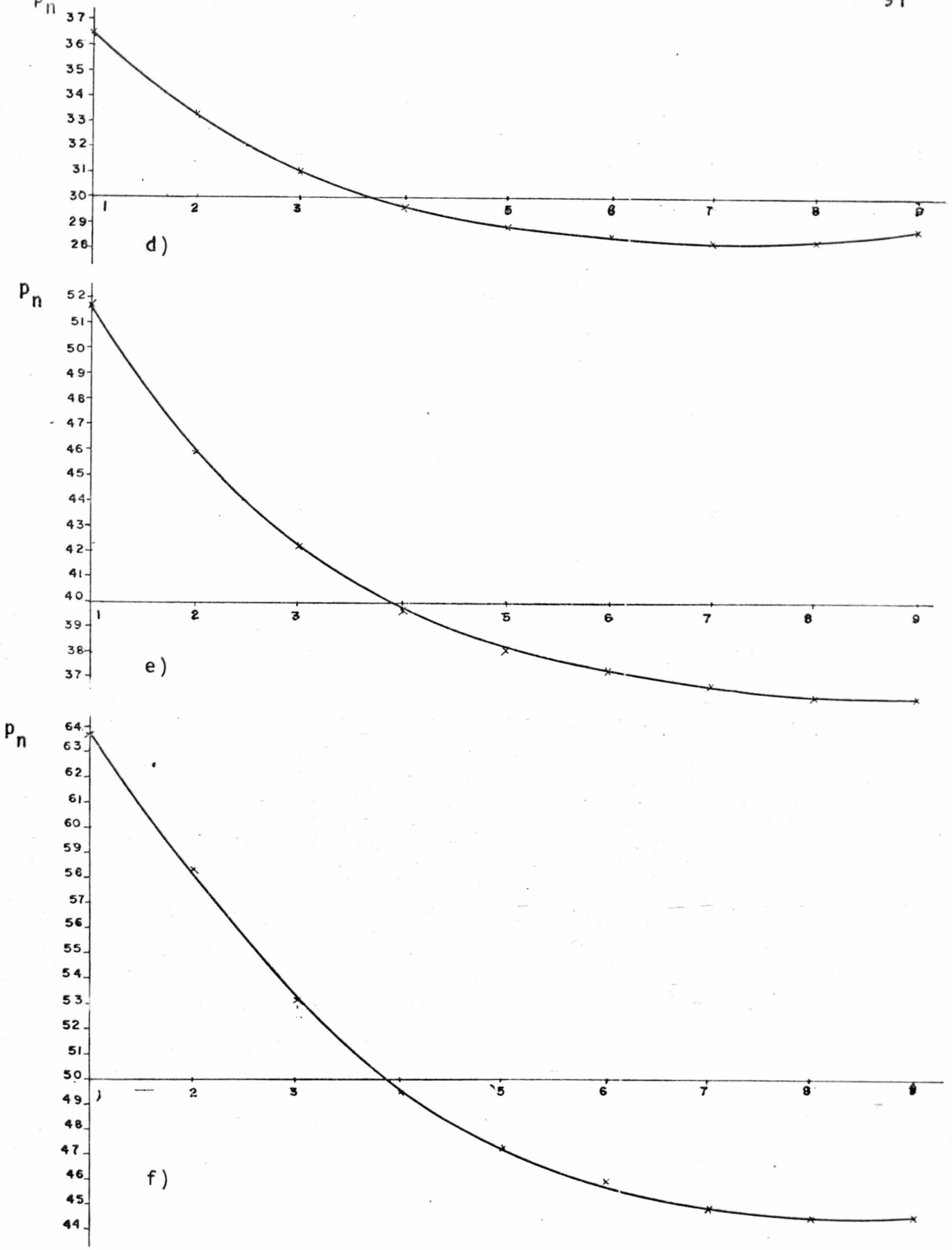


Fig. 7.3d, e, f - Distribuição de pressão para pressões nominais de d) 30, e) 40 e f) 50 (kgf/cm^2)

A fim de adaptar esta equação às características do modelo, levou-se em consideração que:

a) o modelo matemático tem a quarta parte da espessura real;

b) o modelo real possui quatro pares de superfícies em contato.

Então, devido à primeira observação, a equação (5-11) deverá ser multiplicada por 4 e, devido à segunda, também deverá ser multiplicada por 4 . Daí a forma final da equação (5-11) será:

$$W = 32 \cdot f \cdot \sum_{i=1}^{9} \cdot S_i \cdot F_n$$

Os resultados para as diversas condições de carregamento estão apresentados no Capítulo 8, onde são comparados com os valores experimentais.

Aqui será apresentado apenas, quadro 7.2, como exemplo, o cálculo da energia dissipada para o par de carga $p_n = 40$ Kgf/cm^2 e FT = 350 Kgf. (Série A)

Quadro 7.2 - Cálculo da energia dissipada para $p_n = 40$ Kgf/cm^2 e FT = 350 kgf , com f = 0.27 (Série A)

i	λ_{si}	λ_{sf}	S_i	F_{ni}	$S_i.F_{ni}$
1	2.95860	0.76373	2.19487	6.4640	10.1876
2	3.05536	0.71700	2.33836	11.4806	26.8457
3	3.18310	0.68569	2.49741	10.5424	26.32869
4	3.34222	0.66377	2.67845	9.91463	26.55584
5	3.50501	0.64989	2.55512	9.53298	27.21780
6	3.67571	0.64243	3.03328	9.33540	28.31688
7	3.54776	0.63567	3.21209	9.16876	29.45088
8	4.03435	0.63028	3.40407	9.03882	30.76877
9	4.22587	0.63488	3.55099	4.92193	15.5200
					Σ = 225.1922

$W = 32 \cdot f \cdot \Sigma\ S_i\ F_n = 1945.661$ kgf.µm

Dos resultados do programa de computador, se acham disponíveis os deslocamentos de todos os nós do modelo. Foram então escolhidos alguns nós do contorno da peça para, a partir deles, traçar o contorno deformado da peça quando as cargas normais e tangenciais são aplicadas. As Figuras 7.4a e 7.4b, mostram a deformação das peças formadoras da junta para os pares de carga 20 kgf/cm^2 x 250 kgf e 40 kgf/cm^2 x 350 kgf, respectivamente.

No Capítulo 8, os resultados teóricos serão comparados com os experimentais.

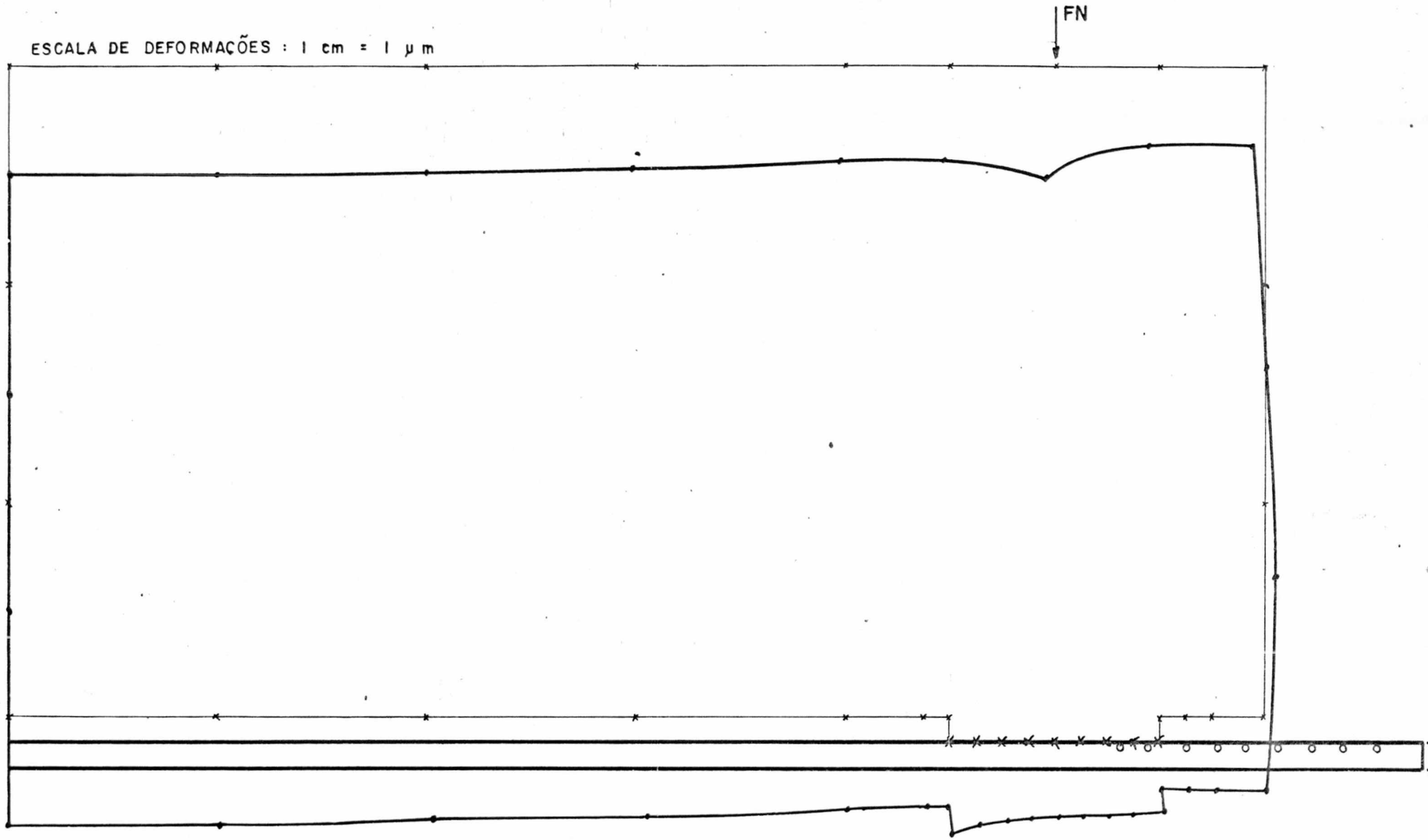


Fig. 7.4a - Bloco deformado para pn = 20 kgf/cm^2 , FT = 250 kgf e f = 0.27

x - ponto não deformado

. - ponto deformado no Bloco; o ponto deformado na tira

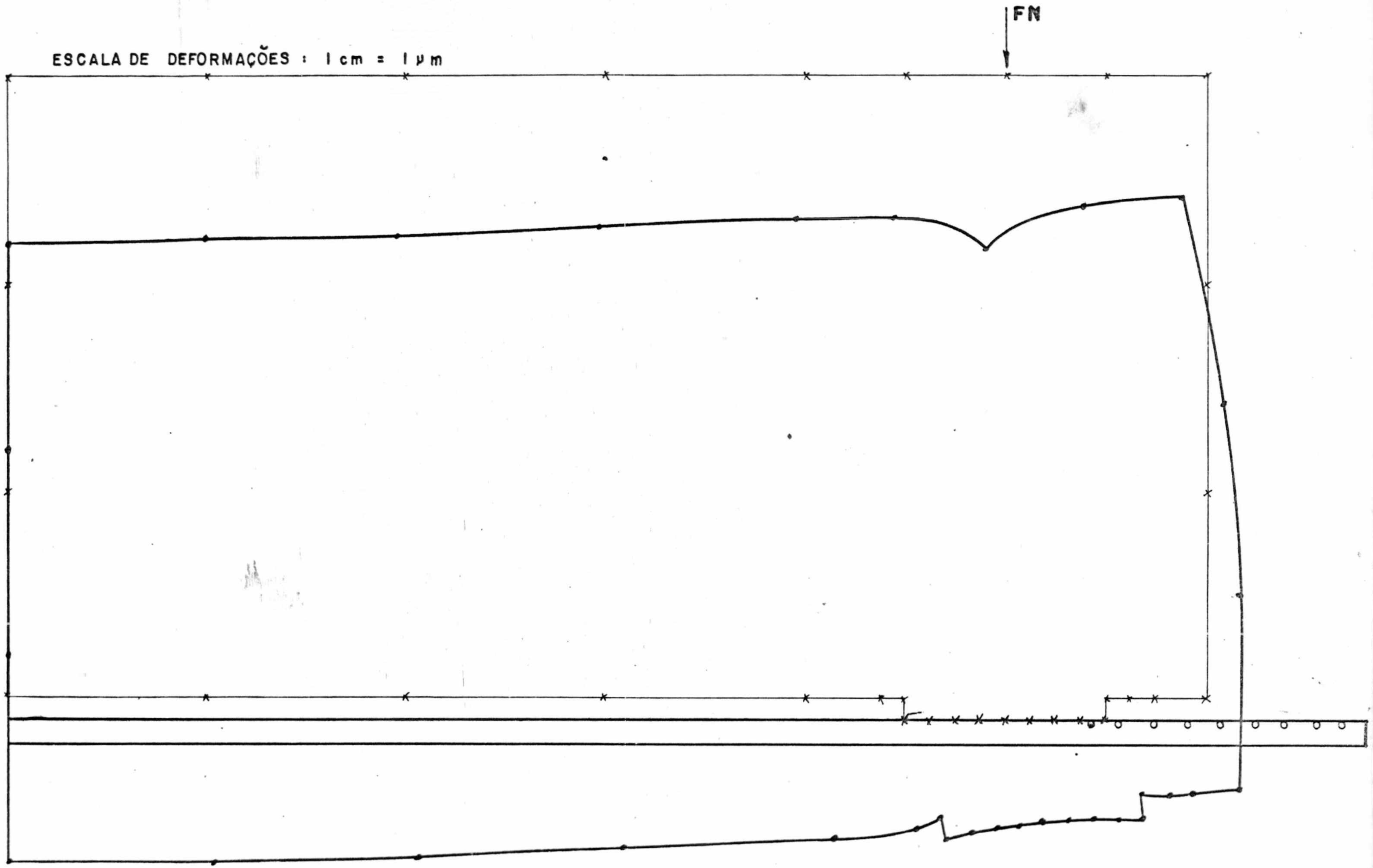


Fig. 7.4b -Bloco deformado para pn = 40 kgf/cm^2 , FT = 350 kgf e f = 0.27
x - ponto não deformado
. - ponto deformado no Bloco; o ponto deformado na tira

CAPÍTULO 8

DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

8.1 - INTRODUÇÃO

De acordo com as predições sobre o comportamento das superfícies em contato e solicitados tangencialmente, a força transmitida por atrito (F_{at}) cresce com o acréscimo da força tangencial aplicada (FT), até que o limite da força de atrito seja vencida. A partir deste ponto, a força transmitida por atrito se mantém constante com relação à força tangencial aplicada. A Figura 8.1 ilustra este caso.

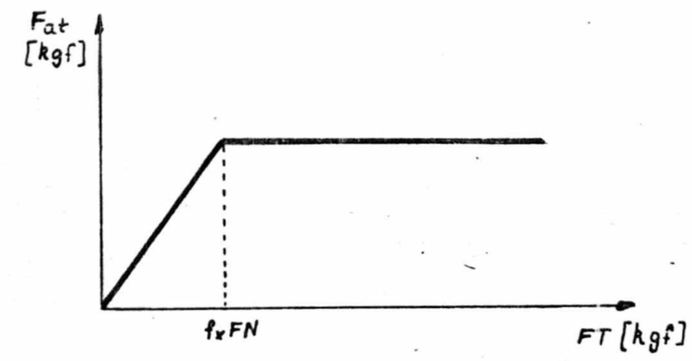


Fig. 8.1 - Variação da força transmitida por atrito com a força tangencial aplicada.

Com isto, a forma esperada para a relação carga-deslocamento para um ciclo completo de carga tangencial aplicada na tira central do modelo usado, Figura 6.1, deverá ser semelhante à curva mostrada na Figura 8.2 . Nesta figura, o trecho A-B corresponde à rigidez inicial do modelo antes do limite da força de atrito ser atingido. O trecho B-C, indica o início do escorregamento relativo entre as superfícies. No trecho C-D, o atrito foi completamente vencido e a força transmitida por atrito permanece constante. A inclinação do trecho C-D corresponde à rigidez da tira central somente. No descarregamento os trechos D-E, E-F, e F-A, correspondem aos trechos A-B, B-C e C-D, respectivamente.

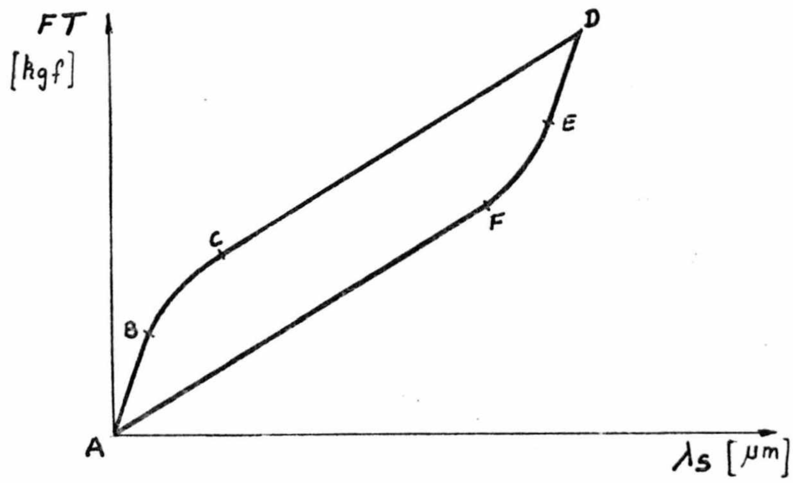


Fig. 8.2 - Comportamento teórico da relação carga-deslocamento para o modelo da Figura 6.1 .

8.2 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Dos resultados experimentais, Capítulo 6, construiu-se os Quadros 8.1 e 8.2, para as séries A e B, respectivamente, mostrando valores da energia dissipada para ciclos de carga sucessivos, para cada par pressão normal - força tangencial.

Nota-se significativas diferenças na quantidade de energia dissipada para o primeiro ciclo com os demais ciclos . Parte destas diferenças são atribuídas à acomodações das asperezas, processo de deformação plástica, que ocorrem principalmente no primeiro ciclo.

Por análise do aspecto das curvas obtidas, Figuras 6.9 e 6.10 e Anexo 1, nota-se que não se obteve a forma esperada para a relação carga - deslocamento apresentada na Figura 8.2 . Nas curvas experimentais a região elástica, correspondente ao trecho A-B da Figura 8.2, foi muito aumentada de um ciclo

QUADRO 8.1 - Quantidade de energia dissipada da Série A comparada com os valores teóricos calculados.

SÉRIE A

Pn	FT	NÚMERO DE CICLOS										TEÓRICO
		1º	2º	3º	4º	5º	6º	7º	8º	9º	10º	
15	80	51.5	21.0	20.7	22.6	17.4	19.3	15.2	15.1			
	96	20.9	25.2	22.7	25.5	25.3	24.7					75.89
	120	81.7	53.5	51.1	48.8	55.9	49.0	45.8				208.79
	150	117.3	89.8	91.2	98.3	87.1						370.6
	200		182.0									651.90
20	100	90.3	20.2	14.8	16.2	15.9	11.8	12.0	11.7	10.4	11.4	
	150	178.4	33.4	29.3	27.6	34.8	30.1	26.3	27.5	26.2	24.1	327.29
	200	280.4	78.8	92.2	74.6	72.7	48.7	57.9	56.6	54.4	55.9	688.95
	250	370.1	201.8	125.3	108.9	100.4	110.9	102.6	116.2			1049.7
25	100	117.3	21.9	12.5	13.2	11.4						
	150	114.6	31.9	35.3	29.4	26.9	25.1	21.8	19.4	14.8	19.3	
	200	270.4	81.5	72.9	72.9	54.9	54.0					641.92
	250	167.9	126.4	120.7	104.3	80.8	95.7	109.1	81.7	67.2	67.6	
	300	484.8	218.4	223.5	194.8	204.3	180.0	175.2				1505.8

(s e g u e)

QUADRO 8.1 (continuação)

SÉRIE A

P_n	FT	NÚMERO DE CICLOS										TEÓRICO
		1º	2º	3º	4º	5º	6º	7º	8º	9º	10º	
30	200				69.3	73.2	58.15	58.5	53.7	34.7		286.810
30	250	394.1	348.7	125.2	106.4	115.2	100.7	88.6	91.3	98.4		889.125
30	300	487.2	263.3	232.2	230.5	216.3	172.8	164.0				1494.244
30	400	1008.8	901.6									2452.00
40												
40	250	360.9	54.8	36.6	47.5	48.8	47.5					330.801
40	300	464.6	89.0	87.8	88.2	90.6	77.5					1138.232
40	350	542.6	126.0	126.0	118.3	108.1						1945.661
50	200			11.94	13.43	10.44	13.13					
50	250	253.1	27.0	33.3	25.6	29.8	29.8	19.7				
50	300	376.1	37.8	39.4	38.8	37.6						659.830

QUADRO 8.2 - Quantidade de energia dissipada da série B comparada com os valores teóricos calculados.

SÉRIE B

												TEÓRICO
15	100	406.125	369.75	205.5	210.0	198.5	168.75	150.0	123.75			144.27
	200	516.2	548.7	562.5	570.6	584.2	574.8	600.0	560.7			864.98
	300	1288.1	1126.8	1162.5	1190.6	1194.3	1239.3					1500.12
20	200	141.2	112.8	95.55	83.7	89.6	83.7	76.89				836.86
	300	618.4	604.9	548.9	505.9	455.0	410.9	430.6				1585.89
25	200	682.8	65.1	63.9	58.3	51.5	55.8	62.1				1061.58
	300	403.5	327.1	234.6	168.8	132.8	130.3	103.6	114.8			2165.11
	400	1775.5	1477.5	1288.1	1086.4							3268.60
30	200		20.24	28.6	17.7	13.6						665.68
	300		122.68	107.0	100.8	81.8	73.0	74.3	79.7	73.0		1899.22
	400	1724.3	971.2	670.6	410.3	288.3	250.0	244.0	238.5	231.1		3224.43
	500	2600.1	2340.5	2057.0	2111.5	2003.8	1760.5					4548.24
40	300	1220.7	199.6	178.8								1739.88
	350	809.1	228.7	247.8	168.8	136.4	176.3					3127.32
	400	1076.9	363.4	301.8	219.5	211.2	184.6	168.0	173.8			3722.12

de carga para outro, indicando que ocorreu uma soldagem entre as asperezas mais solicitadas das superfícies em contato (22). Para o primeiro ciclo e para cada nível de carga tangencial, no fim da região elástica, ocorreu um pequeno trecho de deslizamento e com o aumento da carga, havia uma retomada de rigidez (Figuras 6.9 e 6.10). Nos próximos ciclos, a junta demonstrava predominância de características elásticas reduzindo cada vez mais a inflexão da curva referente ao início do escorregamento.

Apesar dos ensaios terem sido realizados sob as mesmas condições de calibração, limpeza das superfícies e aplicação de cargas, no ensaio para pressão normal de 15 Kgf/cm^2, as curvas obtidas são semelhantes à mostrada na Figura 8.2, conforme mostra a figura 8.3a e 8.3b, verificando-se que a rigidez do modelo depois do início do escorregamento coincide com a rigidez da tira central quando tracionada fora do modelo para calibração dos instrumentos, Capítulo 6 . Isto indica que realmente a força transmitida por atrito se manteve constante durante o escorregamento.

8.3 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS.

Os resultados teóricos da quantidade de energia dissipada, Capítulo 7, foram colocados na última coluna dos quadros 8.1 e 8.2, e se mostraram maiores que os resultados experimentais. Esta diferença se torna ainda maior se for relacionada com os últimos cilos de carga.

Os resultados dos ensaios para p_n = 15 Kgf/cm^2, série B, se mostraram bastante próximos dos teóricos; todos os demais resultados experimentais e que não atendem o resultado esperado, figura 8.2, são bem menores.

Analisando os fatores que poderiam ocasionar estas diferenças, o efeito de solda entre os metais das superfícies ' se mostrou como principal responsável pois acarreta aumento do coeficiente de atrito de tal forma que as forças tangenciais aplicadas no modelo se tornaram insuficientes para vencer a for

Fig. 8.3a - Curvas força tangencial x deslocamento para pressão normal = 15 Kgf/cm^2 e força tangencial = 100 e 200 Kgf.

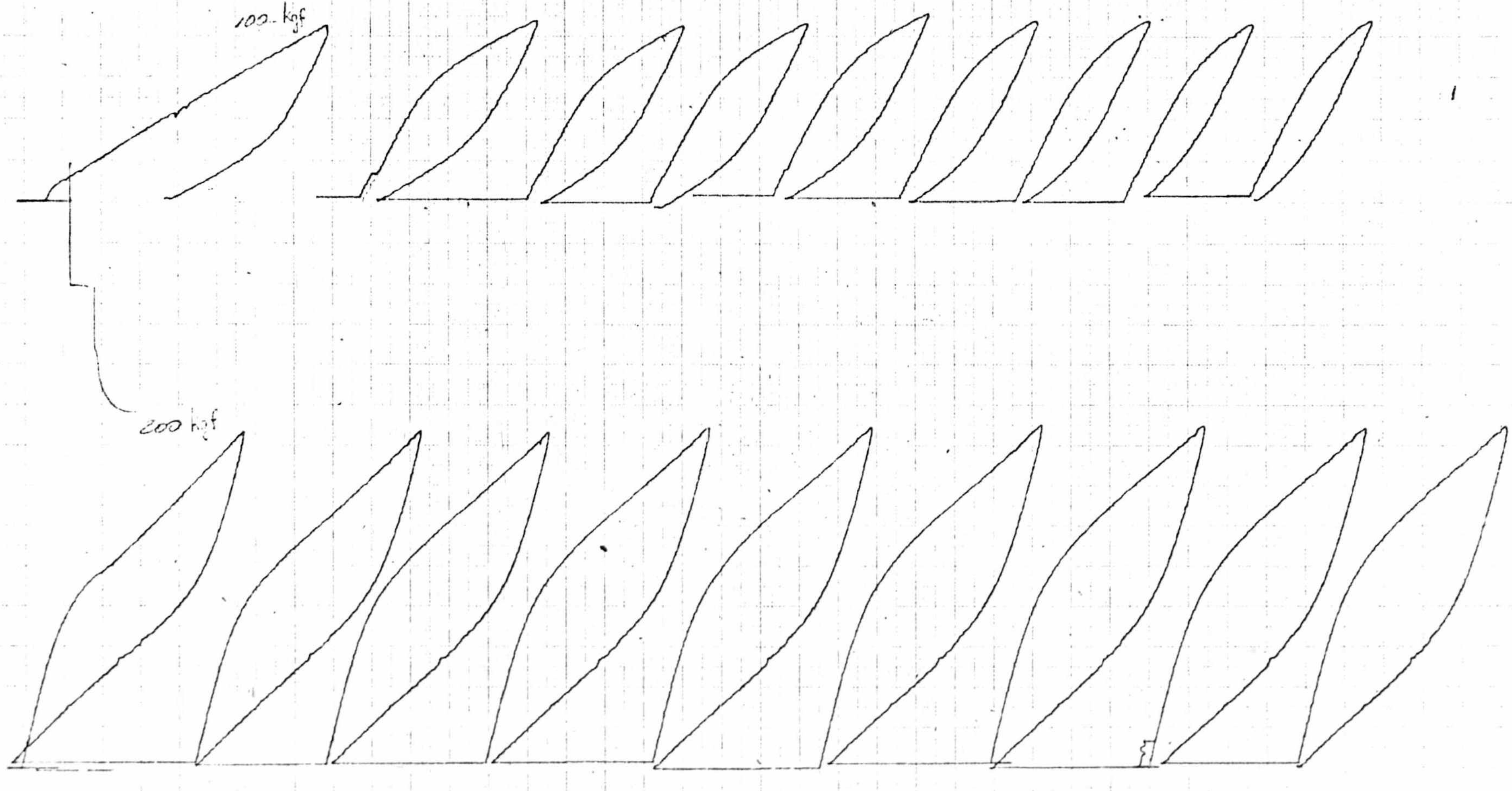
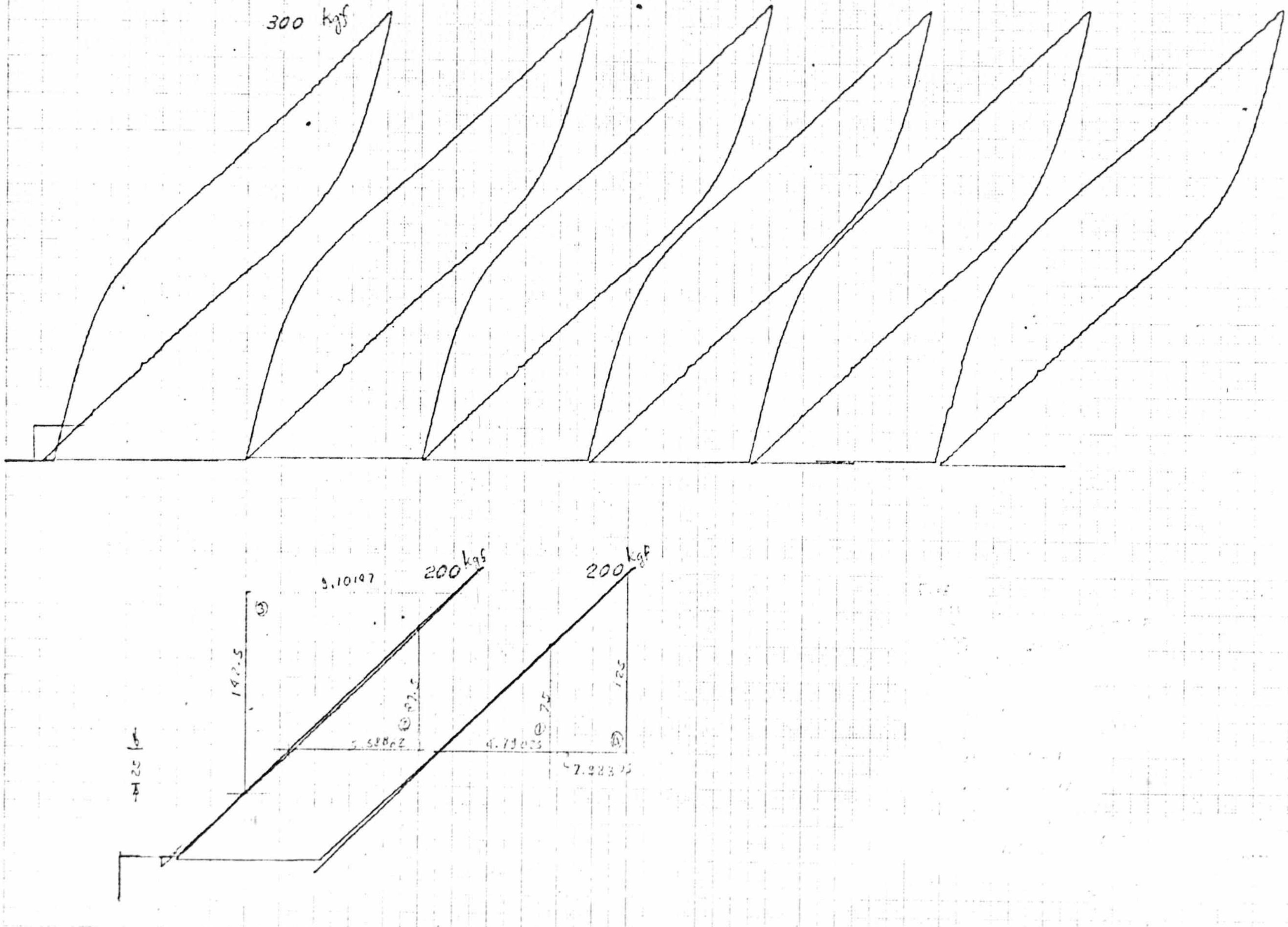


Fig. 8.3b - Idem para FT = 300 e curvas de calibração.



ça de atrito, tornando a junta praticamente num sistema elástico linear.

Buscando pesquisas sobre atrito (22), justificou-se o aumento do coeficiente de atrito pela interação molecular ocorrida nas asperezas sob altas pressões normais. Este fenômeno foi mais acentuado devido ao fato das superfícies estarem desengraxadas e secas.

RABINOWICZ (26), pesquisou este efeito, desengraxando completamente as superfícies em alta vácuo e submeteu-as a pressão de contato e deslizamento relativo. Verificou que o coeficiente de atrito variava de 5 a 200. Em presença do ar ocorre a formação de um filme de óxido sobre as superfícies inibindo o efeito da soldagem das asperezas (24, 25, 26 e 27). Apesar desta inibição, em condições severas o coeficiente de atrito pode chegar ao valor 2 .

Foi pesquisada, então, a influência do coeficiente de atrito sobre a energia dissipada calculada. Para tal, escolheu-se dois pares de pressão normal - força tangencial, 20Kgf/cm^2 x 250 Kgf e 40 Kgf/cm^2 x 350 Kgf, e todo o processo de cálculo, apresentado no Capítulo 7, foi feito para diversos valores de coeficiente de atrito (de 0,05 a 0,5). Dos resultados foram construidos os gráficos da Figura 8.4, que mostram esta variação e também o valor medido da energia dissipada referente aos últimos ciclos de carga (série A), para simples comparação. Dos resultados deste processo de cálculo, foi também relacionado o deslocamento tangencial calculado com o coeficiente de atrito, mostrados na Figura 8.5 .

8.4 - VERIFICAÇÃO DOS EFEITOS DA LUBRIFICAÇÃO

Tentando reduzir ou eliminar o efeito de solda entre as superfícies, foi realizada outra série de ensaios, na qual se usou a pasta Molykote, contendo bissulfato de Molibidneo. Esta pasta apresenta características de lubrificação mista e inibe a formação de junções em superfícies de peças submetidas a condições severas de serviço.

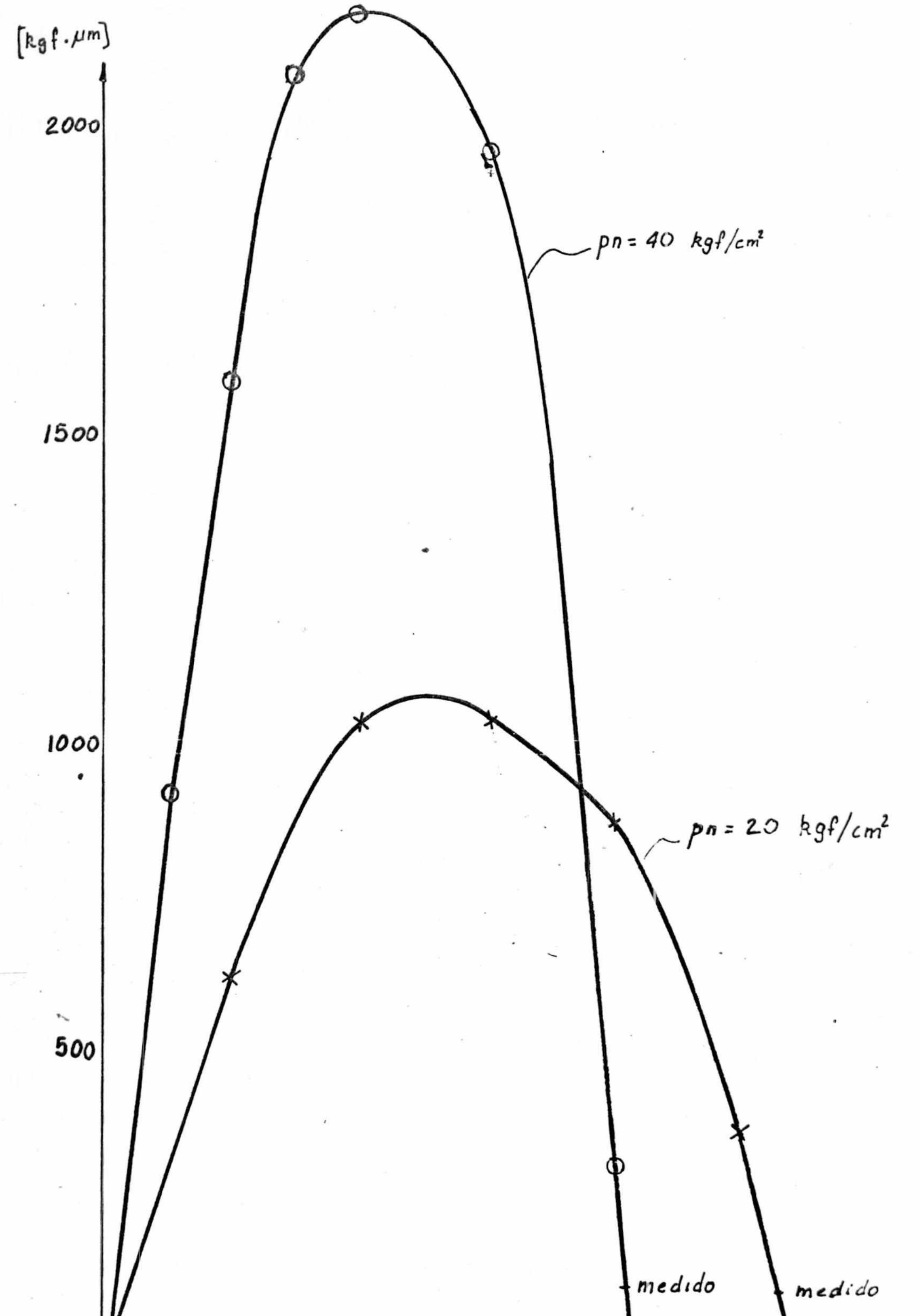


Fig. 8.4 - Variação da energia dissipada com o coeficiente de atrito.

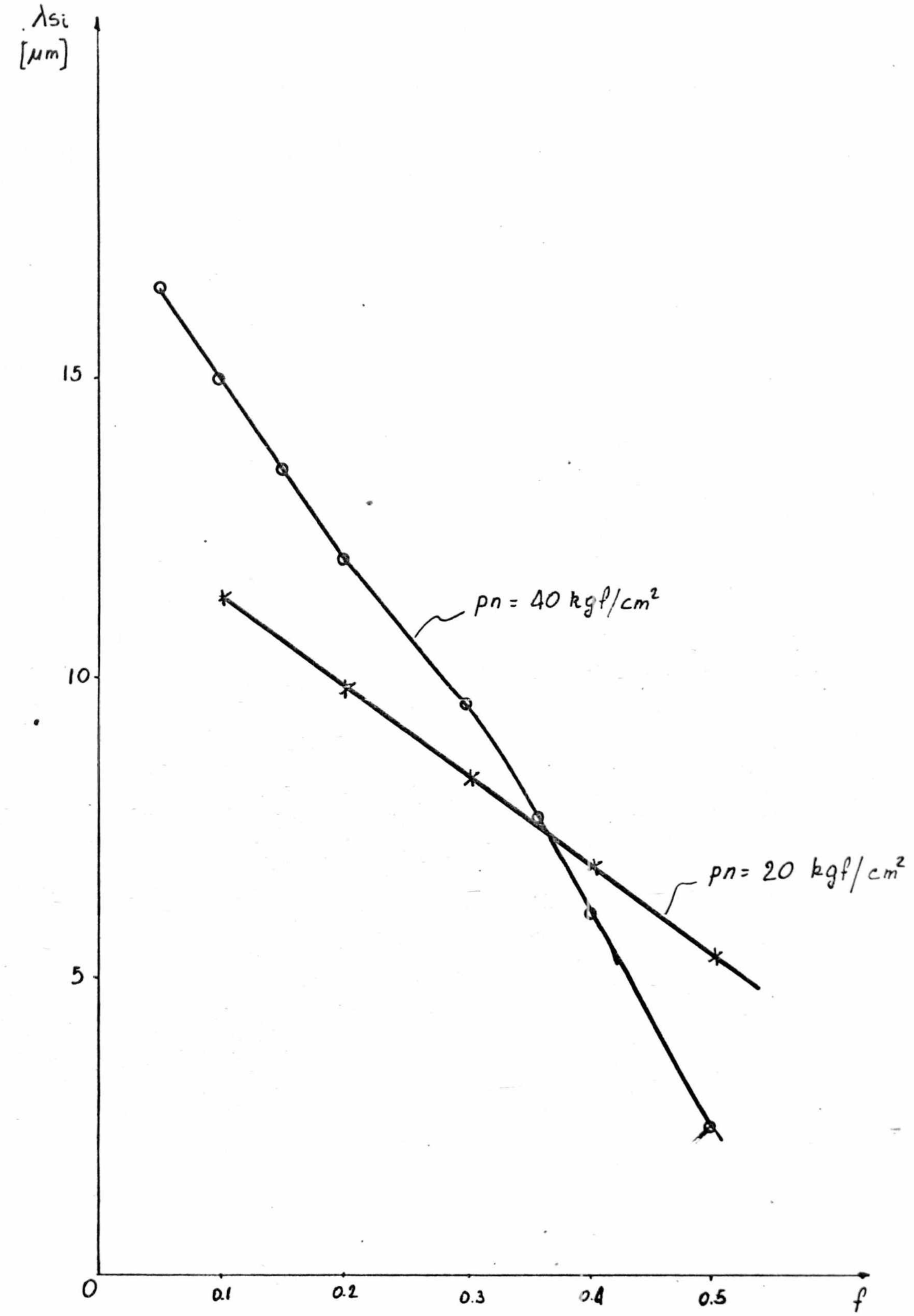


Fig. 8.5 - Variação do deslocamento tangencial com o coeficiente de atrito.

Para os ensaios com lubrificantes, experimentou - se diversas espessuras da camada aplicada de pasta. Primeiramente, aplicou-se fina camada da parte sobre as superfícies e com um passo, a espessura do lubrificante foi reduzida a um mínimo possível e então efetuou-se um teste que acusou ainda alguma tendência à soldagem das superfícies. A junta foi desfeita e uma camada mais espessa da pasta foi aplicada. Este procedimento foi repetido duas vezes até que desaparecesse o efeito de soldagem. Tentou-se assegurar, com isto, que a camada de lubrificante aplicada foi a mínima necessária. Espera-se que com esta fina camada de lubrificante não se tenha alterado as características de rigidez das superfícies.

Para esta nova série de ensaios usou-se as pressões normais e forças tangenciais seguintes:

SÉRIE C - LUBRIFICADA

PRESSÃO NORMAL	FORÇAS TANGENCIAIS			
15	100	200	300		
20	100	200	200		
40		200	300	350	400

As curvas obtidas dos ensaios com lubrificante estão mostradas nas Figuras 8.6 e 8.7 ; as demais estão apresentadas no Anexo 1.

O aspecto geral das curvas está correto quando comparado com a Figura 8.2 . Também se nota das curvas que, sob a mesma pressão normal, a força de atrito se mostra constante em todos os ciclos de carga.

Os resultados medidos estão apresentados no Quadro 8.3, onde estão colocados para comparação os valores da energia dissipada medidos e calculados da série B.

Fig. 8.6 - Curvas obtidas da Série C para
Pn = 20 e FT = 100 e 200 Kgf.

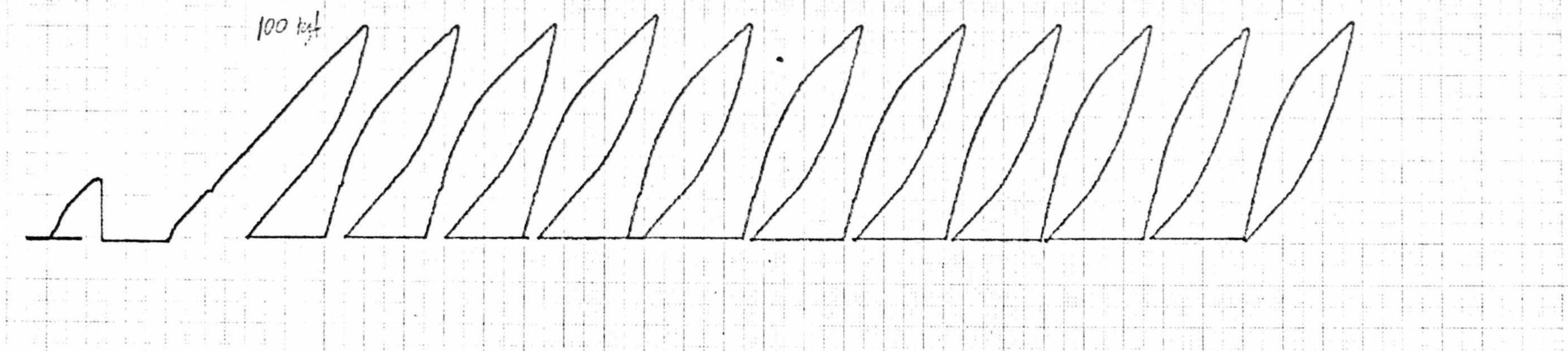
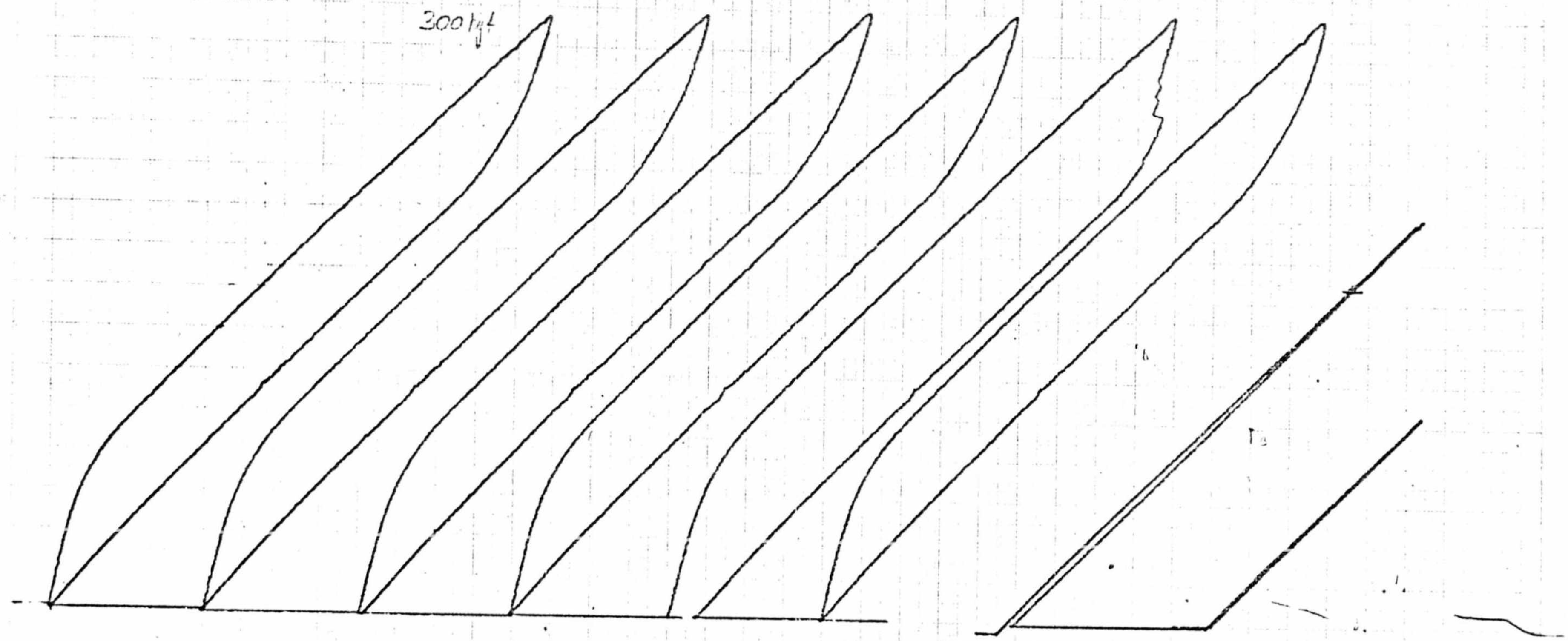


Fig. 8.7 - Curvas obtidas da Série C para
$p_n = 20$ e FT = 300 Kgf.



Quadro 8.3 - Quantidade de energia dissipada da Série C comparado com a Série B.

P_n	FT	SÉRIE C MEDIDO	SÉRIE B MEDIDO	SÉRIE B CALCULADO
15	100	56.50	403.125 a 123.75	144.27
	200	204.5	516.2 a 560.7	864.928
	300	376.5	1288 a 1239	1500.12
20	100	102.8	102	-
	200	411.0	141.2 a 76.59	836.86
	300	771.0	618.4 a 430.6	1575.89
40	200	328.0	-	-
	300	687.0	1220.7 a 178.8	1739.98
	350	1003.0	890.1 a 176.0	3127.32
	400	1285.0	1076.9 a 173.8	3722.12

Da forma das curvas obtidas na Série C, pode-se determinâr a quantidade de energia dissipada para cargas tangenciais distantes das testadas, usando-se a parte da curva entre linhas retas paralelas. Assim, para determinação da energia dissipada para FT = 250 Kgf, basta que se diminua da área medida no ciclo de 300 Kgf a área equivalente a um intervalo de força correspondente a 50 Kgf. Então, a energia dissipada para FT = 250 Kgf sob pressão normal de 20 Kgf/cm^2 é igual a 655 kgf.µm .

8.5 - VERIFICAÇÃO DA RELAÇÃO ENTRE OS VALORES DOS DESLOCAMENTOS TANGENCIAIS MEDIDOS E CALCULADOS.

Dos dados obtidos dos processos de cálculo e das curvas experimentais pode-se construir o Quadro 8.4 .

QUADRO 8.4 - Comparação entre os valores do deslocamento tangencial medido e calculado.

SÉRIE A			
P_n	FT	λ_{si}(medido)*	λ_{si} (calculado)
15	96	2.76	2.176
	120	4.06 a 3.64	3.40
	150	5.00 a 4.80	4.99
	200	6.7	7.52
20	100	2.509 a 1.55	1.52
	150	3.52 a 2.39	4.09
	200	4.78 a 3.49	6.66
	250	5.82 a 1.59	9.23
25	100	2.84 a 1.59	0.6169
	200	4.38 a 3.18	5.75
	300	6.32 a 5.12	10.90
30	200	3.79	4.09
	250	6.27 a 4.85	6.70
	300	7.44 a 6.02	9.278
40	200	4.77 a 3.08	2.173
	250	5.85 a 4.38	4.744
	300	6.82 a 5.512	7.316
	350	7.80 a 6.39	9.887
50	250	4.77 a 3.79	2.714
	300	5.82 a 4.62	6.109

(*) - quando são apresentados dois valores, o primeiro se refere ao primeiro ciclo de carga e o segundo aos últimos ciclos.

(continua)

Quadro 8.4 (continuação)

SÉRIE B			
P_n	FT	λ_{si} (medido)	λ_{si} (calculado)
15	100	4.74	2.911
	200	8.45 a 8.00	9.215
	300	14.83 a 14.29	15.519
20	200	5.46 a 2.73	8.92
	300	2.007 a 4.641	15.228
25	200	7.139 a 3.109	8.004
	300	9.312 a 4.656	14.309
30	200	6.304 a 3.025	5.100
	300	8.86 a 4.94	11.404
	400	11.24 a 6.81	17.709
	500	14.142 a 11.921	24.013
40	350	7.48 a 4.98	12.18
SÉRIE C			
15	100	5.06	2.911
	200	10.059	9.215
	300	16.80	15.519
20	200	10.015	8.92
	300	16.45	15.228
40	350	14.85	12.18

Nota-se que os valores dos deslocamentos tangenciais medidos (nas séries A e B) para menores forças tangenciais são sempre maiores que os calculados e acontece o inverso. nas maiores cargas tangenciais. Isto pode ser atribuido ao efeito de colagem entre as superfícies. Tais efeitos são mais acentuados nos níveis mais altos de carga; então o deslizamento fica bastante reduzido e obviamente resulta em menores deslocamentos.

Estas diferenças não se notam na Série C, onde os deslocamentos medidos são sempre maiores que os calculados, sugerindo que o coeficiente de atrito para as superfícies lubrifi cadas seja menor que o adotado nos cálculos, como esperado.

Uma outra forma da verificação do método de cálculo seria relacionar a energia dissipada, deslocamento tangencial e coeficiente de atrito.

Para tal usar-se-á as Figuras 8.4 e 8.5, e os Quadros 8.1, 8.2, 8.3 e 8.4 .

Serão usados os dados dos pares de pressão normal x força tangencial:

a) 20 Kgf/cm^2 x 250 Kgf

b) 40 Kgf/cm^2 x 350 Kgf

Da série A para o carregamento (a), tem-se:

$W = 67$ Kgf.µm (medido)

$\lambda_{si} = 4.59$ µm (medido)

Pela Figura 8.4, o coeficiente de atrito f, correspondente a 67 Kgf.µm de energia dissipada, tem o valor $f = 0.535$ e com este valor de f no gráfico da Figura 8.5 teria-se um deslocamento de 4.8 µm, valor razoavelmente próximo do medido (4,5 % maior).

Para o carregamento (b), tem-se:

$W = 118$ Kgf.µm (medido)

$\lambda_{si} = 6.39$ µm (medido)

Analogamente ao caso acima, teria-se da Figura 8.4 um coeficiente de atrito $f = 0.41$ e da Figura 8.5 com este valor, o deslocamento seria $\lambda_{si} = 5.6$ m (11,2% menor que o medido)

Estas comparações sugerem que o método de cálculo usado atende bem às condições reais do modelo.

As outras duas séries não devem ser usadas nesta comparação, pois a dimensão da tira central foi alterada para as séries B e C (reduziu de 5.0 para 4.0 mm) e o gráficos das Figuras 8.4 e 8.5 foram feitos para a série A.

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Dos resultados experimentais e teóricos, Capítulos 6 e 7, e de sua comparação, Capítulo 8, pode-se relacionar as seguintes conclusões:

1. A não repetibilidade dos ensaios.
   Apesar dos ensaios terem sido realizados sob as mesmas condições, não se conseguiu obter repetibilidade. Foi tentado repetir o ensaio para p_n = 15 Kgf/cm^2 da série B, que teve seus resultados próximos dos calculados e não se teve êxito. Com isto não se pode afirmar qual é a precisão do método de cálculo, Capítulos 4 e 5.

2. A grande variação do coeficiente de atrito afetou grandemente os resultados, também dificultando a correta avaliação do método de cálculo.

3. Para se tentar obter melhores resultados, testar outro tipo de modelo, que deverá oferecer as seguintes vantagens sobre o modelo usado:
   - dispensar a pré-carga tangencial inicial
   - ser testado em pressões menores que 15 Kgf/cm^2

4. De acordo com as dificuldades apontadas é de fundamental importância o melhor conhecimento e controle do coeficiente de atrito.

Como trabalhos futuros que possam oferecer melhores condições de continuar o trabalho aqui apresentado, o autor sugere:

1. Pesquisar os efeitos de preparação de superfícies, tratamentos térmicos, diversos processos de usinagens e várias combinações de direção de usinagem, sobre a energia dissipada e coeficiente de atrito.

2. Estudar e testar a aplicação de lubrificantes sólidos , fosfatização e sulforização, verificando qual a influência na rigidez tangencial original das superfícies.

3. Pesquisar qual o comportamento das superfícies (deformação das asperezas, rigidez tangencial e normal, coeficiente de atrito), depois de iniciar o deslizamento relativo.

4. Pesquisar e testar qual o deslocamento tangencial limite antes de iniciar o deslizamento (λ_{sf}) para diversos tipos de acabamentos superficiais e preparação de superfícies.

R E F E R Ê N C I A S

|1| HANKS, B.R. and STEPHENS, D.G. : "Mechanisms and scaling of damping in a practical structural joint". NASA - Langley Research Center, Hampton, Virginia.

|2| EARLES, S.W.E. and PHILPOT, M.G. : "Energy dissipation at plane surfaces in contact". Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 9, nº 2, 1967.

|3| ANDREW, C. : "Damping in fixed joints". Conference on damping in Machine Tool Structures, Paper 3, MTIRA , 1969.

|4| MASUKO, M.; ITO, Y. and FUJIMOTO, C. : "Behaviour of the horizontal stiffness and the micro-sliding on the bolted joint under the normal pre-load". 12th International MTDR Conference, University of Manchester, 1971.

|5| MASUKO, M. and ITO, Y. : "Experimental study on the optimum interface pressure on a holted joint, considering the damping capacity". 12th International MTDR Conference, Univerisyt of Manchester, 1971.

|6| METHERELL, A.F. and DILLER, S.V. : "Instantaneous energy dissipation rate in a lap joint uniform claming pressure". Journal of Applied Mechanics, 1968.

|7| BUC, J. and NOWICKI, B. : "The measurement of the real area of contact between two metal surfaces". 8th International MTDR Conference, 1967.

|8| ANDREW, C.; COCKBURN, J.A. and WARING, A.E. :"Metal surfaces in contact under normal forces: some dynamic stiffness and damping characteristics". Proc. Instn. Mechanical Engineers, 1967/68, Vol. 182, Pt 3 K.

|9| BACK, N. : "Deformations in machine tools joints". Ph.D. thesis, U.M.I.S.T., 1972.

|10| KIRSANOVA, V.N. : "The shear compliance of flat joints". Machine and Tooling, Vol. 38, 1967.

|11| BOECHAT ALVES, D. : "PROASE - programa analisador de sistemas estruturais". Paper D-17, IIIº Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1975.

|12| BOECHAT ALVES, D. : "PROASE - manual do usuário". Centro Tecnológico da UFSC, 1975.

|13| BEARDS, C.F. : "Some effects of interface preparation on frictional damping in joints". Int. Journal of Machine Tool Design and Research, Vol. 15, Pergamon Press,1975.

|14| GHABRIAL, S. and ZAGHLOOL, S. : "The effect of surface roughness on static friction". Int. Journal of Machine Tool Design and Research, Vol. 15, Pergamon Press,1975.

|15| DOLBEY, M.P. and BELL, R. : "The contact stiffness of joints at low aparent interface pressures". Annals of the CIRP, Vol. 17, 1970.

|16| SPIERS, R. and CULLIMORE, M.S.G. : "Fretting fatigue failure in friction grip bolted joints". Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 10, 1968.

|17| BOECHAT ALVES, D. : "Um programa geral de elementos finitos - PROASE". Centro Tecnológico, UFSC, 1975.

|18| BACK, N. e GÖZ, R.D.S. : "Método de cálculo da dissipação de energia em juntas secas". Paper D-15, IIIº Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1975.

|19| BACK, N. : "Métodos numéricos de cálculos da distribuição de pressão e deformações de corpos elásticos em contato". Tese Livre Docência, CTC/UFSC, 1974.

|20| HOLLAND and BELL : "Finite elements methods in stress analysis". Tapir Editora.

|21| PRZEMIENIECKI . "Theory of matriz structural analysis" . McGraw Hill.

|22| SNOEIJER, Berend - Consultas pessoais.

|23| COURTNEY-PRATT and EISNER, E. : "The effects of a tangential force on the contact of metallic bodies". University of Cambridge, 1956.

|24| "Metal deformations processes, friction and lubrification". Cap. 3, Marcel Dekker Inc., 1970.

|25| "Standard handbook of lubrification engineering", Capítulos 1 e 4, McGraw Hill, 1968.

|26| "Lubrification and lubrificants", Cap. 1, Elsevier Publishing Company, 1967.

|27| LIPSON, Charles : "Wear considerations in design". Prentice-Hall, 1970.

|28| BOECHAT ALVES, D. : "Matrizes de rigidez e tensões para placas anisotrópicas quadrangulares", Nota técnica TD-2 - IIIº Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1975.

|29| BOECHAT ALVES, D. : "Matrizes de rigidez e tensões para membranas anisotrópicas", publicação interna do Centro Tecnológico da UFSC.

ANEXO 1

3.1 - NOÇÕES SOBRE ELEMENTOS FINITOS

Para alcançar os objetivos propostos nesta tese, é necessário determinar como a pressão normal se distribui ao longo das superfícies de contato, e isto foi conseguido através do método dos elementos finitos.

Em trabalho anterior (9), foi desenvolvido um método iterativo para determinar a distribuição de pressão normal em superfícies usinadas em contato. Tal método será apresentado no Capítulo 4.

3.1.1 - Definições e Considerações Preliminares (17)

Um sistema estrutural será definido como uma rede de pontos, os nós, interligados por elementos polinodais, tais como vigas, membranas e placas. Os nós são pequenos corpos rígidos onde são ligados os vértices dos membros por meio de ligações rígidas, desprovidas de massa. Assim, um elemento binodal seria constituído de um membro elástico ligado aos respectivos nós por ligações rígidas, como na Figura 3.1 .

Fig. 3.1 - Elemento Binodal

Três sistemas de referência serão definidos para facilidade e versatilidade na introdução de cargas, deslocamentos , especificação das restrições vinculares dos nós e obtenção das matrizes intrínsecas dos elementos. São êles:

1 - Sistema global:

Relacionado com a topologia geométrica do sistema. Poderá ser um sistema cartesiano, cilíndrico ou esférico.

2 - Sistema de referência local:

Especificado para cada nó do sistema estrutural. Se para o nó i, tal sistema não é definido, êle será considerado paralelo ao global. Este sistema de referência facilita a especificação de carregamento, deslocamento ou restrições vinculares em direções distintas daquelas do sistema global.

3 - Sistema intrínseco de referência:

Solidário ao elemento. Nos elementos binodais, o eixo 3 deste sistema ligará a origem ao término do membro e dos outros dois eixos; um será especificado pelo analista. Nos elementos polinodais, o primeiro nó especificado será a origem do sistema e o eixo 1 terá a direção do segundo nó especificado.

O vetor deslocamento e o vetor forças externas de um nó genérico i, são definidos como:

$$u^i = \begin{Bmatrix} u_1^i \\ u_2^i \\ u_3^i \\ u_4^i \\ u_5^i \\ u_6^i \end{Bmatrix} \quad \text{e} \quad f^i = \begin{Bmatrix} f_1^i \\ f_2^i \\ f_3^i \\ f_4^i \\ f_5^i \\ f_6^i \end{Bmatrix} \qquad (3\text{-}1)$$

respectivamente.

onde em u_k^i e f_R^i os índices k = 1, 2, 3 significam deslocamentos e forças nas direções 1, 2 e 3 ; e k = 4, 5, 6 significam rotações ou momento nas direções (k-3), tudo referido ao sis tema de referência local.

Para transformar vetores do sistema global para o sistema local, a matriz de transição será:

$$|T^i| = |t^i_{\ell m}| \qquad \ell = 1,3 \; ; \quad m = 1,3 \qquad (3\text{-}2)$$

onde $t_{\ell m}$ é o cosseno do ângulo formado entre o eixo local e ' com o eixo global m. Os deslocamentos se relacionam como abaixo:

$$u^i = \begin{bmatrix} T^i & \emptyset \\ \emptyset & T^i \end{bmatrix} \cdot \left\{ \bar{u}^i \right\} \qquad (3\text{-}3)$$

onde $\bar{u}^i$ é em relação ao sistema global e $\emptyset$ é matriz nula de ordem 3.

Do sistema intrínseco para o global o procedimento é análogo, através da matriz de transição R.

Se os vértices do elemento são ligados aos nós através de ligaduras rígidas, os deslocamentos do vértice correspondente ao nó i e os deslocamentos do nó i estão interligados pela relação

$$v^{ij} = \begin{bmatrix} I & D^i \\ \emptyset & I \end{bmatrix} \cdot \left\{ \bar{u}^i \right\} \qquad (3\text{-}4)$$

onde I é a matriz identidade de ordem 3 e D^i uma matriz anti-simétrica de ordem 3, cujos elementos não triviais são as componentes do vetor ligadura rígida. Assim, para o esquema da Figura 3.2,

$$[D^i] = \begin{bmatrix} 0 & (X_3^{mi} - X_3) & -(X_2^{mi} - X_2^i) \\ -(X_3^{mi} - X_3^i) & 0 & (X_1^{mi} - X_1) \\ (X_2^{mi} - X_2^i) & -(X_1^{mi} - X_1) & 0 \end{bmatrix} \qquad (3\text{-}5)$$

onde m representa o término do elemento.

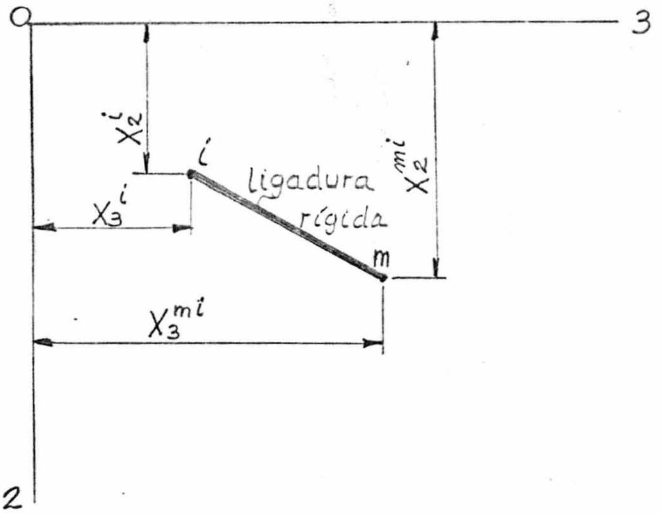


Fig. 3.2 - Coordenadas da ligadura rígida.

3.1.2 - Formulação das Matrizes de Rigidez dos Elementos

Visando facilidade de explanação, será considerado um elemento binodal, visto que os polinodais são de generalização imediata, implicando apenas em maior manuseio aritmético.

A equação (3-6) abaixo, relaciona deslocamentos e esforços nos vértices do elemento binodal ligando o nó i ao nó j .

$$\begin{Bmatrix} p^{ij} \\ \\ p^{ji} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{K}^{ij}_{ii} & \overline{K}^{ij}_{ij} \\ \\ \overline{K}_{ji} & \overline{K}_{jj} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v^{ij} \\ \\ v^{ji} \end{Bmatrix} \qquad (3\text{-}6)$$

onde $\overline{K}^{ij}_{mn}$, $m = i,j$ e $n = i,j$, são sub-matrizes constituintes da matriz intrínseca do elemento em questão.

A transformação linear do sistema intrínseco para o local, considerando ligaduras rígidas, é

$$v^{ij} = \begin{bmatrix} R & \emptyset \\ \emptyset & R \end{bmatrix}^t \begin{bmatrix} I & D^i \\ \emptyset & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T^i & \emptyset \\ \emptyset & T^i \end{bmatrix}^t \begin{Bmatrix} u^i \end{Bmatrix} \qquad (3\text{-}7)$$

ou definindo

$$C^i = \begin{bmatrix} R & \emptyset \\ \emptyset & R \end{bmatrix}^t \begin{bmatrix} I & D^i \\ \emptyset & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T^i & \emptyset \\ \emptyset & T^i \end{bmatrix}^t \qquad (3\text{-}8)$$

tem-se

$$v^{ij} = C^i.u^i$$
$$v^{ji} = C^j.u^j \qquad (3\text{-}9)$$

As relações (3-9) exprimem os vetores deslocamentos nas extremidades dos membros, em termos dos deslocamentos dos nós.

Analogamente, a relação entre vetores força dos nós e os vetores força dos vértices do elemento, são

$$q^{ij} = [C^i]^t \; p^{ij} \qquad (3\text{-}10)$$

Usando (3-9) e (3-6), a equação (3-10) pode ser escrita,

$$\begin{Bmatrix} g^{ij} \\ g^{ji} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C^i & \emptyset \\ \emptyset & C^j \end{bmatrix}^t \begin{bmatrix} \overline{K}^{ij}_{ii} & \overline{K}^{ij}_{ij} \\ \overline{K}^{ij}_{ji} & \overline{K}^{ij}_{jj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C^i & \emptyset \\ \emptyset & C^j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u^i \\ u^j \end{Bmatrix} \qquad (3\text{-}11)$$

Definindo

$$K^{ij}_{ii} = (C^i)^t.\overline{K}^{ij}_{ii}.C^i$$
$$K^{ij}_{ij} = (C^i)^t.\overline{K}^{ij}_{ij}.C^j$$
$$K^{ij}_{ji} = (C^j)^t.\overline{K}^{ij}.C^i \qquad (3\text{-}12)$$
$$K^{ij}_{jj} = (C^j)^t.\overline{K}^{ij}_{jj}.C^j$$

a equação (3-11) se transforma em

$$\begin{Bmatrix} g^{ij} \\ g^{ji} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K^{ij}_{ii} & K^{ij}_{ij} \\ K^{ij}_{ji} & K^{ij}_{jj} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u^i \\ u^j \end{Bmatrix} \qquad (3\text{-}13)$$

Para o equilíbrio individual do nó é necessário

$$f^i = \sum_j . \; g^{ij} \qquad (3\text{-}14)$$

onde j toma os valores dos nós interligados ao nó i por elementos. Ou, através da (3-13),

$$f^i = \sum_j (K^{ij}_{ii}.u^i + K^{ij}_{ij}.u^i) \tag{3-15}$$

Para o equilíbrio de um sistema com n nós, tem-se um sistema de equações da forma de (3-15) para $i = 1,n$

$$f^i = H^{i1}u^1 + \ldots + H^{ii}u^i + \ldots + H^{ij}u^j + \ldots + H^{in}u^n \tag{3-16}$$

onde

$$H^{ii} = \sum_j K^{ij}_{ii} \quad \text{e} \quad H^{ij} = \sum_j K^{ij}_{ij} \quad \text{para} \quad i \neq j$$

Em forma matricial

$$F = Hu = \begin{Bmatrix} f^1 \\ f^2 \\ \vdots \\ \vdots \\ f^n \end{Bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} H^{11} & H^{12} & \ldots & H^{1i} & \ldots & H^{1j} & \ldots & H^{1n} \\ H^{21} & H^{22} & & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ H^{i1} & \ldots & & H^{ii} & & \vdots & & H^{in} \\ H^{j1} & & & \vdots & & H^{jj} & \ldots & H^{jn} \\ H^{n1} & \ldots & & H^{ni} & \ldots & H^{nj} & & H^{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u^1 \\ u^2 \\ \vdots \\ u^i \\ \vdots \\ u^j \\ \vdots \\ u^n \end{Bmatrix} \tag{3-17}$$

A matriz H é chamada matriz de rigidez completa, é singular, descreve o sistema mecânico e não é associada a nenhuma condição particular de carregamento, deformação ou vinculos. E para a solução da equação (3-17), é necessário impor condições vinculares para tornar o sistema adequadamente estável.

Mostra-se (17) que a matriz de rigidez K^{ij} do elemento binodal ij, é completamente determinada pelos elementos distintos da matriz K^{ij}_{ii} mais os tres elementos distintos da matriz D^i

$$K^{ij} = \left[\begin{array}{c|c} K^{ij}_{ii} & K^{ij}_{ij} \\ \hline K^{ij}_{ji} & K^{ij}_{ii} \end{array}\right]$$

E K^{ij}_{ii} será chamada matriz fundamental intrínseca do elemento ij.

3.1.3 - Determinação da Matriz Fundamental Intrínseca dos Elementos Finitos.

Aqui apenas se apresentará o método de determinação das matrizes fundamentais intrínsecas para a viga reta e membrana quadrangular. Para outros elementos, tais como vigas retas não uniformes, quadriláteros de cizalhamento, elementos quadrangulares ou trinagulares com características de membrana e/ou de placa, e ainda elementos quadrangulares ou triangulares curvos; consultar referências (17), (28) e (29).

3.1.3.1 - Matriz de rigidez para viga reta

A origem e término deste elemento coincidem com o centroide da secção, e a sua ligação com os nós são efetuados através de um plano rígido contendo a secção de origem ou término do membro.

Para obtenção da matriz K_{ii}^{ij}, será fixado o término do elemento ($v^{ij} = 0$), veja Figura 3.3 .

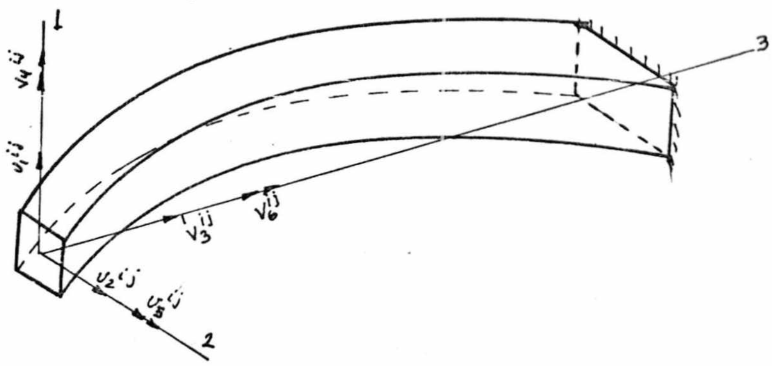


Fig. 3.3 - Elemento binodal, solicitado em uma extremidade.

A matriz de rigidez intrínseca seria então determinada pelo processo dos coeficientes de influência, isto é, mantem-se fixas todas as coordenadas da origem, exceto a k, a qual se dá um deslocamento unitário. Calcula-se o vetor tensão correspondente p^{ij} . Este vetor será a $k_{ésima}$ coluna da matriz fundamental intrínseca do membro.

Quando o centro da secção não coincide com o centro de cizalhamento, as relações tensões-deslocamentos no centro de cizalhamento tem a forma:

$$\tilde{p} = \tilde{K}.\tilde{v} \tag{3-18}$$

onde $\tilde{p}$ e $\tilde{v}$ são vetores com componentes relativos ao sistema principal, Figura 3.4 .

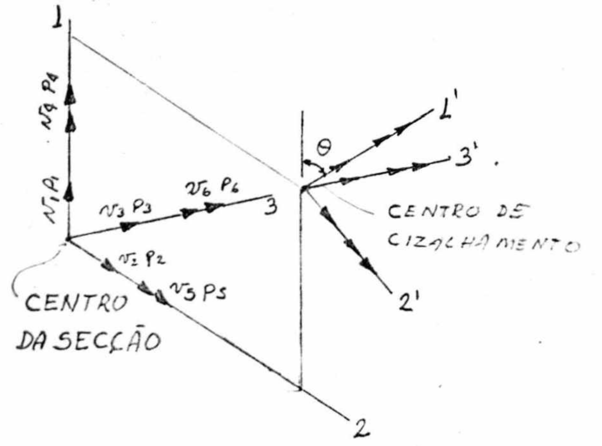
Para transformar $\tilde{p}$ em p , a matriz B é usada. Onde p é referido ao sistema intrínseco na origem do membro,

$$B = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\text{sen}\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \text{sen}\theta & \cos\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos\theta & -\text{sen}\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \text{sen}\theta & \cos\theta & 0 \\ b_1 & b_2 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3-19}$$

onde:

$$b_1 = -z_2.\cos\theta + z_1.\text{sen}\theta$$

$$b_2 = z_2.\text{sen}\theta + z_1.\cos\theta$$



1,2,3 sistema de referencia intrínseco

1',2',3' sistema principal da secção.

Fig. 3.4 - Sistemas de referencia da secção do elemento binodal.

daí:

$$\tilde{v} = B.v$$
$$p = B^t.\tilde{K}.B.v \qquad (3\text{-}20)$$

Se o centro de cizalhamento coincidir com o centroide da secção e o sistema principal coincidir com o intrínseco,

$$B = I \qquad e \qquad \tilde{K} = \overline{K}_{ii} \qquad (3\text{-}21)$$

3.1.4 - Determinação dos Coeficientes da Matriz Intrínseca de Rigidez para Vigas Retas Uniformes

Estes coeficientes são definidos em relação ao sistema principal da secção. A matriz de rigidez intrínseca fundamental é, então:

$$\tilde{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & 0 & 0 & k_{15} & 0 \\ & k_{22} & 0 & k_{24} & 0 & 0 \\ & & k_{33} & 0 & 0 & 0 \\ & & & k_{44} & 0 & 0 \\ \text{SIM.} & & & & k_{55} & 0 \\ & & & & & k_{66} \end{bmatrix} \qquad (3\text{-}22)$$

onde k_{11}, k_{15}, k_{55} e k_{22}, k_{24}, k_{44} representam as características de flexão do membro nos planos principais contendo os eixos 1-3 e 2-3, respectivamente. k_{33} e k_{66} são as características de tensão axial e torção do membro.

Para formular os valores dos oito coeficientes acima, basta analisar a Figura 3.5 .

Então,

$$\begin{Bmatrix} v_1 \\ v_5 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{L^3}{3EI_2} + \dfrac{\alpha_1 L}{GA} & -\dfrac{L^2}{2EI_2} \\ -\dfrac{L^2}{2EI_2} & \dfrac{L}{EI_2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_5 \end{Bmatrix}$$

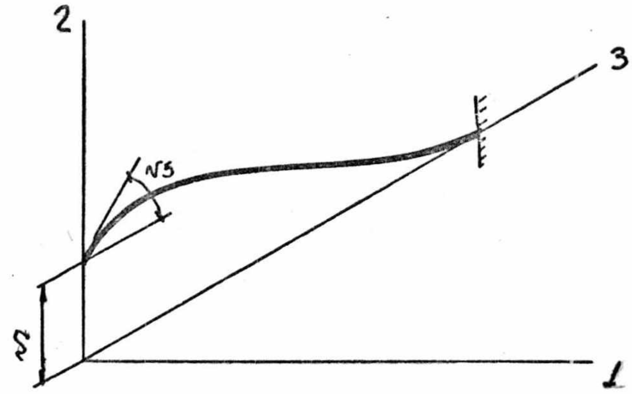


Fig. 3.5 - Elemento binodal solicitado à flexão no plano 2-3 .

daí:

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ p_5 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{L} & \frac{K_1}{2} \\ \frac{k_1}{2} & K_1\left(\frac{L}{3} + \frac{C_1}{L}\right) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_5 \end{Bmatrix} \qquad (3\text{-}23)$$

onde

$$C_1 = \frac{EI_2}{GA}\,\alpha_1 \qquad\qquad k_1 = \frac{EI_2}{C_1 + L^2/12} \qquad (3\text{-}24)$$

e

L = comprimento da viga

A = área da secção reta

I_1 e I_2 = momento de inércia da área

α_1 e α_2 = constante de deformação ao cizalhamento

C = constante de torsão uniforme

C_1 = constante de torsão não uniforme

E = módulo de elasticidade

G = módulo de elasticidade transversal

1 e 2 = são referentes aos eixos principais 1 e 2 da secção reta.

Para os eixos 2 e 3 tem-se, por analogia:

$$k_2 = \frac{EI_1}{C_2 + L^2/12} \qquad \text{e} \qquad C_2 = \frac{EI_2}{GA}\,\alpha_2 \qquad (3\text{-}25)$$

Daí:

$$k_{11} = \frac{k_1}{L} \quad , \quad k_{15} = \frac{k_1}{2} \quad , \quad k_{55} = k_1\left(\frac{L}{3} + \frac{C_1}{L}\right)$$

$$k_{22} = \frac{k_2}{L} \quad , \quad k_{24} = \frac{k_2}{2} \quad , \quad k_{44} = k_2\left(\frac{L}{3} + \frac{C_2}{L}\right) \qquad (3\text{-}26)$$

A constante de rigidez axial é dada por:

$$k_{33} = \frac{AE}{L} \qquad (3\text{-}27)$$

e a torsional é:

$$k_{66} = \frac{GC}{L}\left[1 - \frac{\tan h\left(\frac{L}{2}\;\frac{C}{C_1}\right)}{\frac{L}{2}\;\frac{C}{C_1}}\right] \qquad (3\text{-}28)$$

3.1.5 - Membrana Quadrangular (29)

Um elemento é considerado conformável, se a configuração deslocamento é contínua no interior do elemento e nas interfaces de contorno dos elementos adjacentes.

Para a classe de elementos considerada neste trabalho (deslocamentos nodais são usados como coordenadas generalizadas), elementos conformáveis são obtidos impondo deslocamentos lineares ao longo do contorno do elemento. Assim, com a notação definida na Figura 3.6, os deslocamentos dos pontos do contorno são dados por:

- ao longo do contorno 1-2

$$u = \frac{x}{x_2}\, g_1$$

$$v = 0$$

- ao longo do contorno 2-3

$$u = \left(1 - \frac{y}{y_3}\right) g_1 + \frac{y}{y_3}\, g_2$$

$$v = \frac{y}{y_3}\, g_3 \qquad (3\text{-}29)$$

- ao longo do contorno 3-4 (3-29)

$$u = (1 - \frac{x - x_4}{x_3 - x_4})\, g_4 + \frac{x - x_4}{x_3 - x_4}\, g_2$$

$$v = (1 - \frac{x - x_4}{x_3 - x_4})\, g_5 + \frac{x - x_4}{x_3 - x_4}\, g_3$$

- ao longo do contorno 4-1

$$u = \frac{y}{y_4}\, g_4$$

$$v = \frac{y}{y_4}\, g_5$$

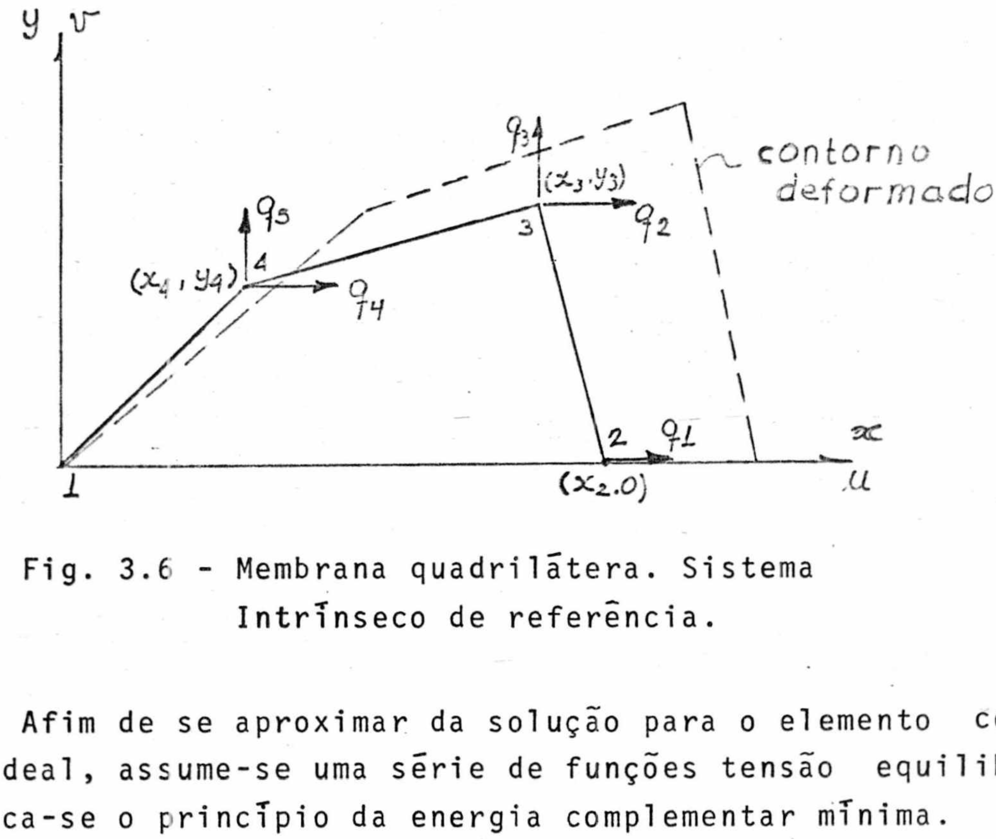


Fig. 3.6 - Membrana quadrilátera. Sistema Intrínseco de referência.

Afim de se aproximar da solução para o elemento conformável ideal, assume-se uma série de funções tensão equilibradas e aplica-se o princípio da energia complementar mínima.

Quanto maior o número de funções tensão, mais se aproxima da solução exata.

Chamando β o vetor tensão generalizada, $\beta = (\beta_1, \beta_2, \ldots, \beta_n)$, e σ o tensor tensão, o campo de tensões é aproximado por:

$$\sigma = P.\beta \tag{3-30}$$

onde P é uma matriz $3xn$, cujos elementos são funções das coordenadas (x,y) da membrana.

Afim de determinar o vetor β tal que a energia complementar mínima

$$\bar{u} = u - \int_A u_i S_i dA = \text{mínimo} \tag{3-31}$$

seja satisfeita, considera-se a relação tensões-deformações

$$E = N.\sigma = N P \beta \tag{3-32}$$

e a energia de deformação

$$u = \frac{1}{2} \int_V \sigma^t N\sigma.dV \tag{3-33}$$

onde V é o volume. Usando a equação (3-30), a energia de deformação pode ser escrita:

$$u = \frac{1}{2} \beta^t H \beta \tag{3-34}$$

onde

$$H = \int_V P^t NP.dV \tag{3-35}$$

As condições de deslocamento no contorno são da forma

$$u = L.q$$

onde os elementos de L são funções dos pontos ao longo do contorno e $q = (q_1, q_2, q_3, q_4, q_5)$ são os deslocamentos relativos dos nodos da membrana.

As forças de contorno podem ser escritas sob a forma:

$$S = R.\beta \tag{3-36}$$

onde os èlementos de R são funções dos pontos ao longo do contorno.

A energia complementar total é:

$$\bar{u} = \frac{1}{2} \beta^t H \beta - \beta^t T.q \tag{3-37}$$

onde

$$T = \int_A R^t.L.ds \qquad (3\text{-}38)$$

Para o mínimo da energia complementar $(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \beta_i}) = 0$, para $i = 1,n$)

$$H\ \beta = T\ q$$

ou

$$\beta = H^{-1}T\ q \qquad (3\text{-}39)$$

que substituida em (3-34) fornece

$$u = \frac{1}{2}\ q^t T^t H^{-1} T.q \qquad (3\text{-}40)$$

e, portanto, a matriz de rigidez da membrana quadrilátera é dada por

$$K = T^t H^{-1} T \qquad (3\text{-}41)$$

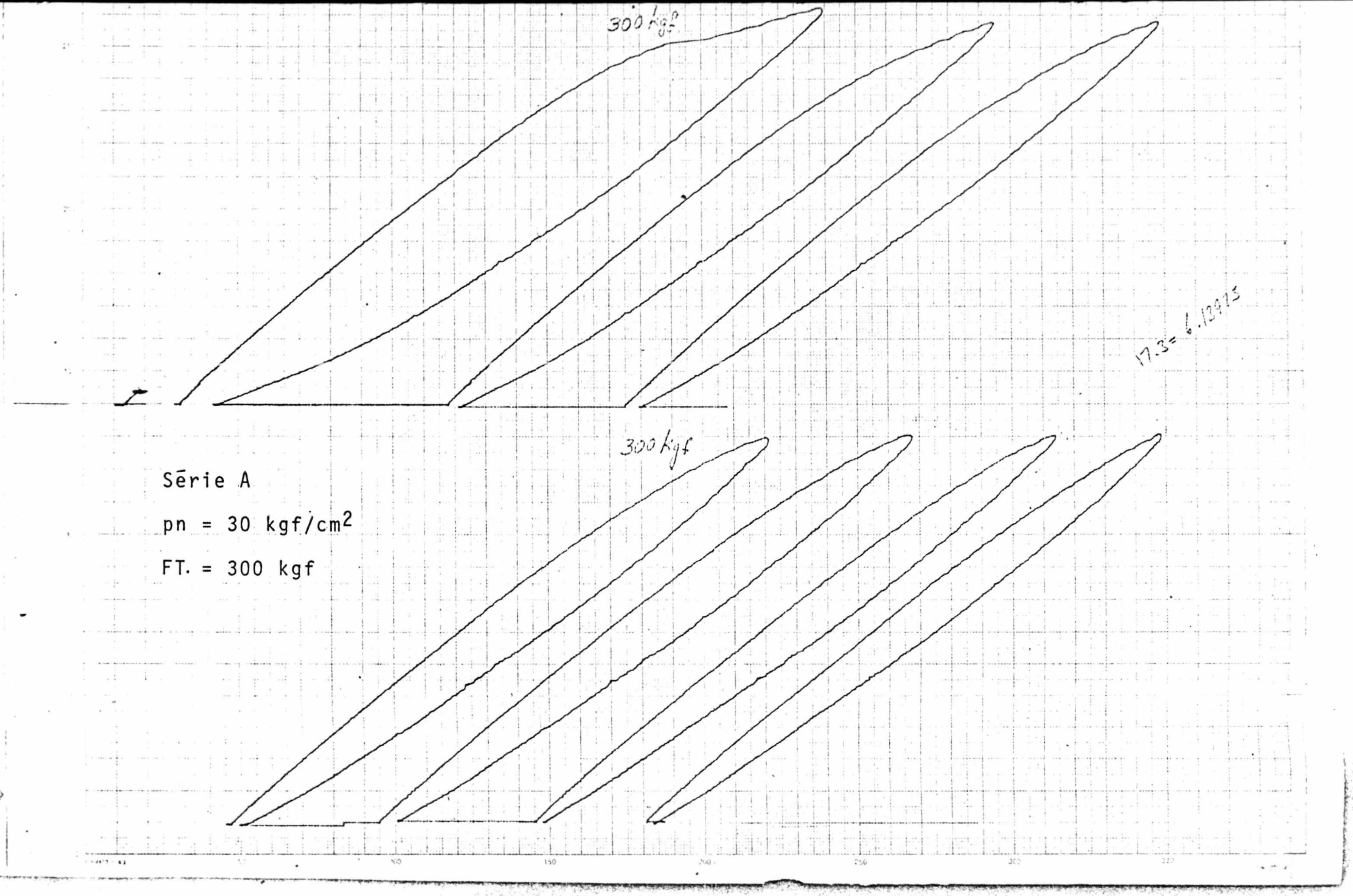
Logo que a solução é obtida, o vetor q é conhecido para cada elemento e β é calculado pela equação (3-39), usando a matriz intrínseca de tensões $H^{-1}T$.

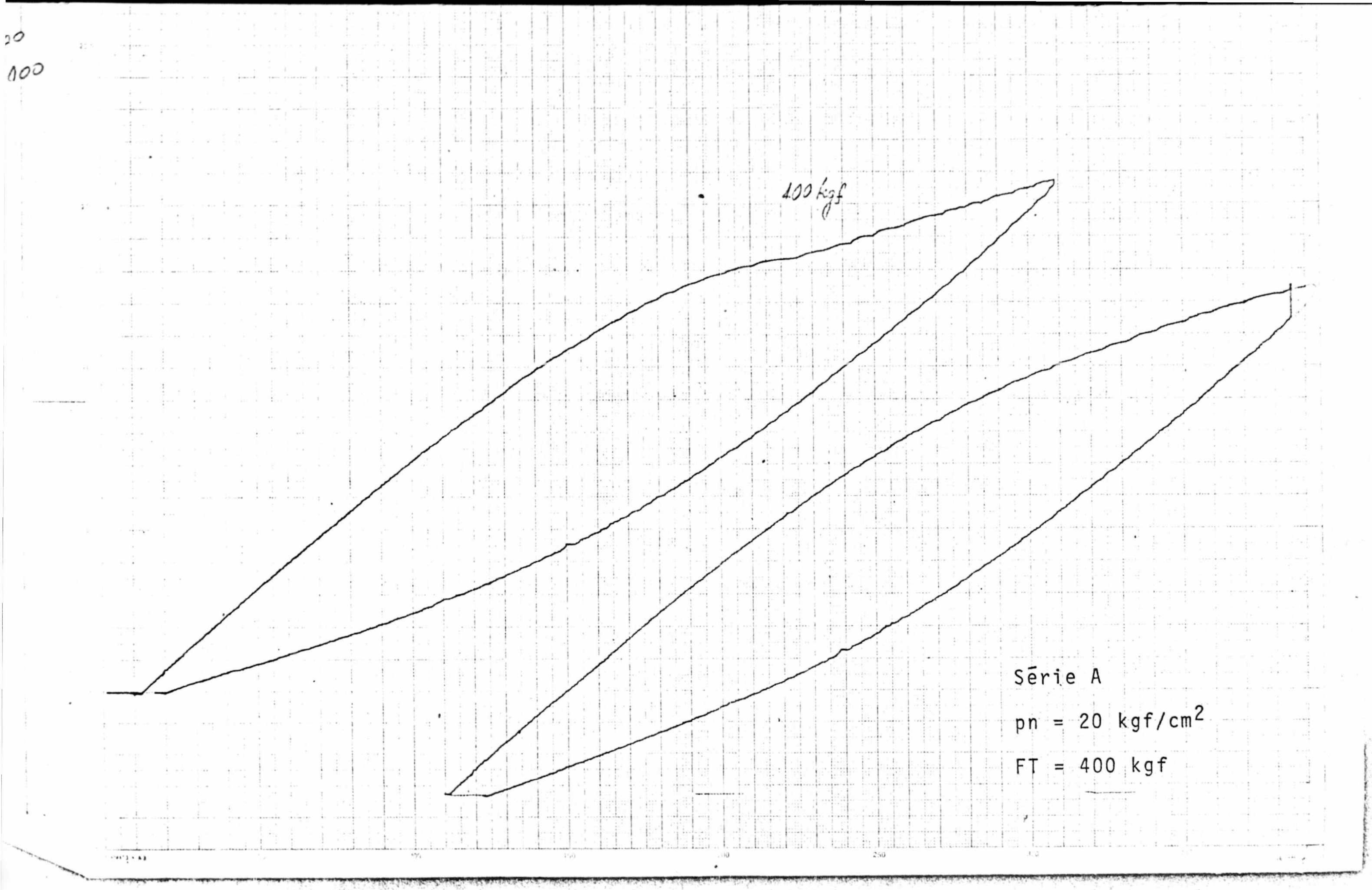
ANEXO 2

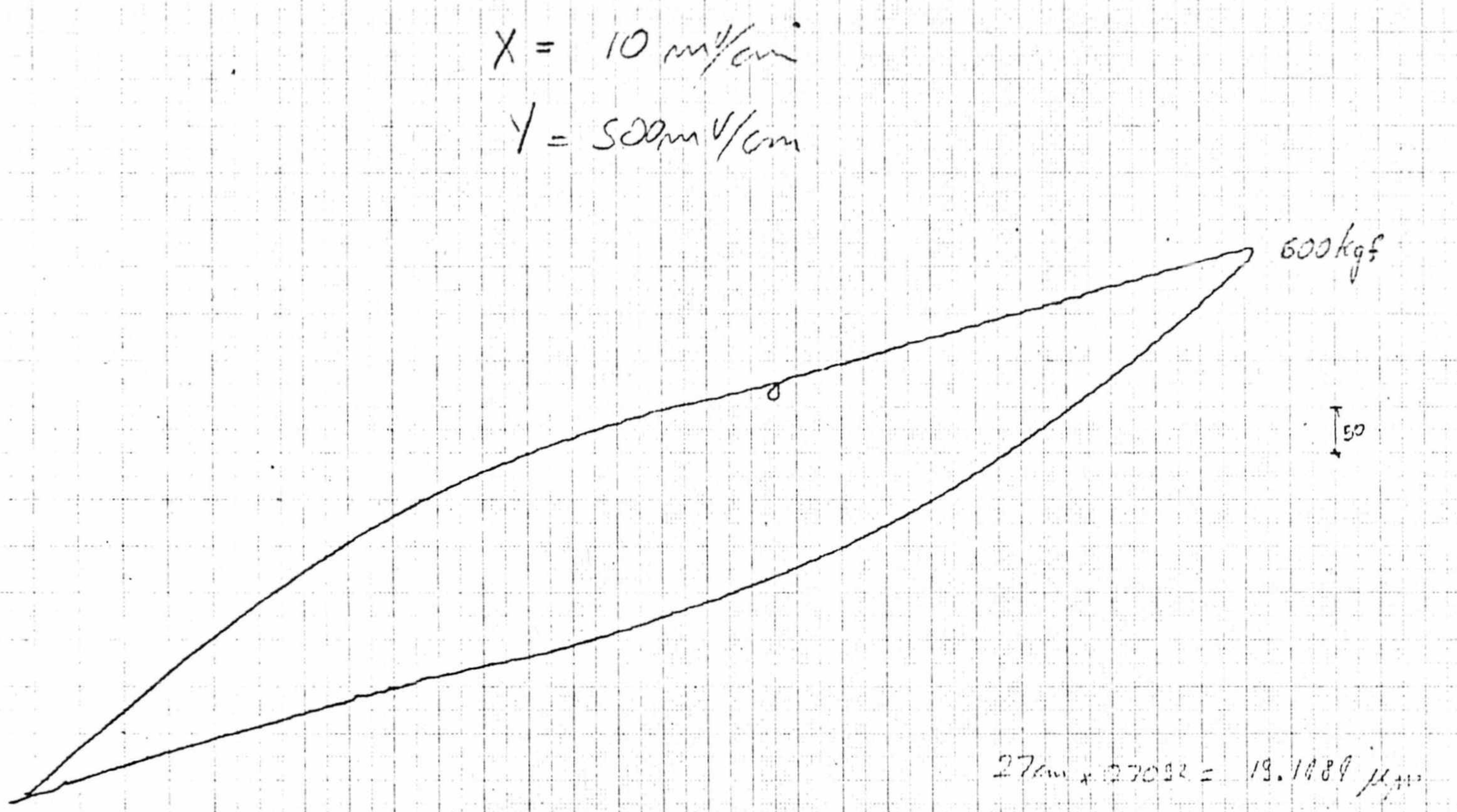
Neste anexo, os ensaios estão mostrados por suas curvas força tangencial x deslocamento.

As figuras serão identificadas por:

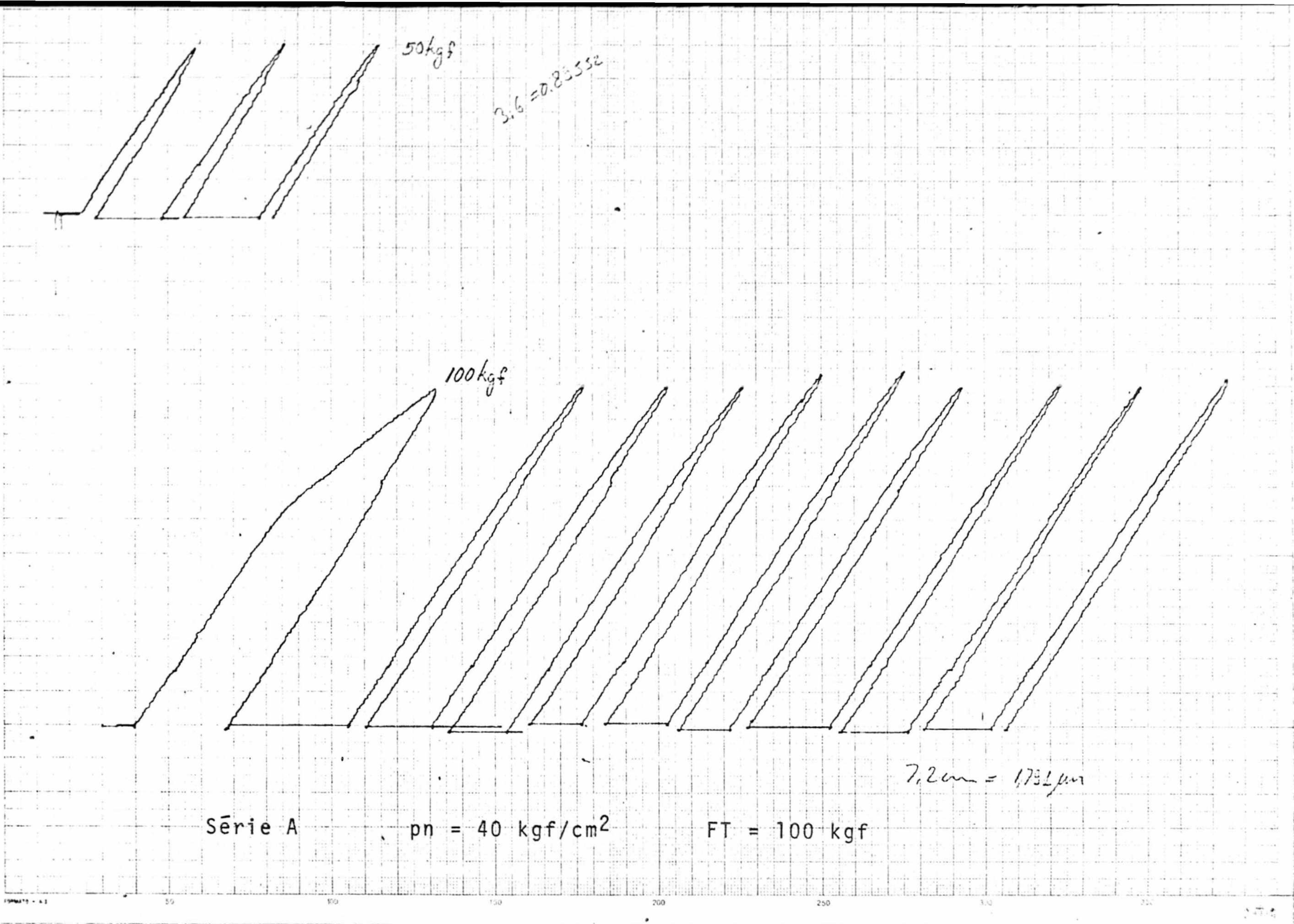
- valor da pressão normal (pn)
- valor da força tangencial (FT)
- série correspondente A, B ou C


300 kgf
300 kgf
Série A
pn = 30 kgf/cm2
FT. = 300 kgf

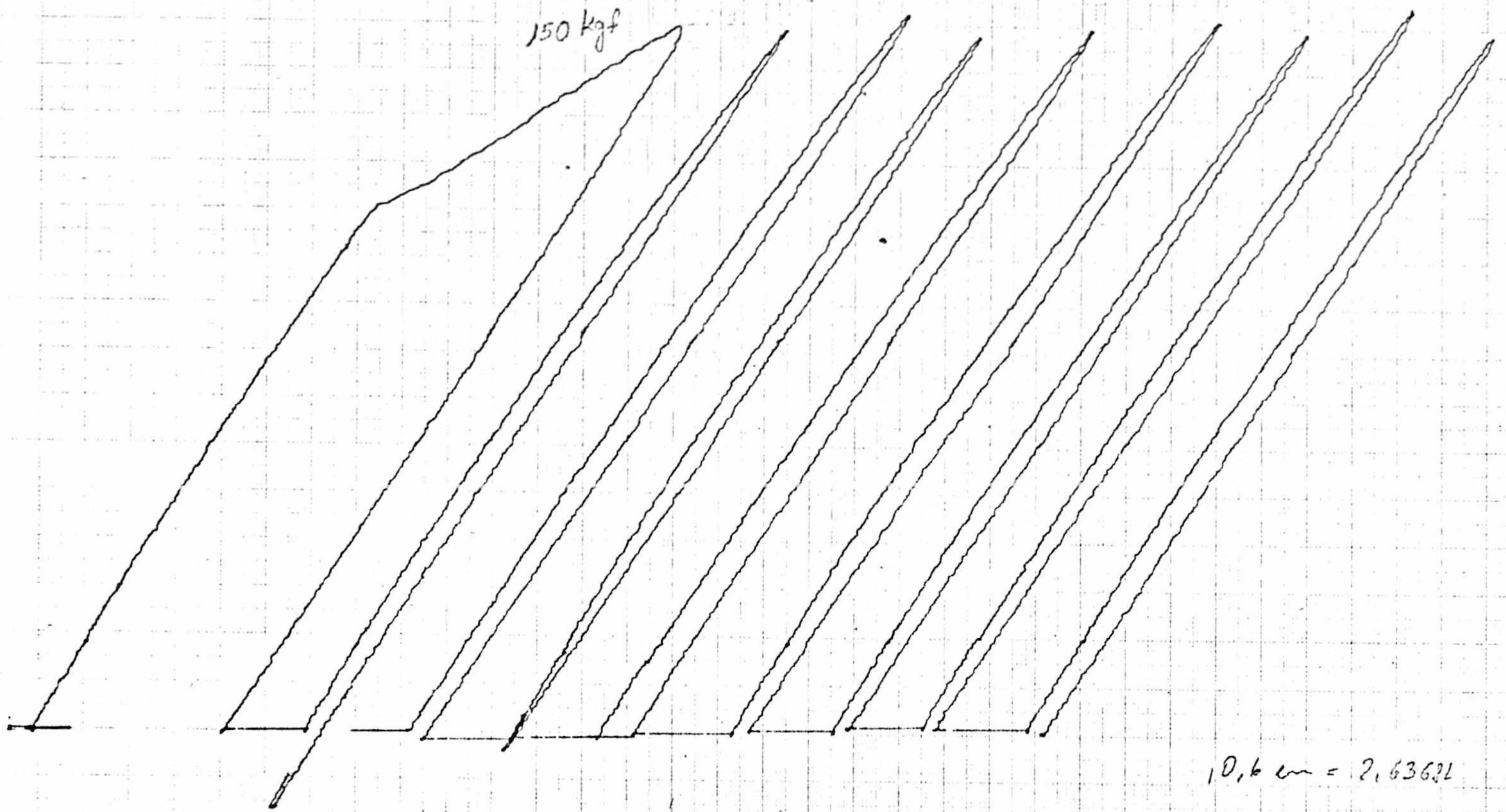

400 kgf
Série A
pn = 20 kgf/cm2
FT = 400 kgf



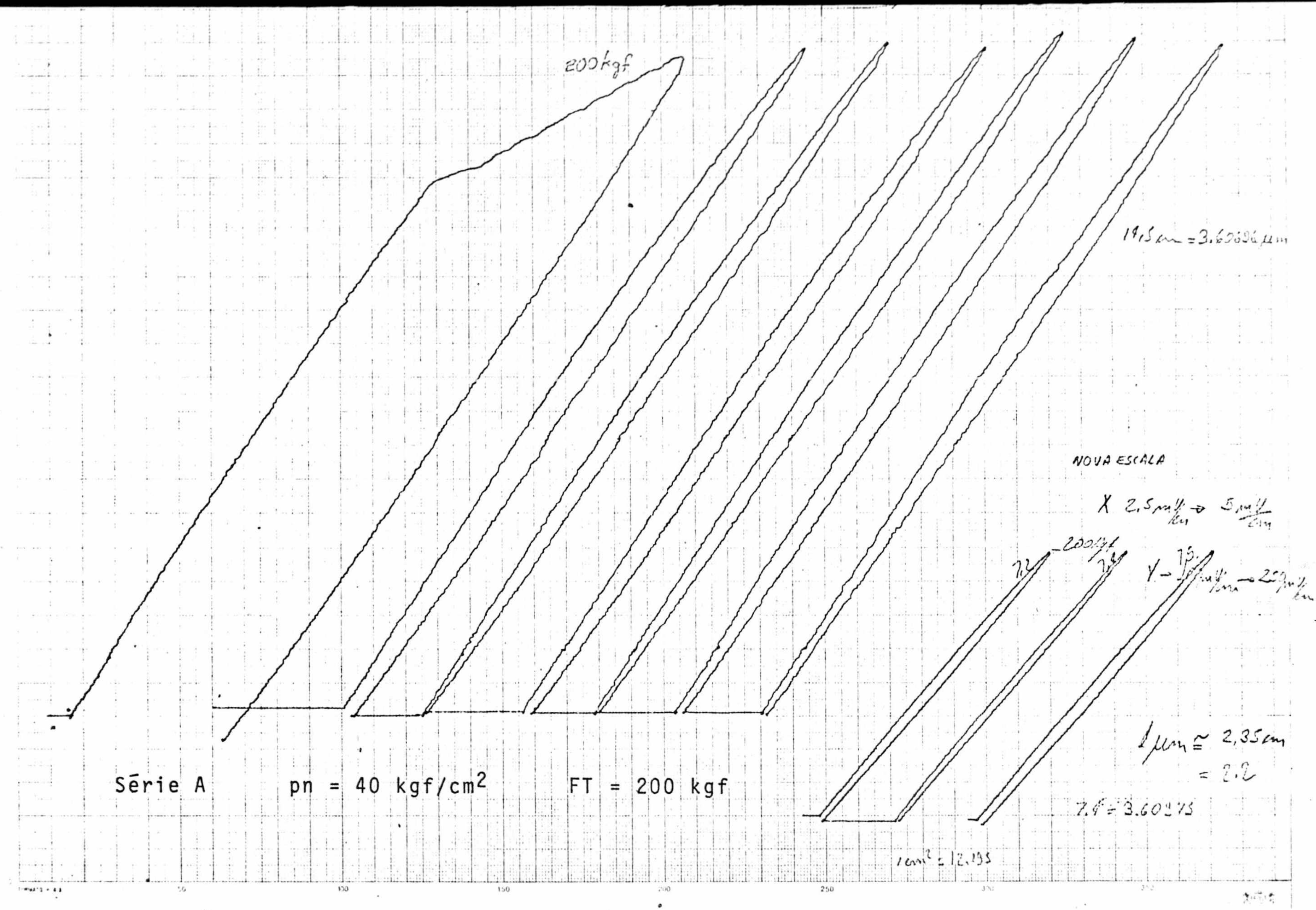
Série A pn = 20 kgf/cm^2 FT = 600 kgf

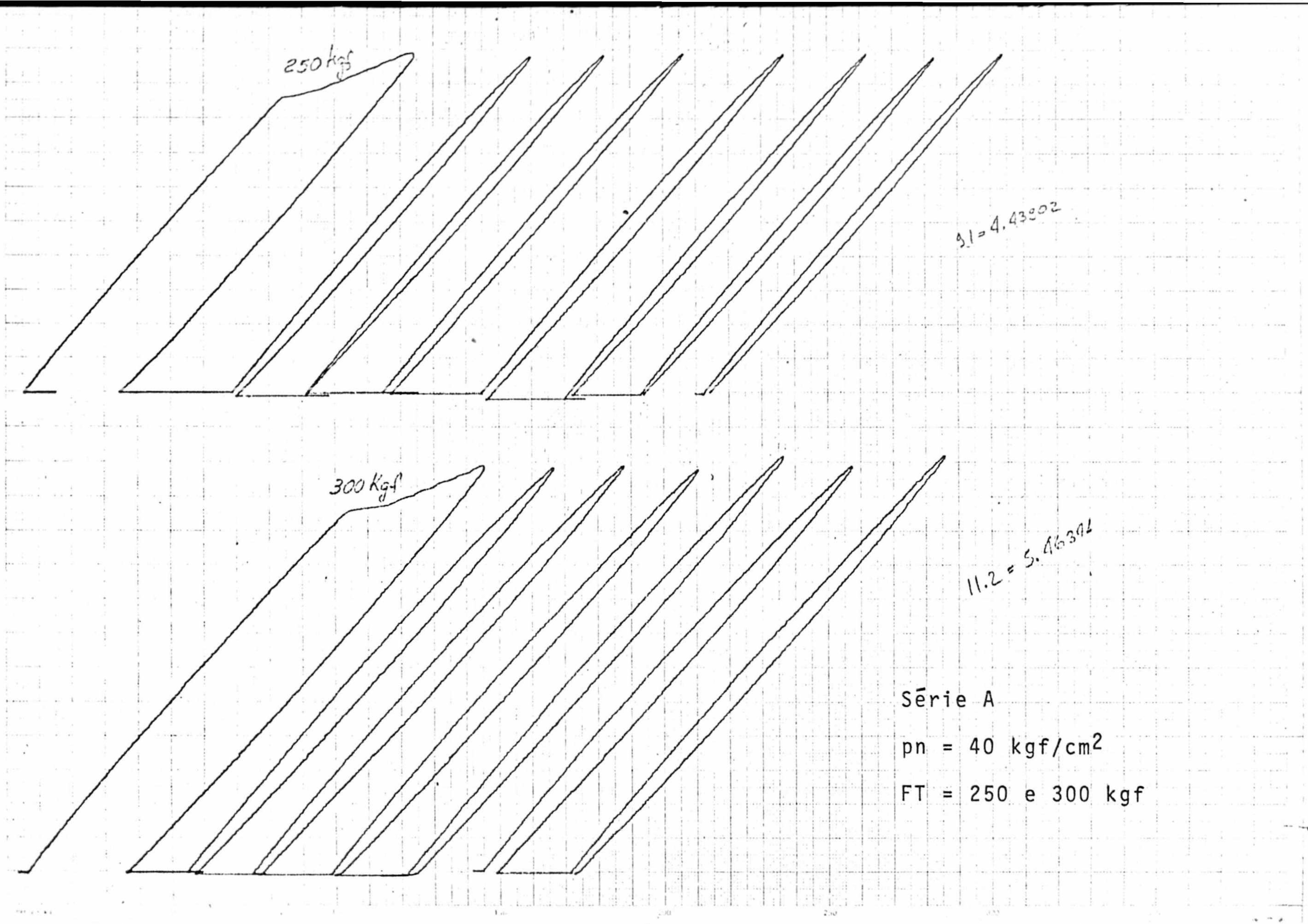


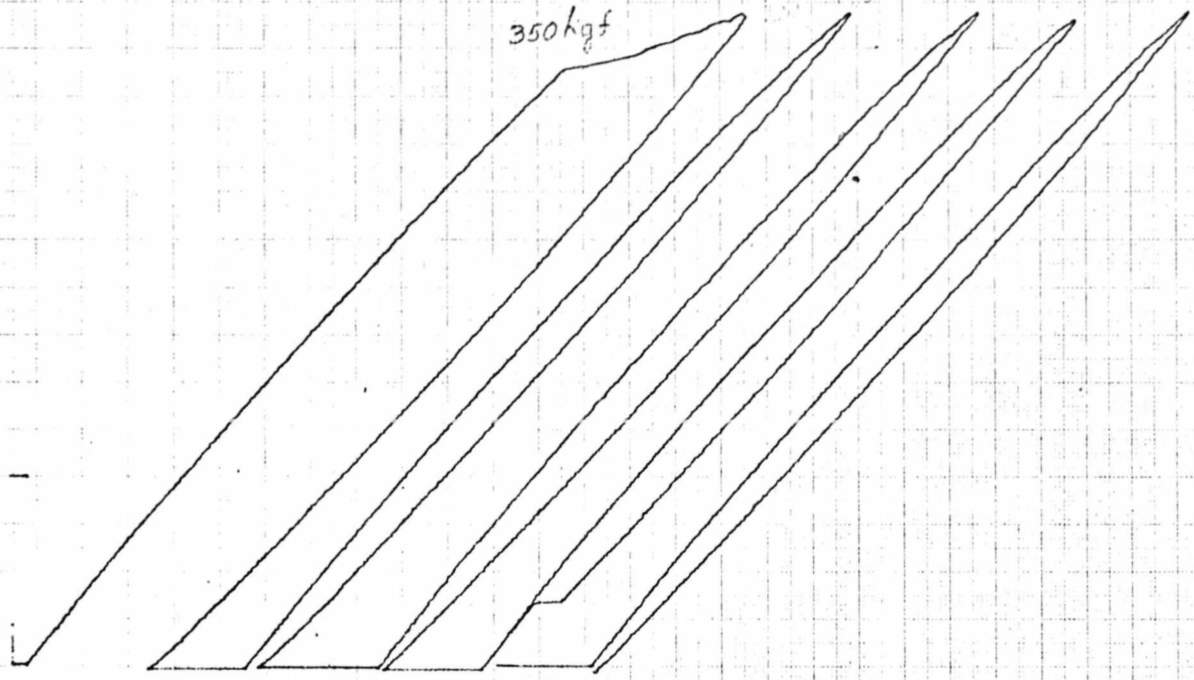
Série A pn = 40 kgf/cm^2 FT = 100 kgf



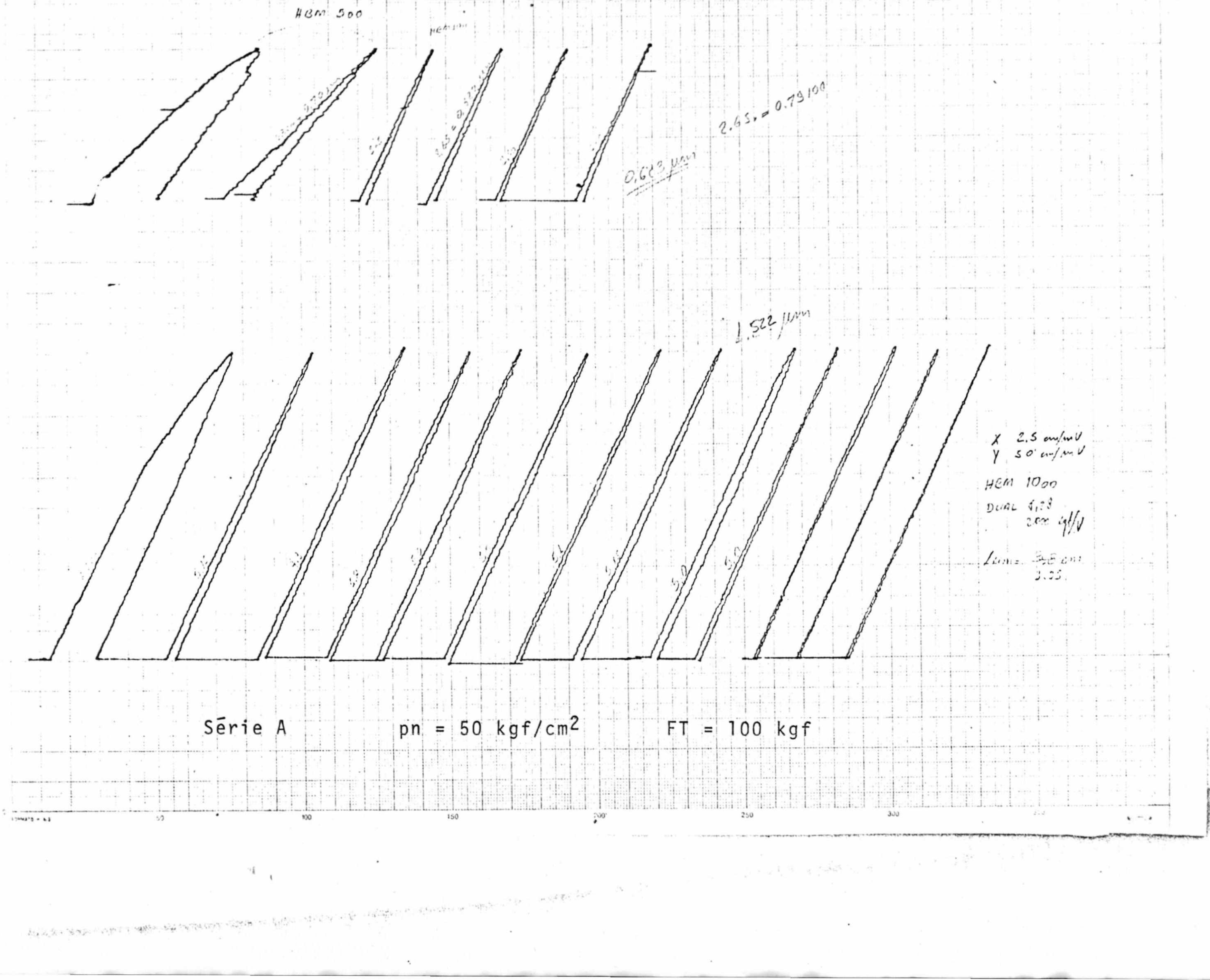
Série A pn = 40 kgf/cm^2 FT = 150 kgf


200kgf
NOVA ESCALA
1µm ≅ 2,35cm
Série A pn = 40 kgf/cm2 FT = 200 kgf
50
100
150
200
250
300
350

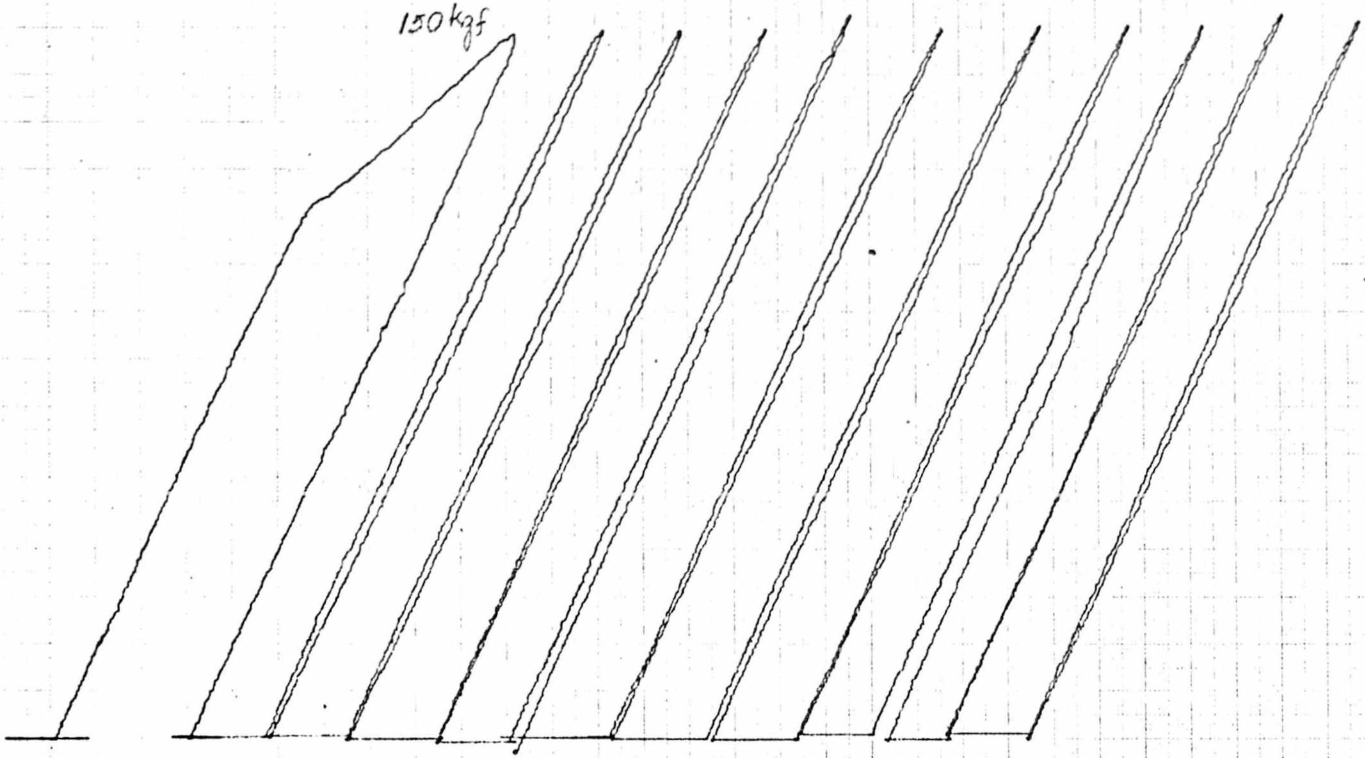

250 kgf
9.1 = 4.43802
300 kgf
11.2 = 5.46372
Sêrie A
pn = 40 kgf/cm2
FT = 250 e 300 kgf



Série A pn = 40 kgf/cm^2 FT = 350 kgf

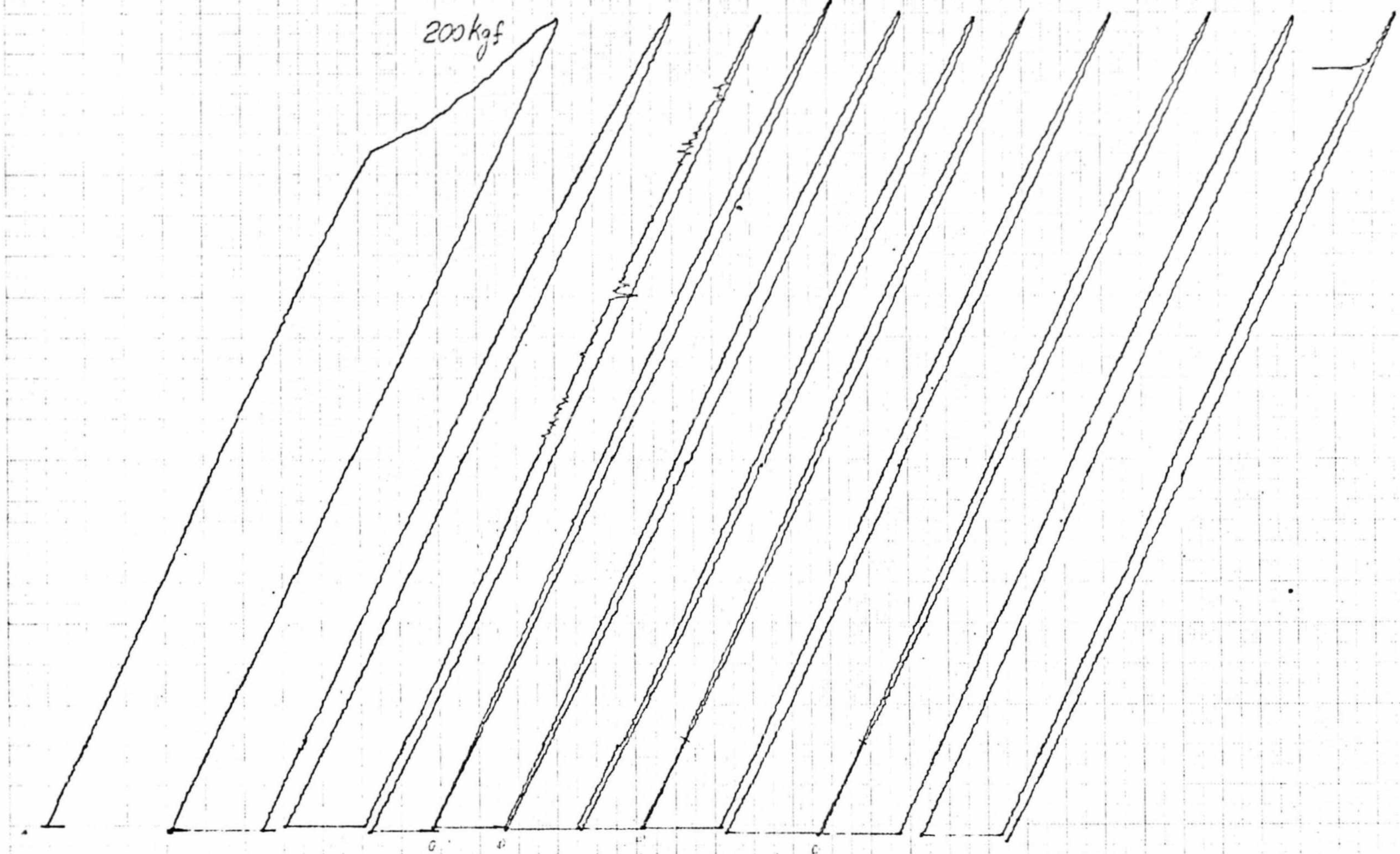


Série A pn = 50 kgf/cm^2 FT = 100 kgf

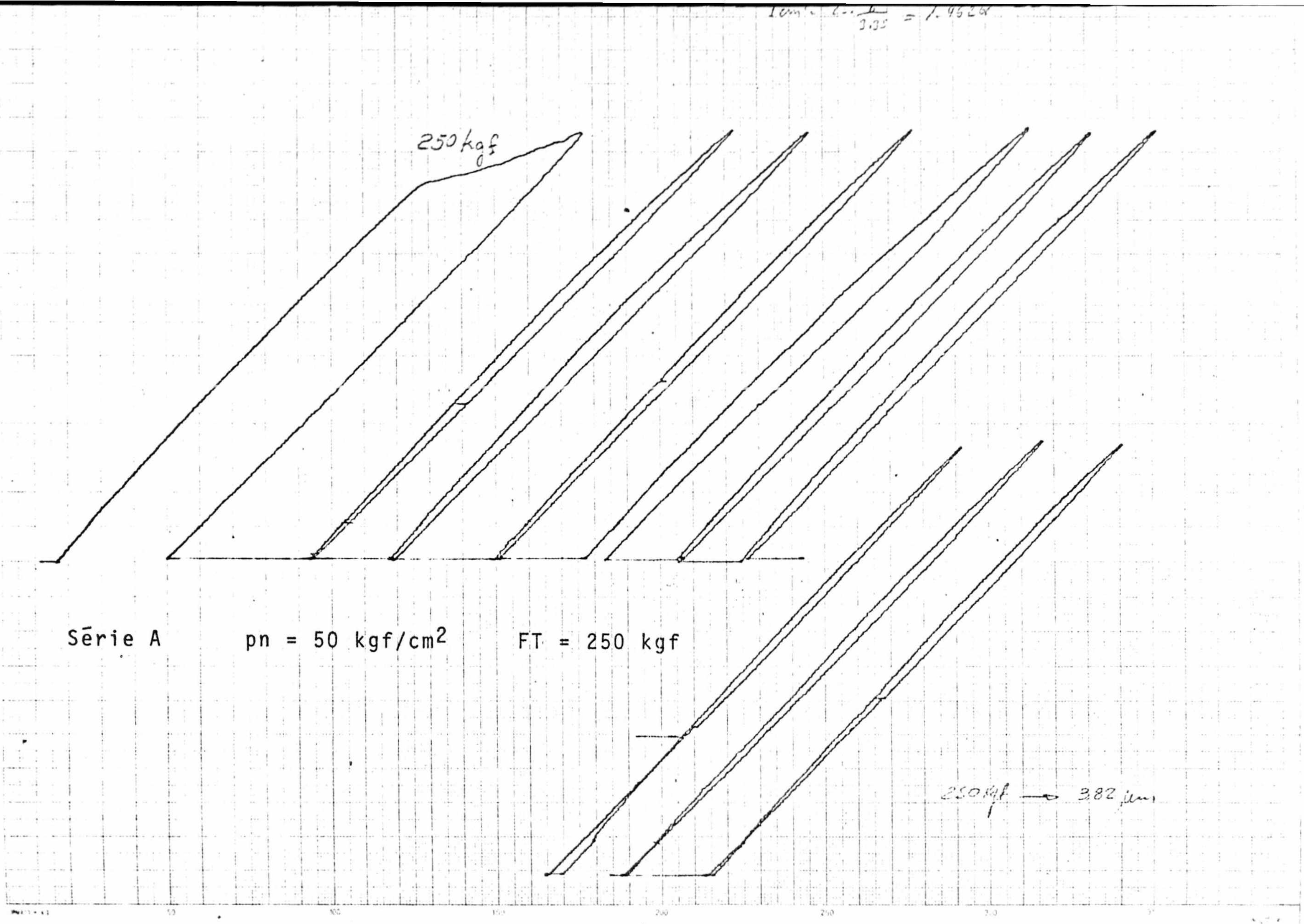


Série A pn = 50 kgf/cm^2 FT = 150 kgf

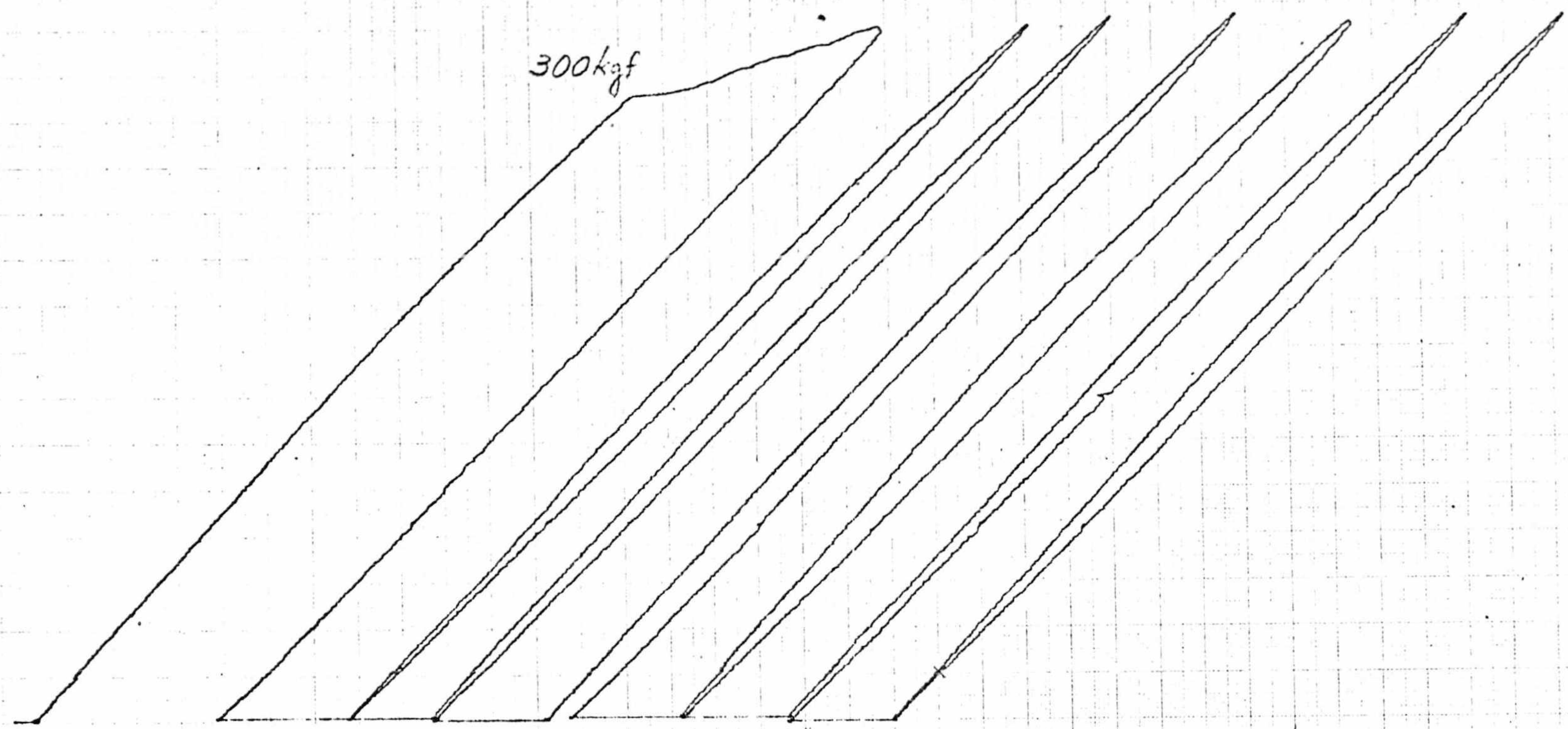
150 kgf → 2.20 μm



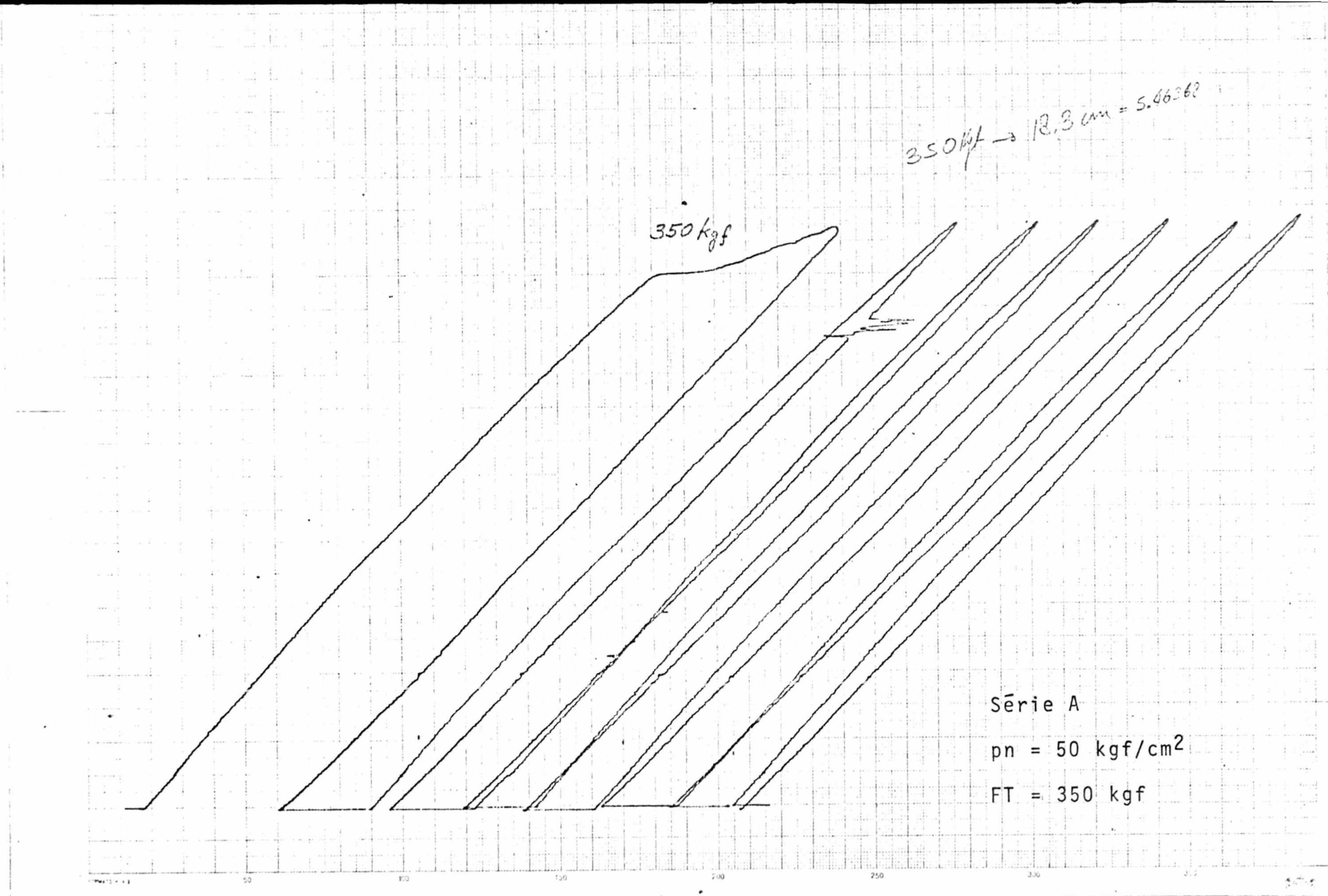
Série A   pn = 50 kgf/cm^2 FT = 200 kgf   200 kgf = 10,0 cm = 3,09877 µm

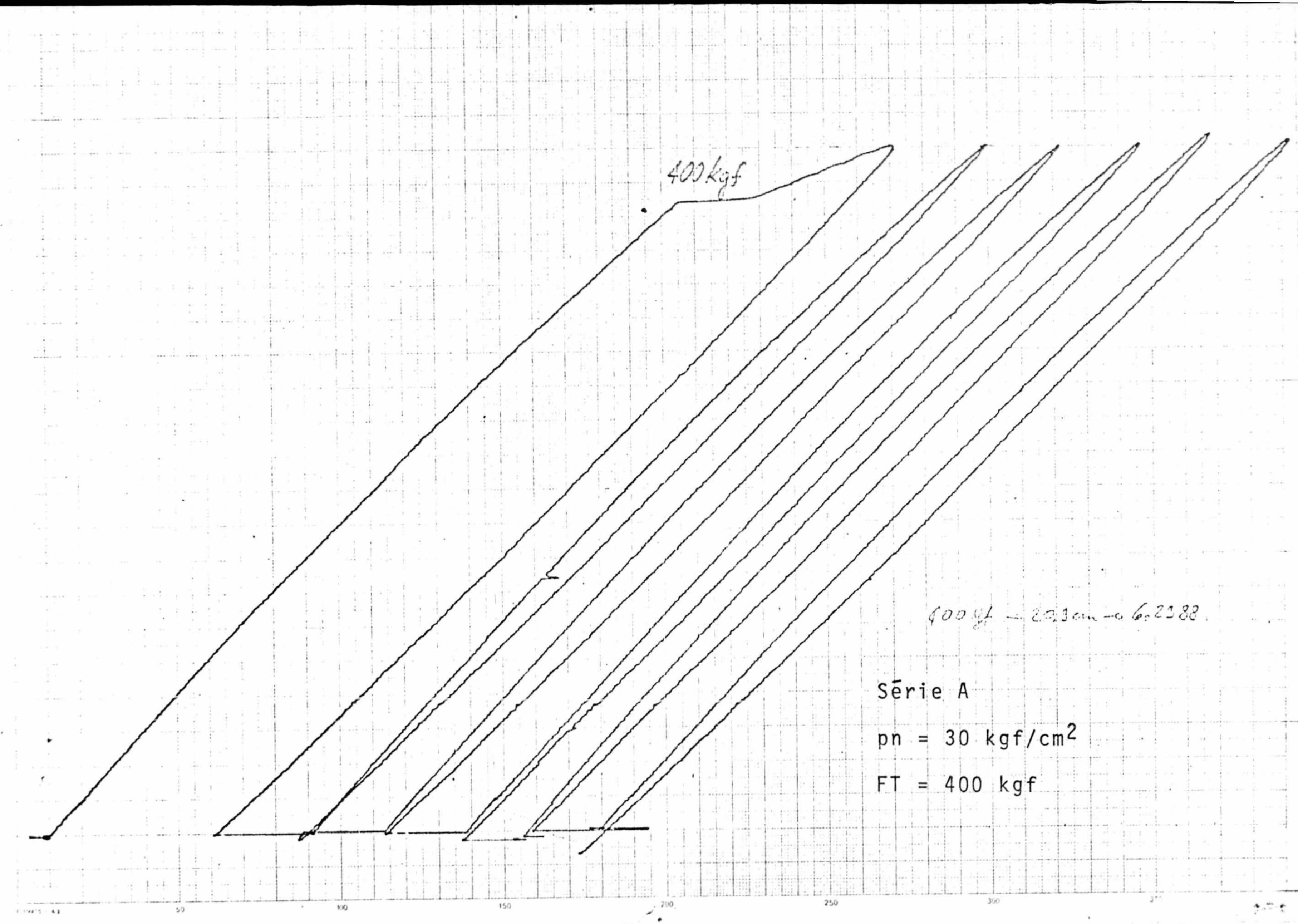


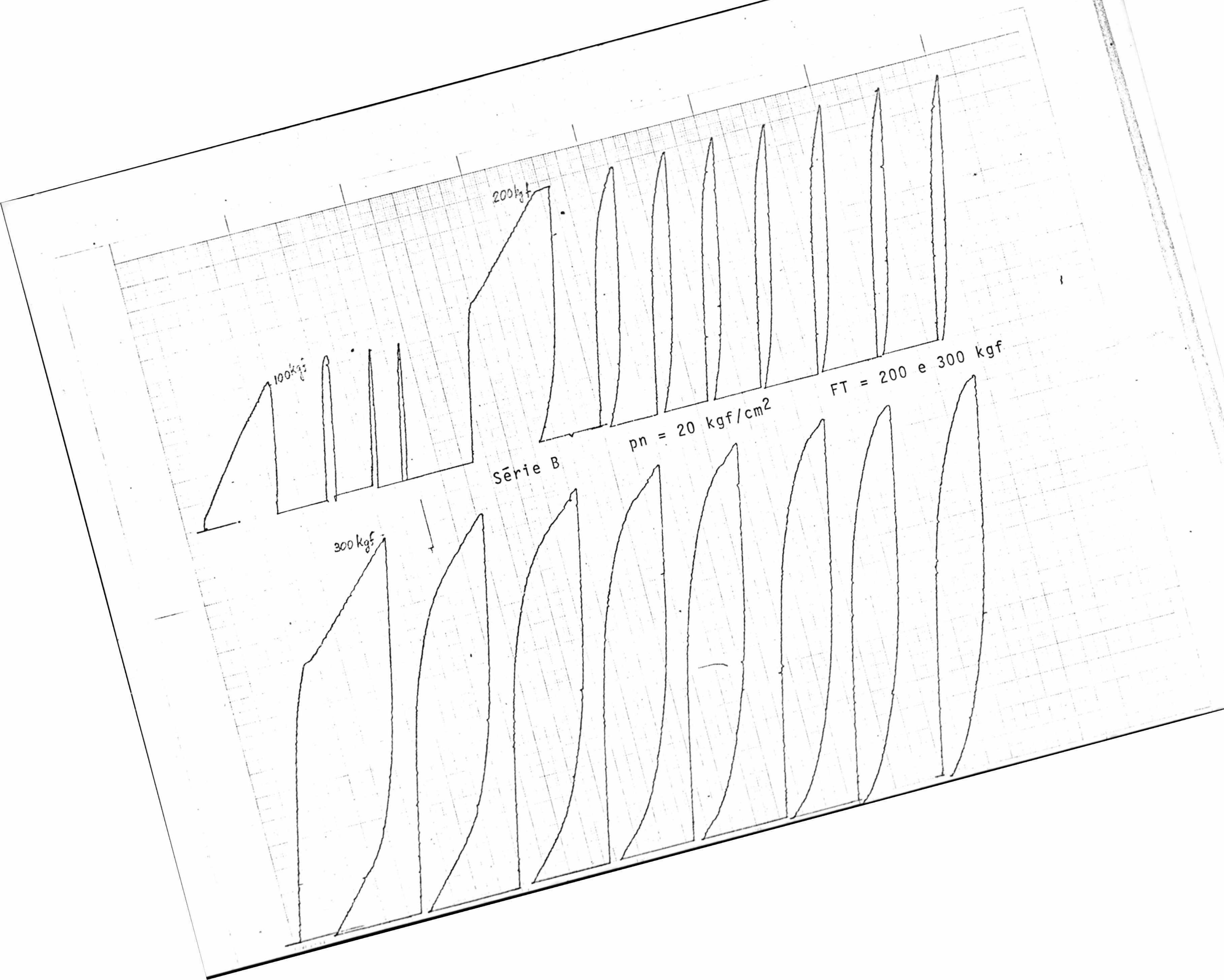
Série A pn = 50 kgf/cm^2 FT = 250 kgf

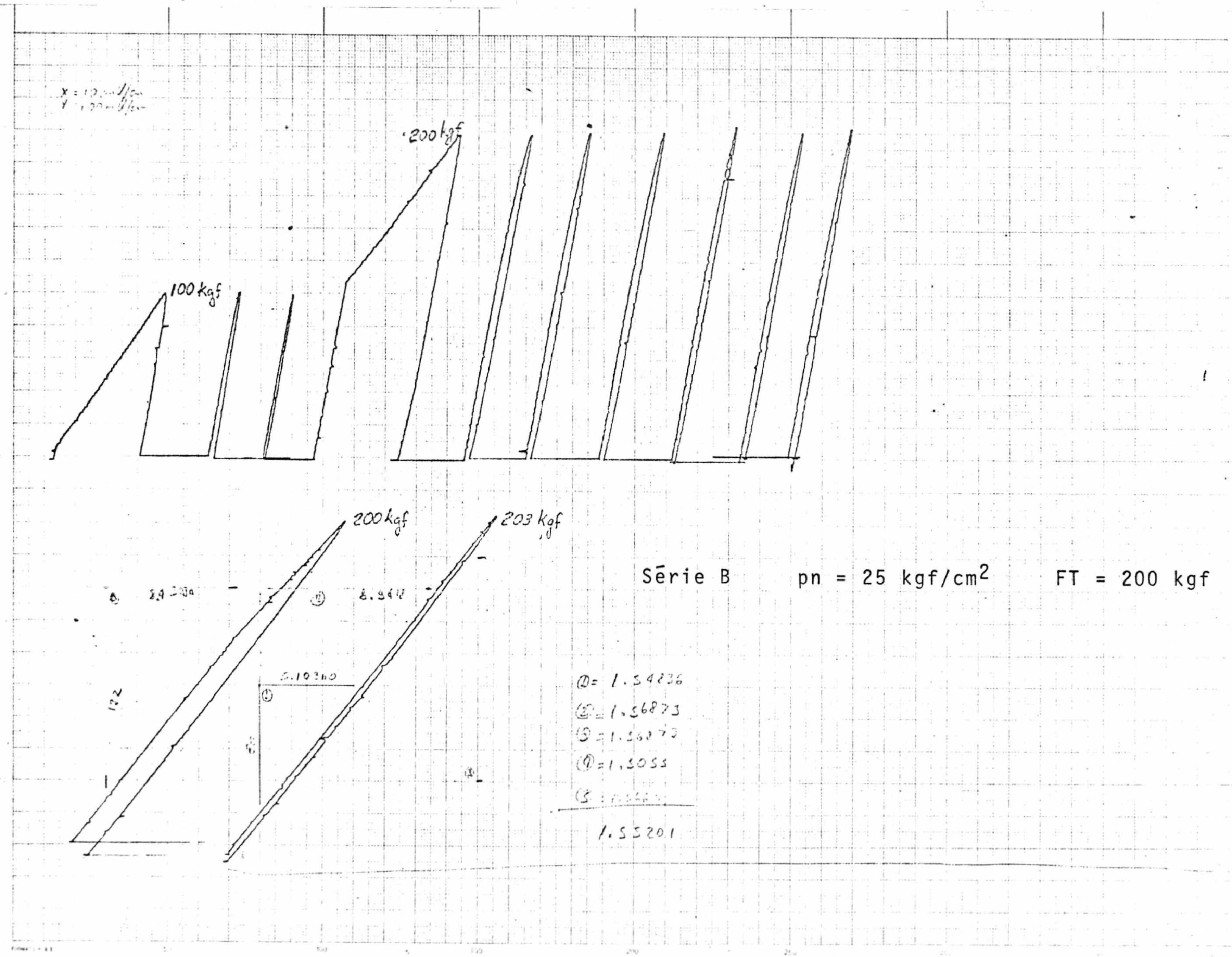


Sērie A pn = 50 kgf/cm^2 FT = 300 kgf

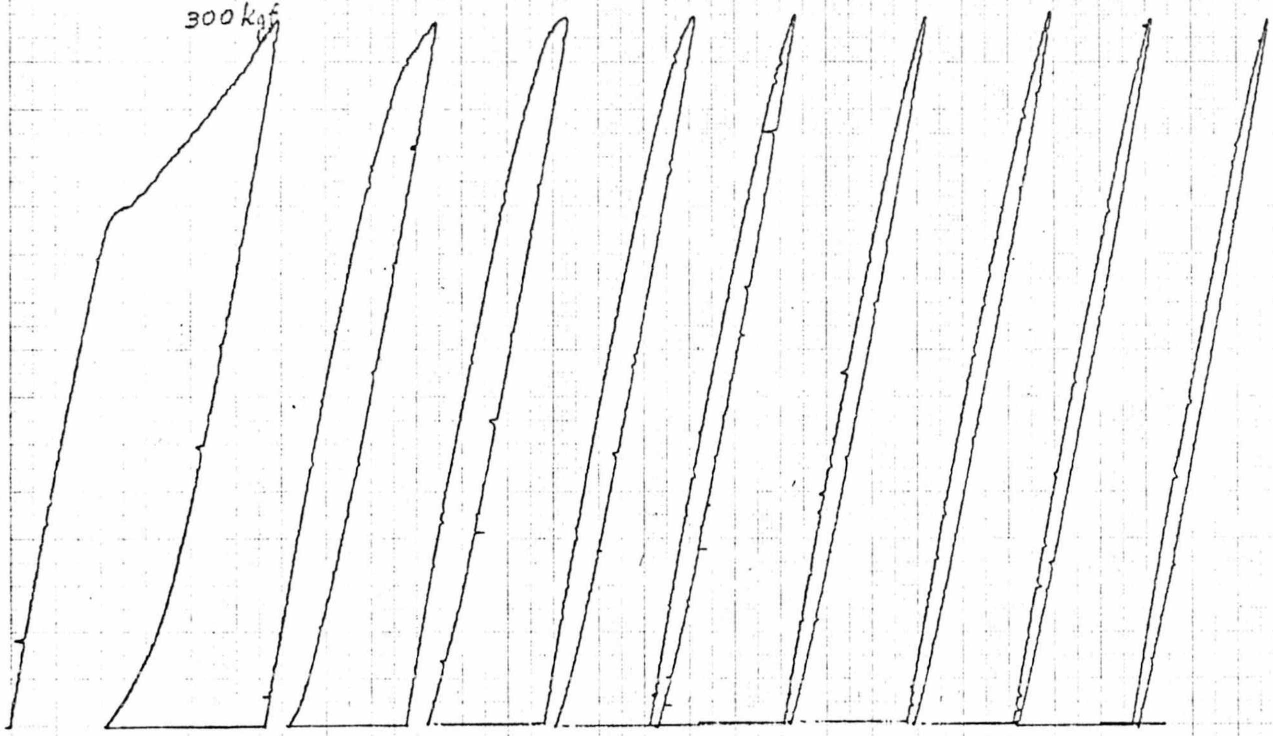

350 kgf → 18,3 cm
350 kgf
Série A
pn = 50 kgf/cm2
FT = 350 kgf
50
100
150
200
250
300


400 kgf
Série A
pn = 30 kgf/cm2
FT = 400 kgf
50
100
150
200
250
300

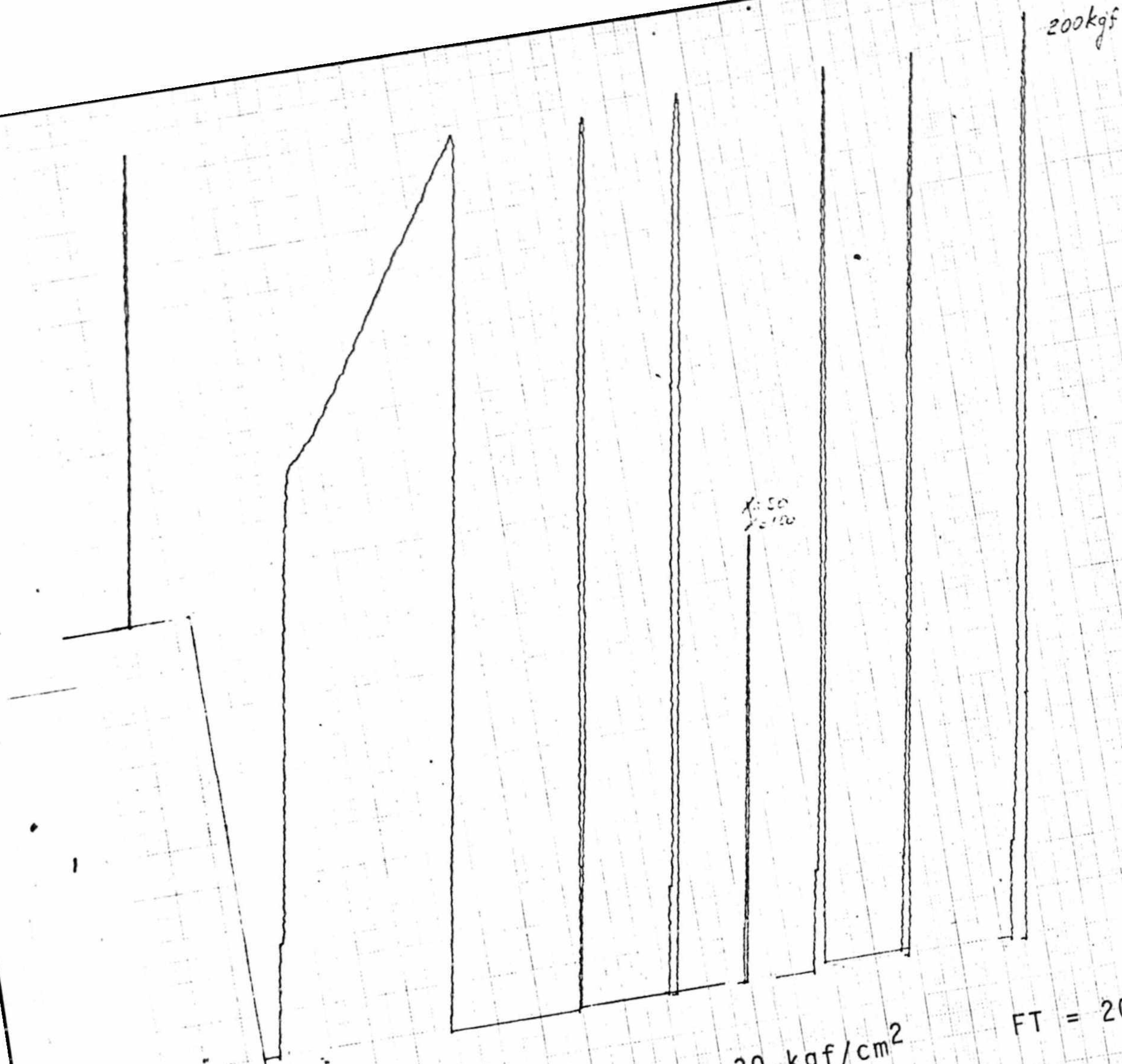

100kgf
200kgf
300kgf
Série B
pn = 20 kgf/cm2
FT = 200 e 300 kgf



Série B pn = 25 kgf/cm^2 FT = 200 kgf

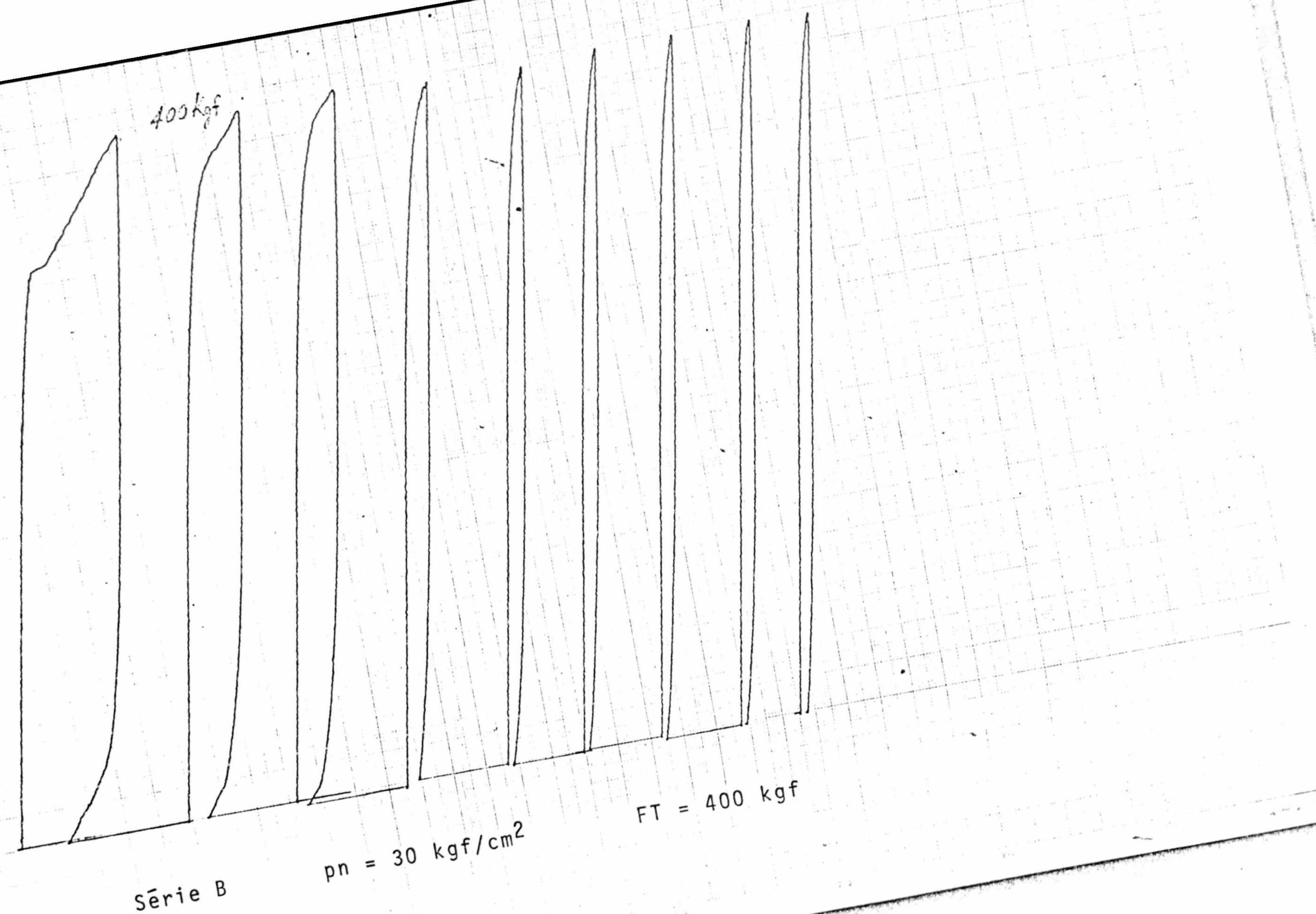


Sẽrie B pn = 25 kgf/cm^2 FT = 300 kgf

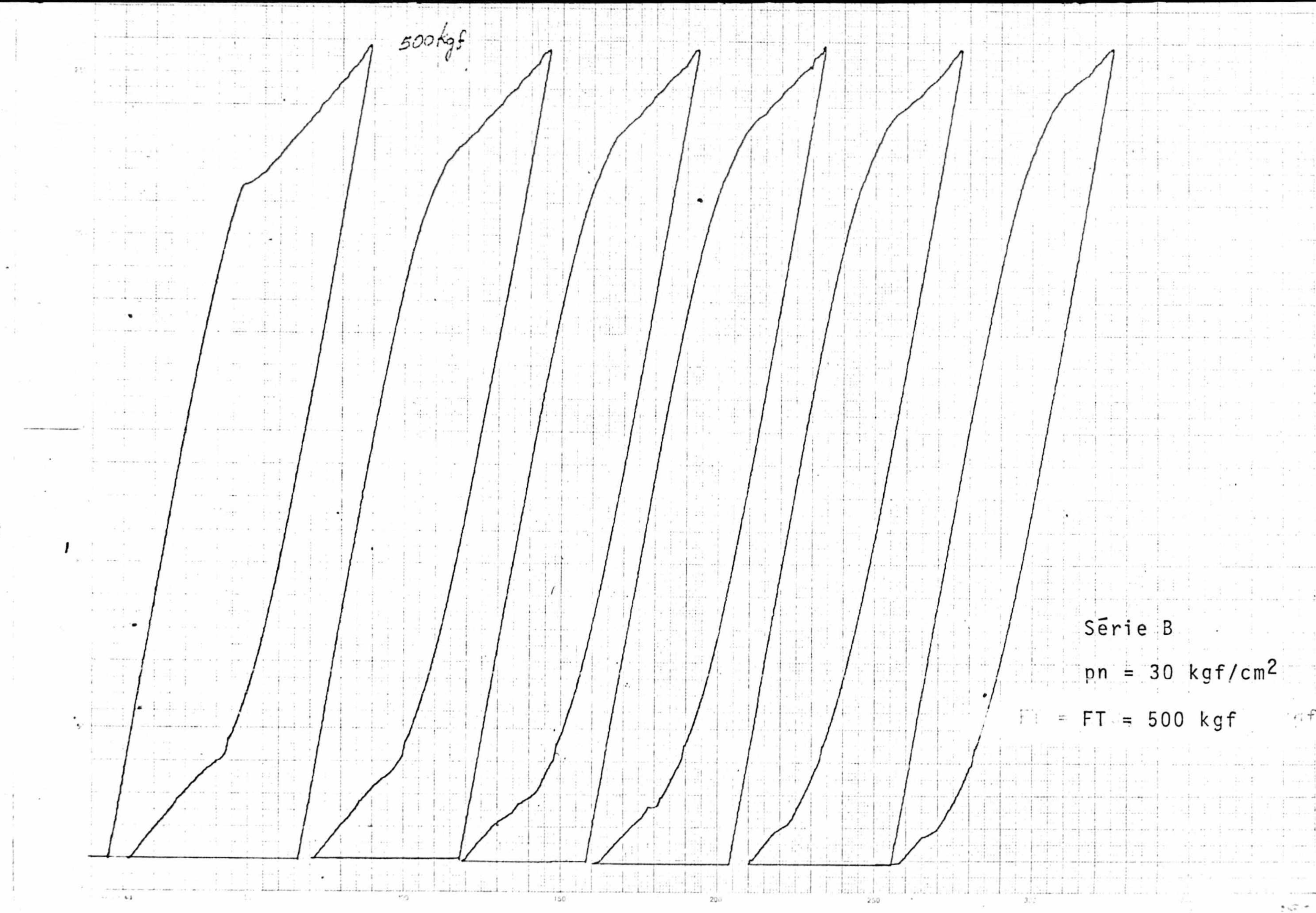


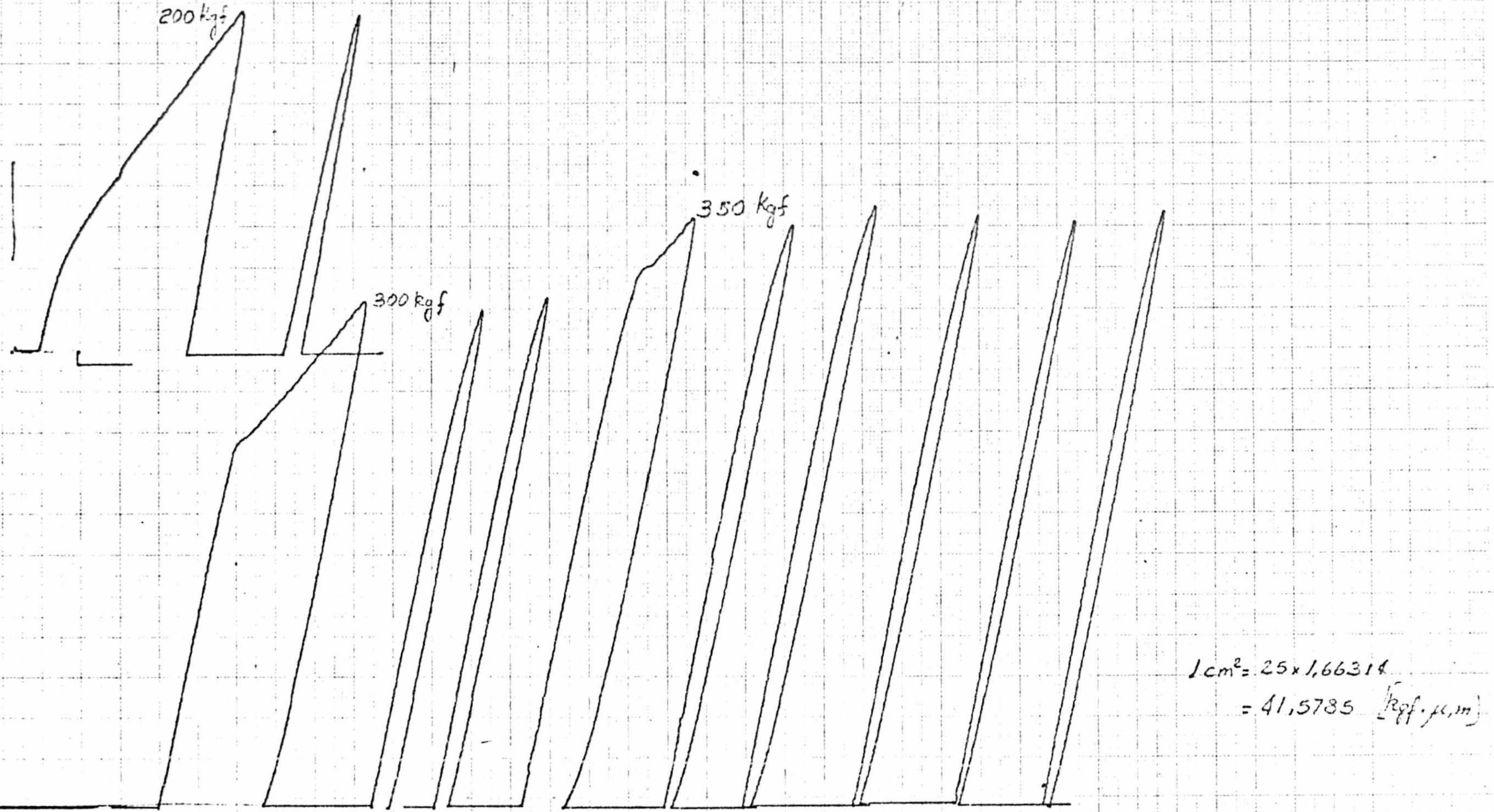
Série B pn = 30 kgf/cm^2 FT = 200 kgf

Série B pn = 30 kgf/cm^2 FT = 300 kgf



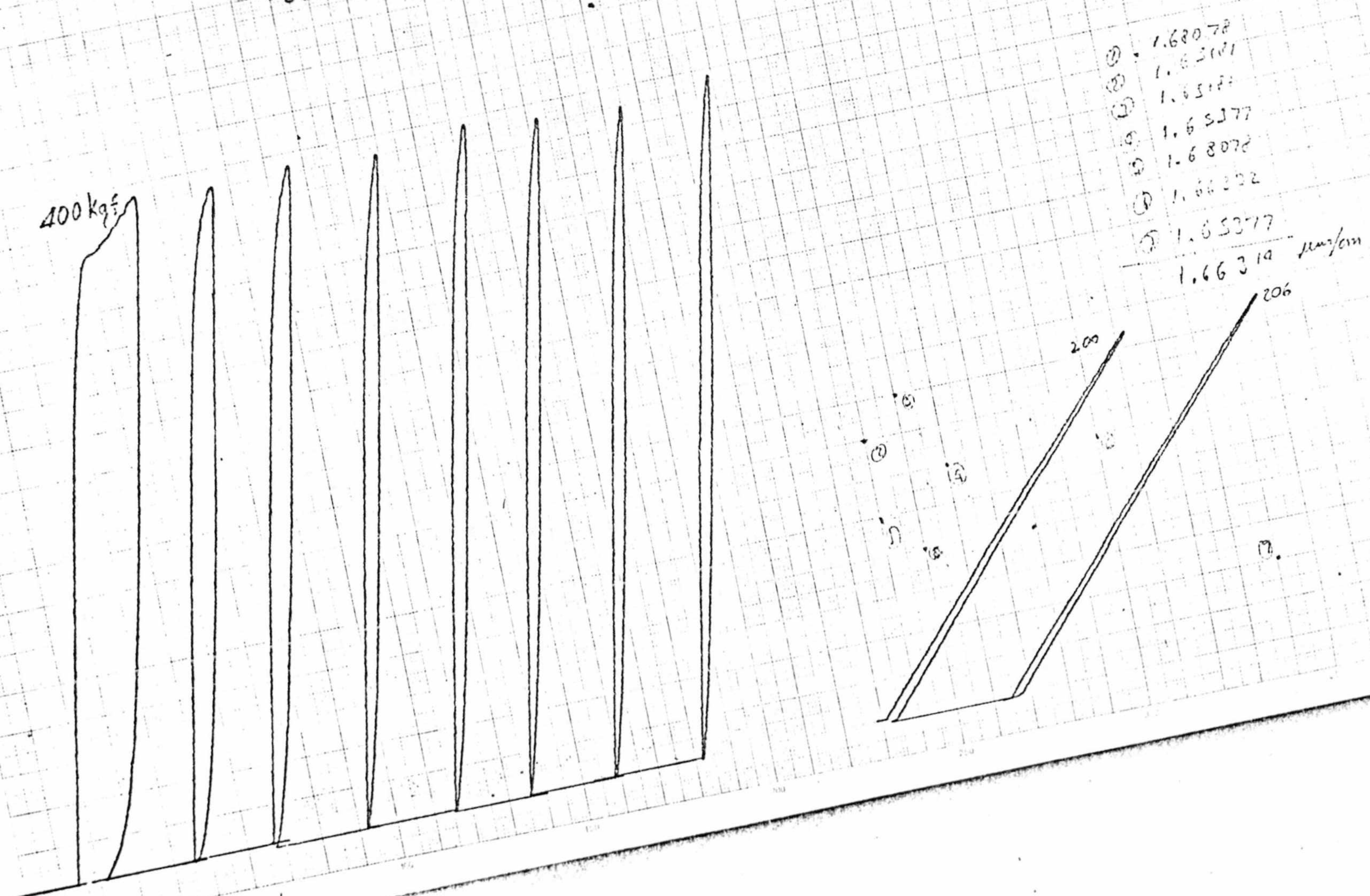
400 kgf
FT = 400 kgf
pn = 30 kgf/cm2
Série B

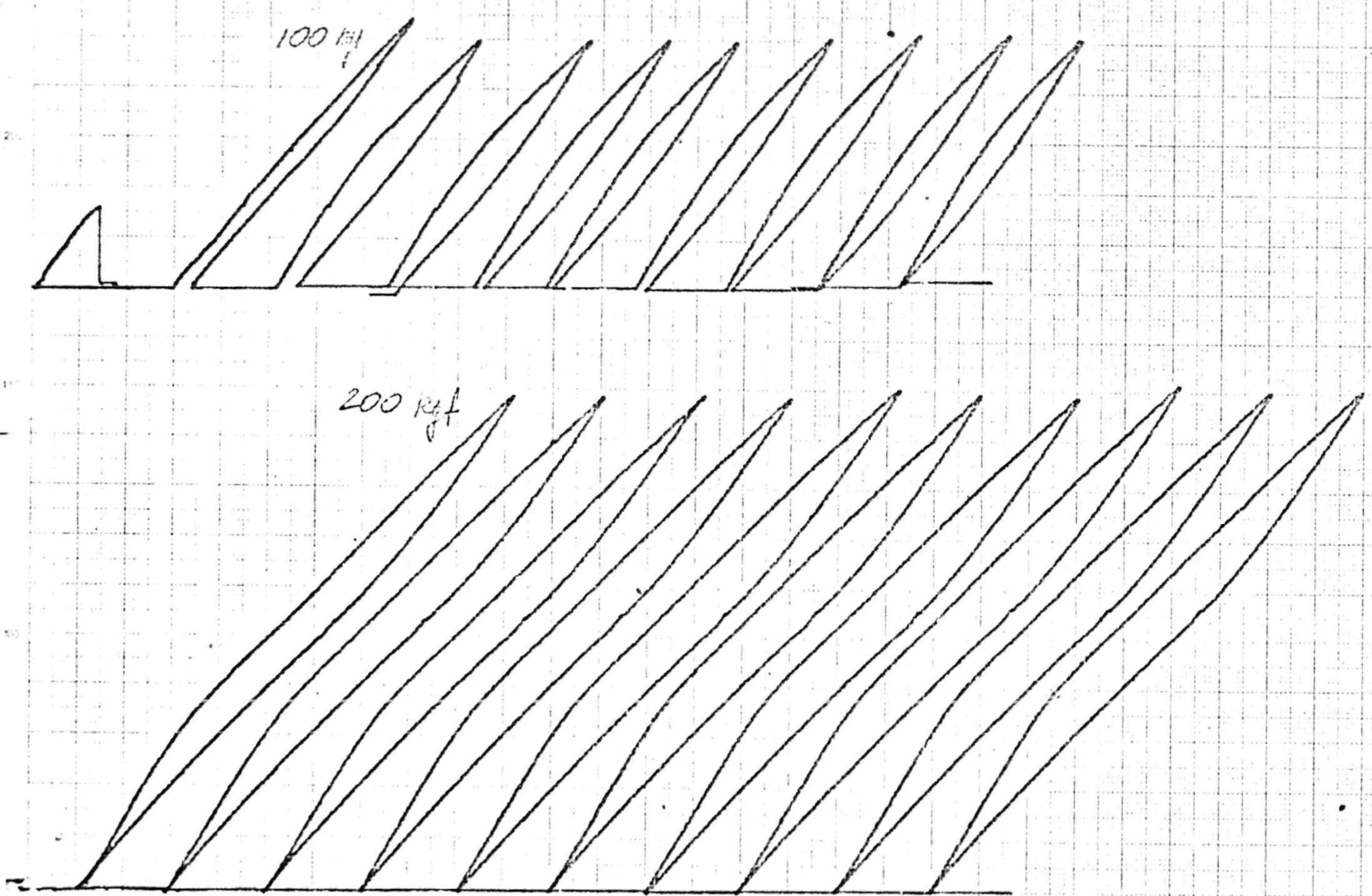

500kgf
150
200
250
Série B
pn = 30 kgf/cm²
FT = 500 kgf



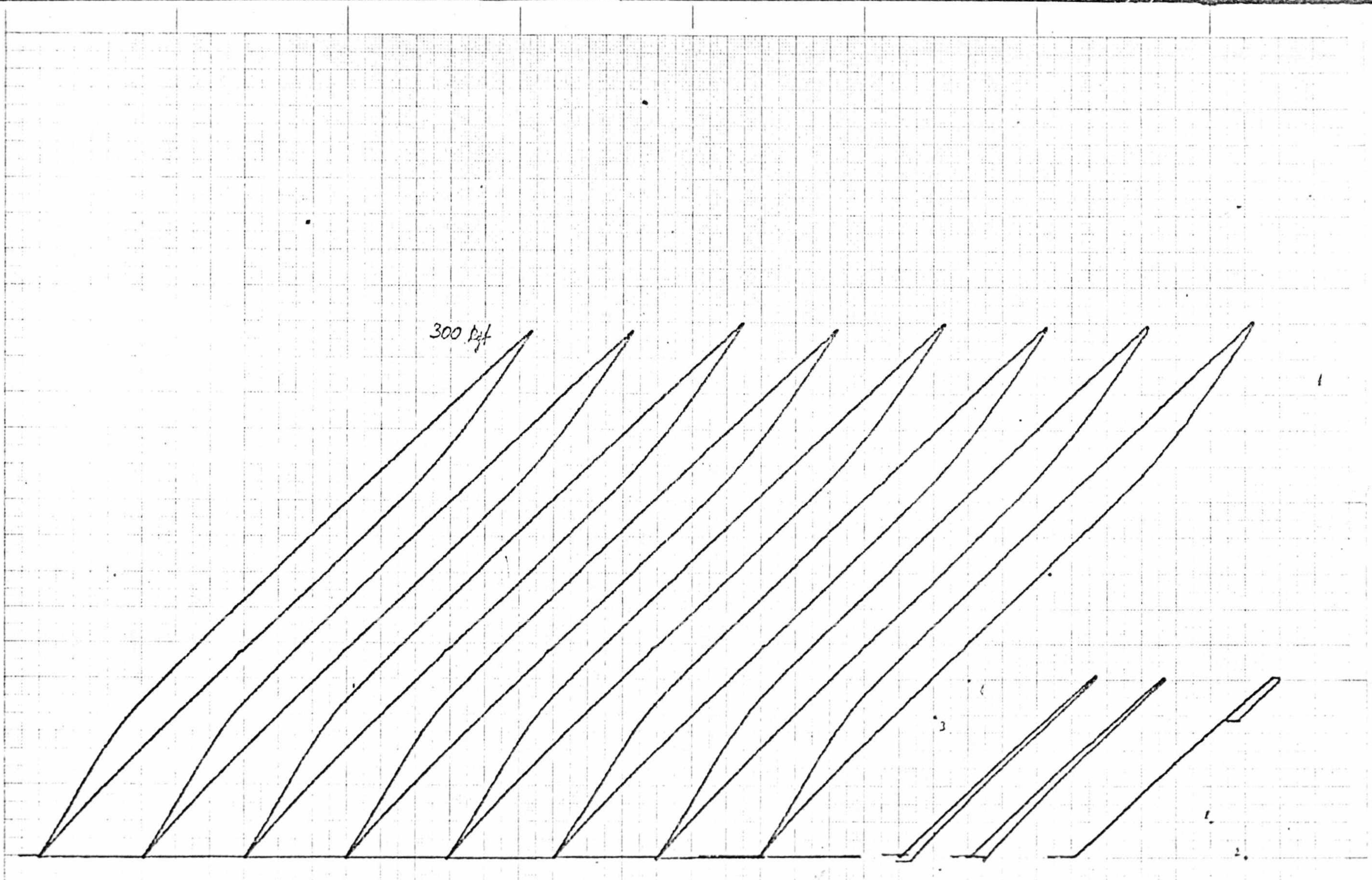
Série B pn = 40 kgf/cm^2 FT = 200, 300 e 350 kgf

Série B   pn = 40 kgf/cm^2 FT = 400 kgf

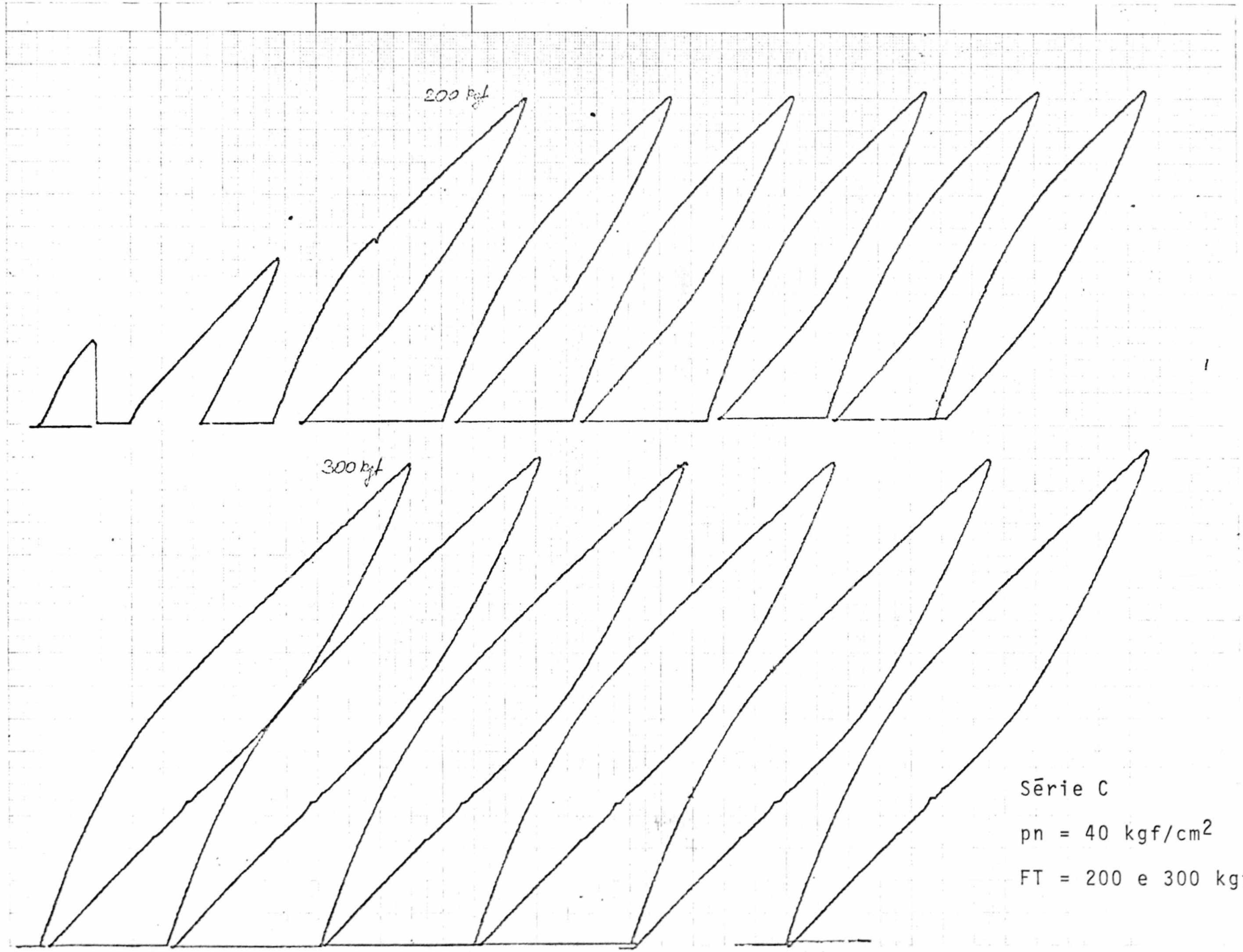




Série C pn = 15 kgf/cm^2 FT = 100 e 200 kgf



Sẽrie C pn = 15 kgf/cm^2 FT = 300 kgf

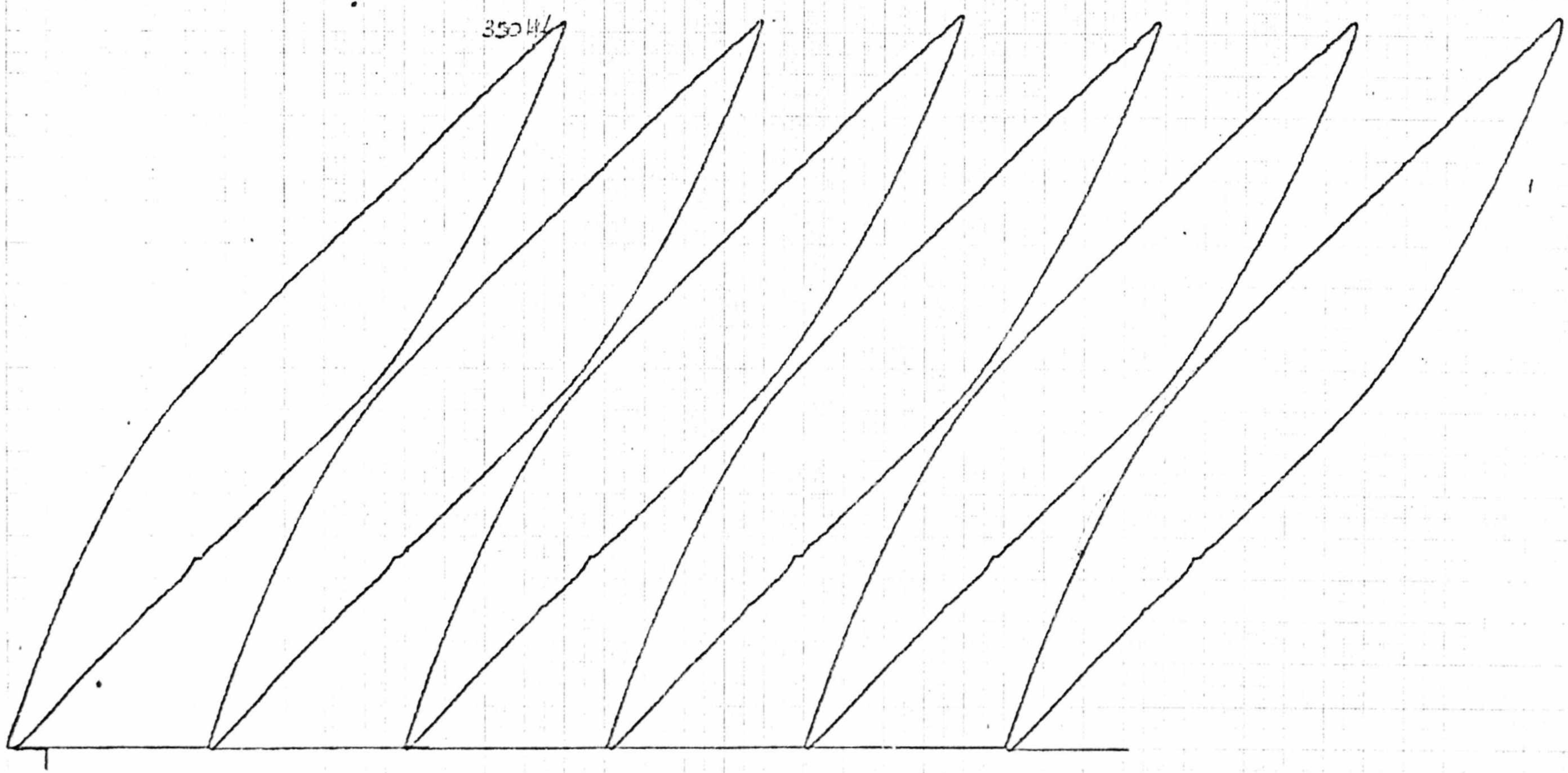


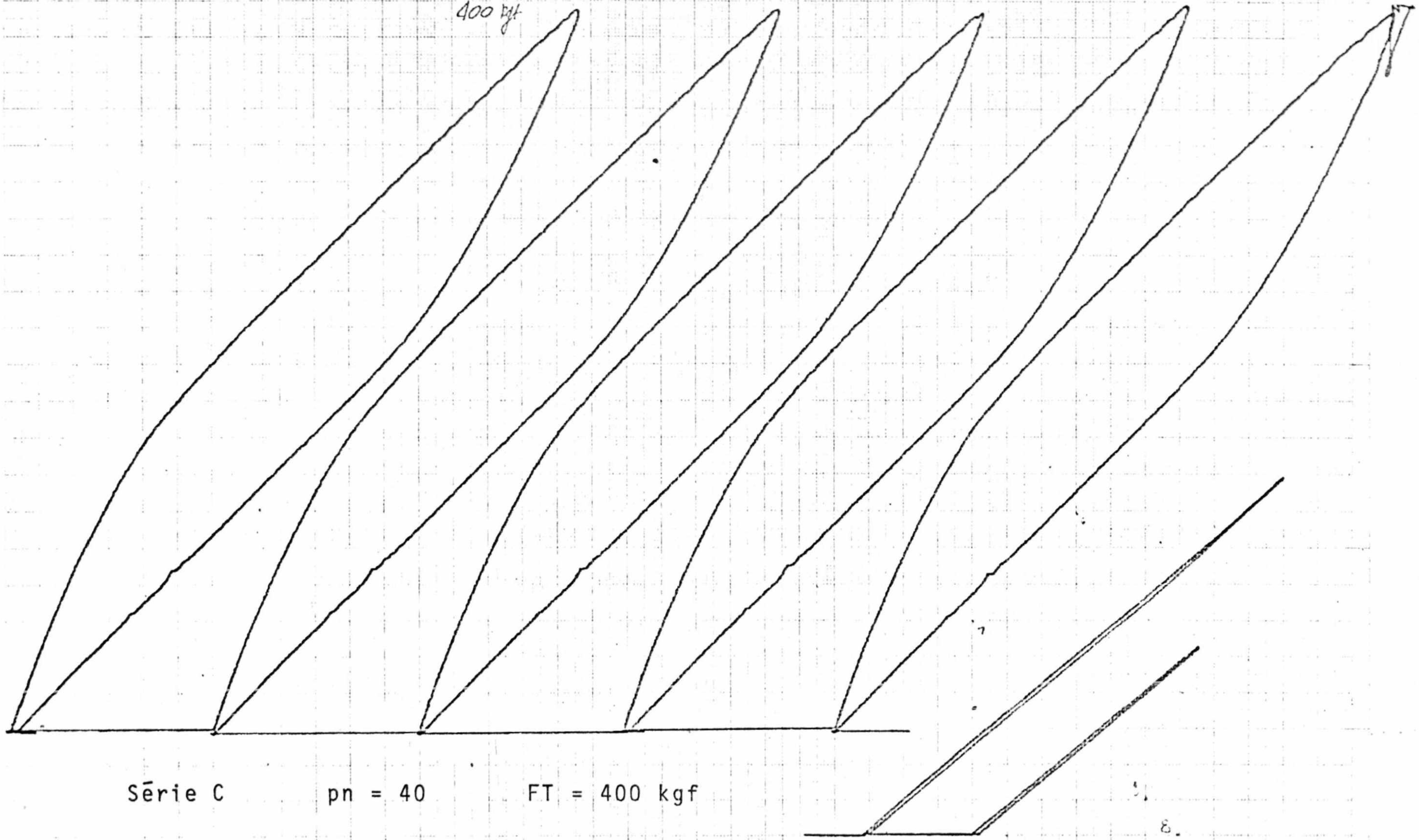
Série C

pn = 40 kgf/cm^2

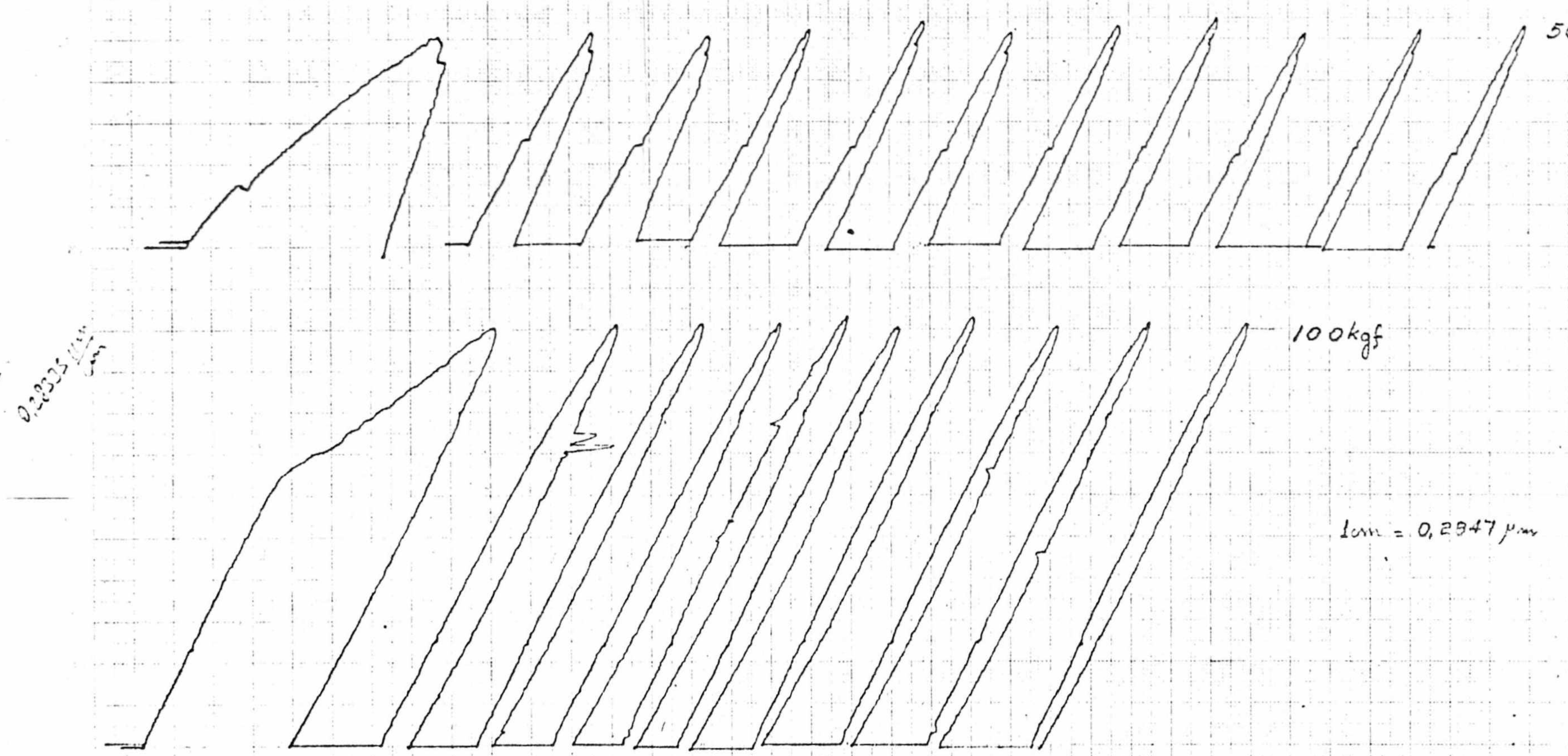
FT = 200 e 300 kgf

Série C pn = 40 kgf/cm^2 FT = 350 kgf

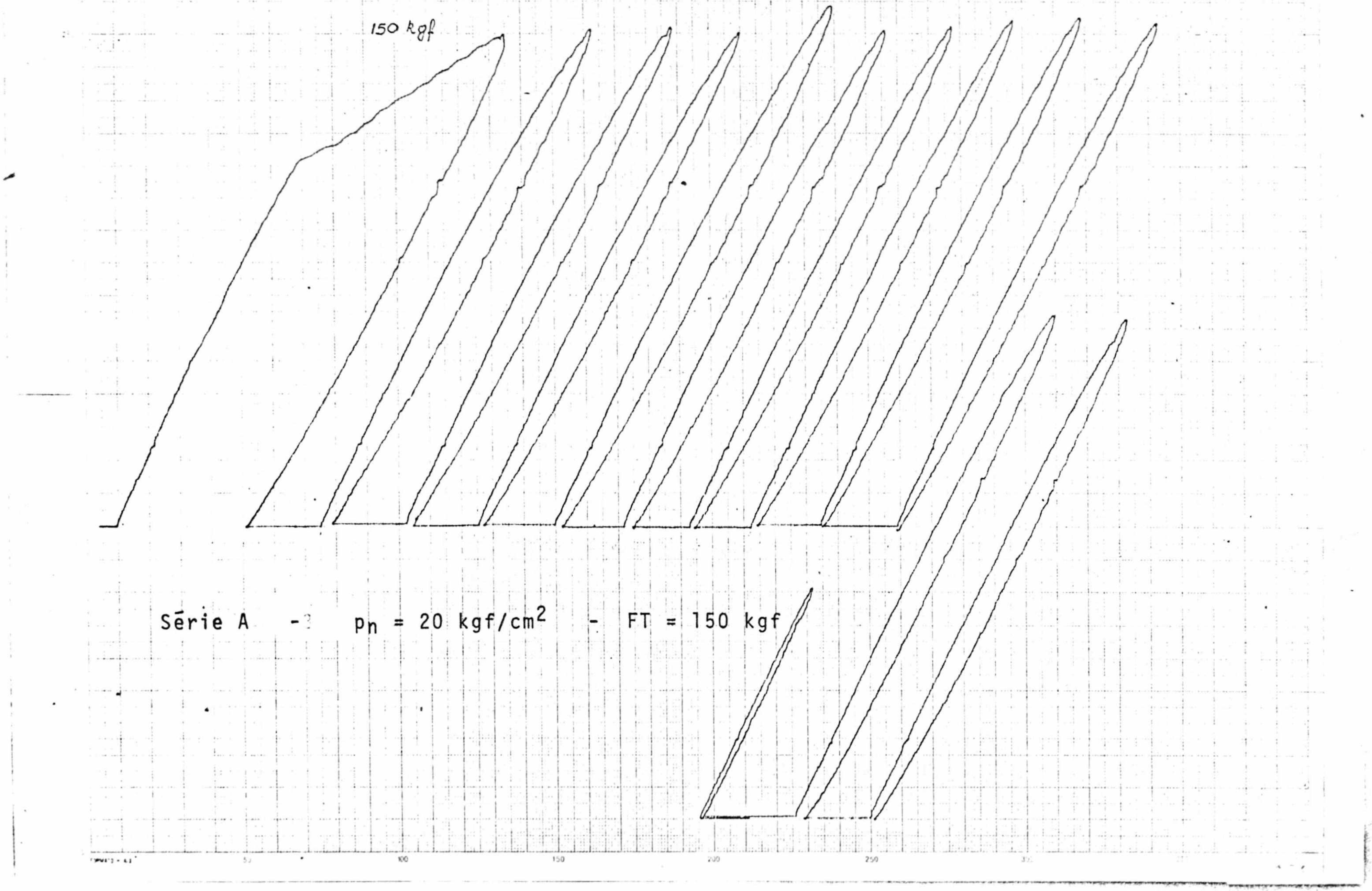


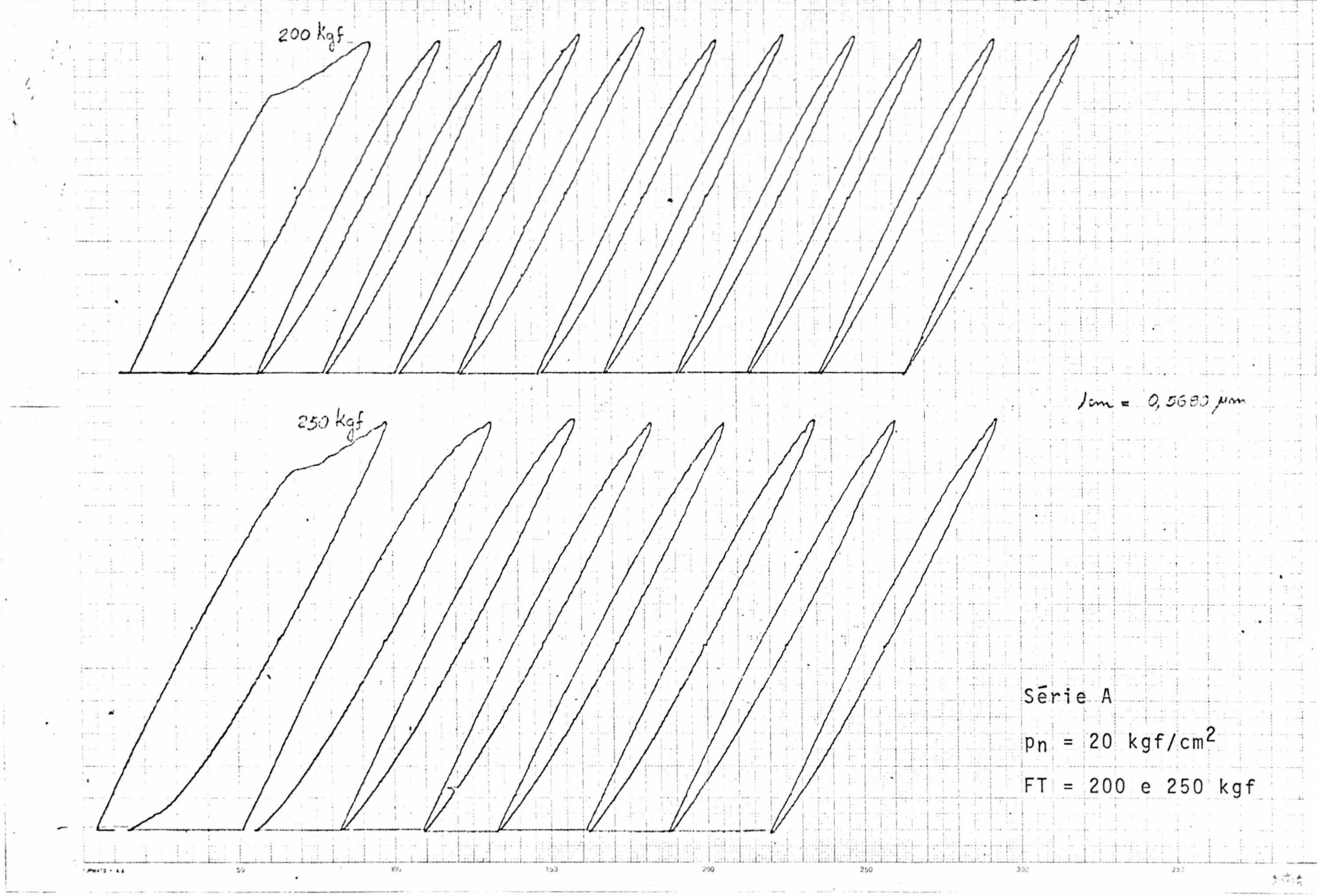


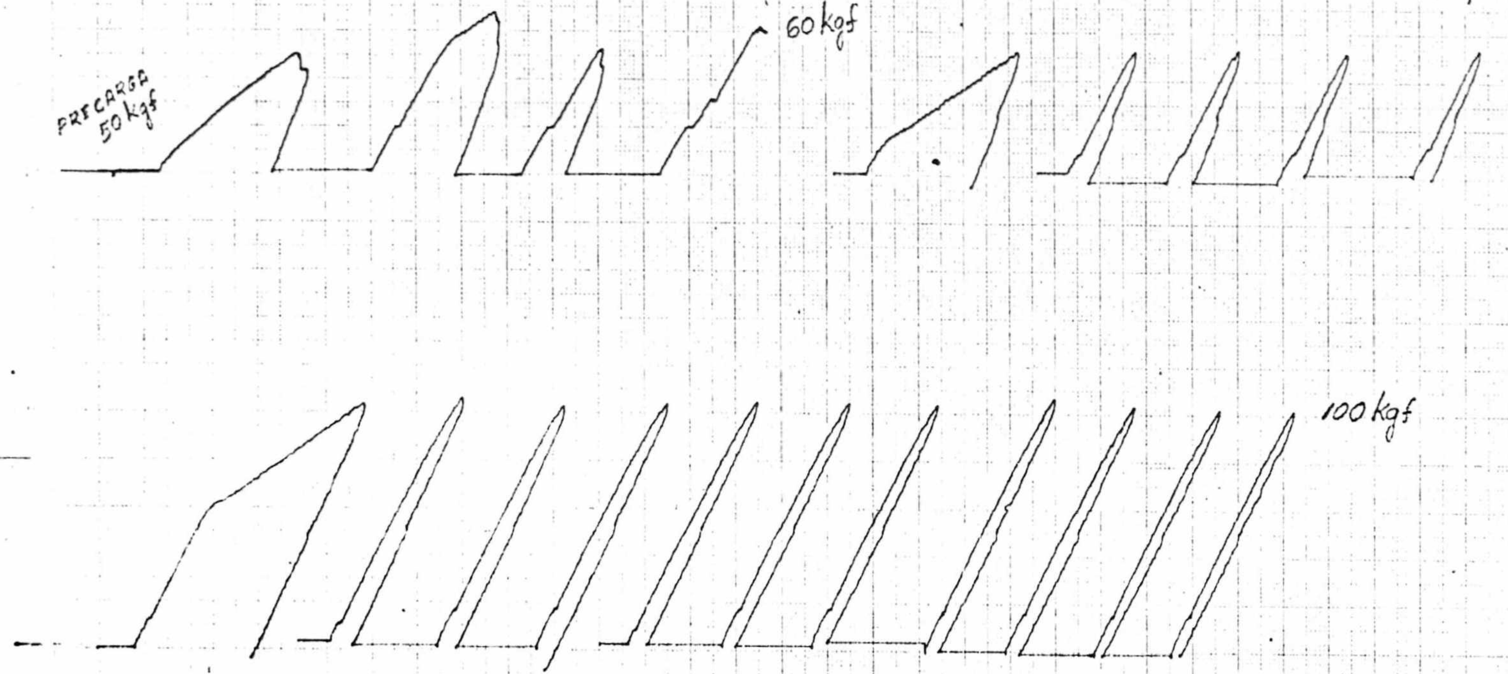
Sērie C pn = 40 FT = 400 kgf



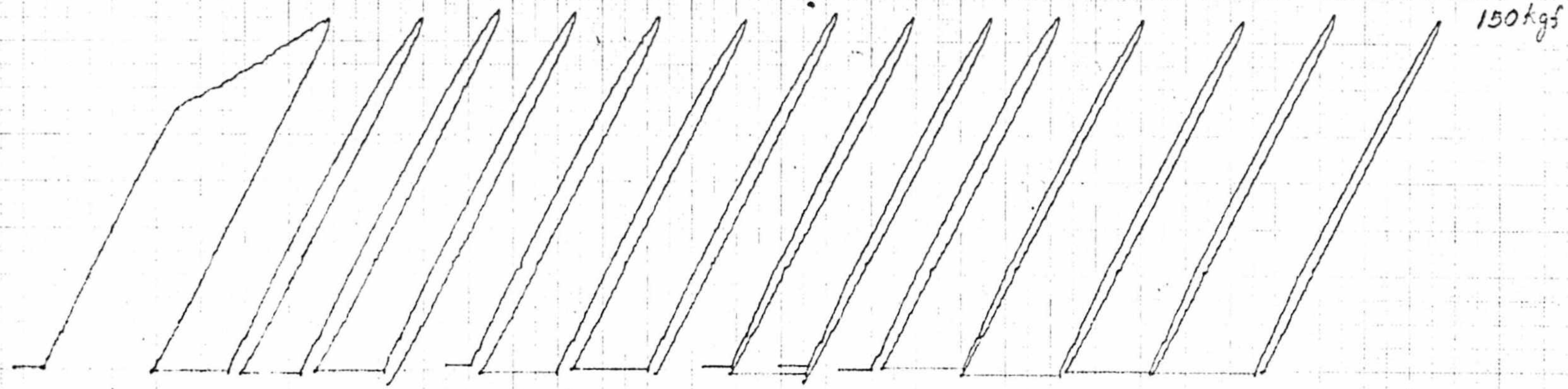
Série A $p_n = 20\ Kgf/cm^2$ FT = 50 e 100 Kgf.


150 kgf
Série A - [illegible] p_n = 20 kgf/cm^2 - FT = 150 kgf
50
100
150
200
250

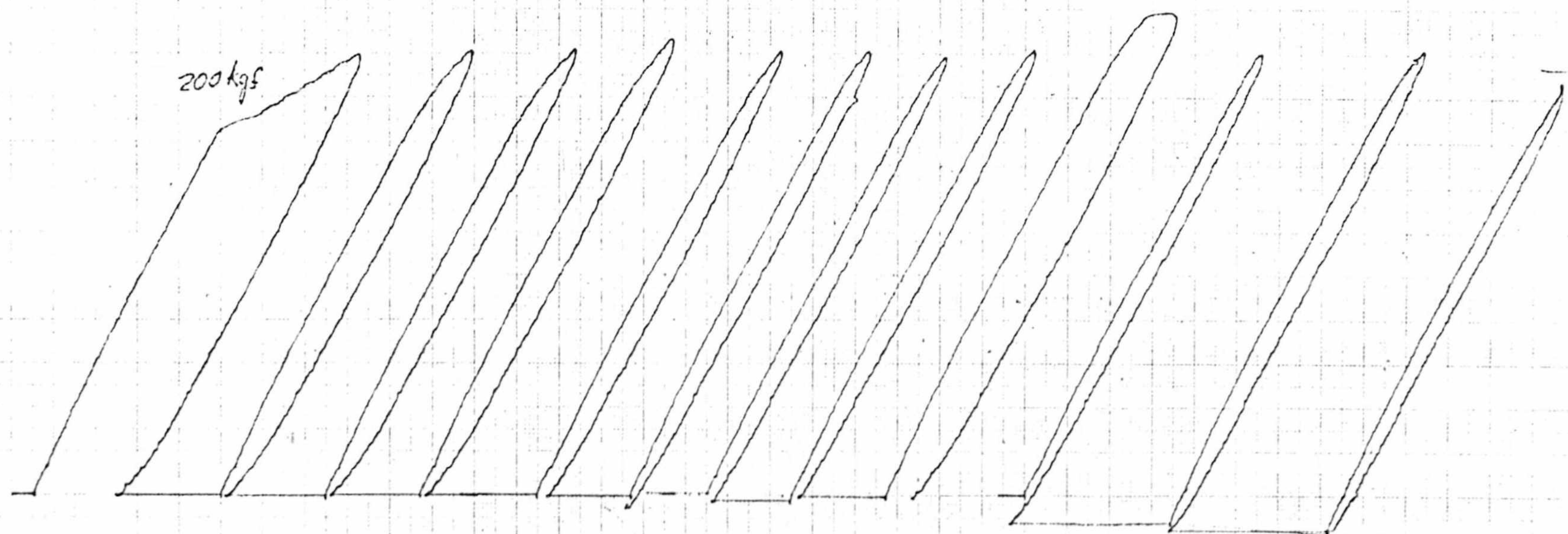

200 Kgf
250 Kgf
1cm = 0,5680 μm
Sēr̄ie A
p_n = 20 kgf/cm^2
FT = 200 e 250 kgf

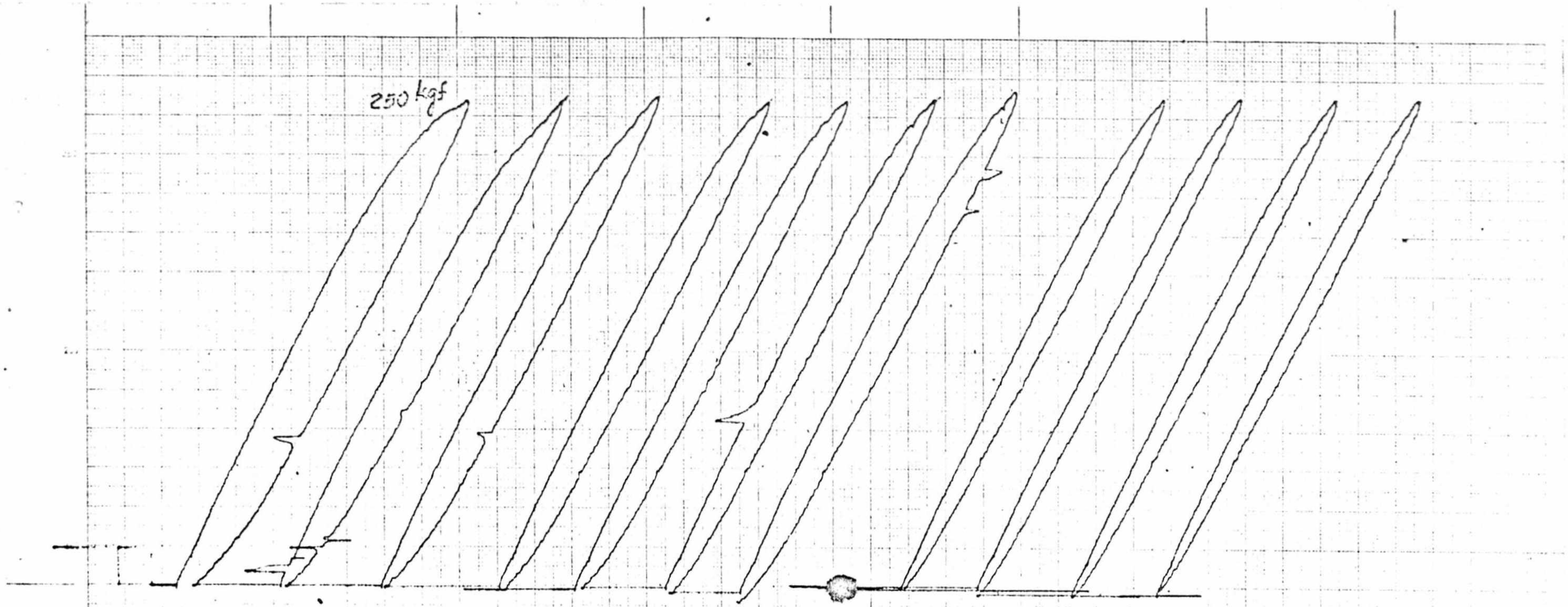


Série A p_n = 25 kgf/cm^2 FT = 100 kgf

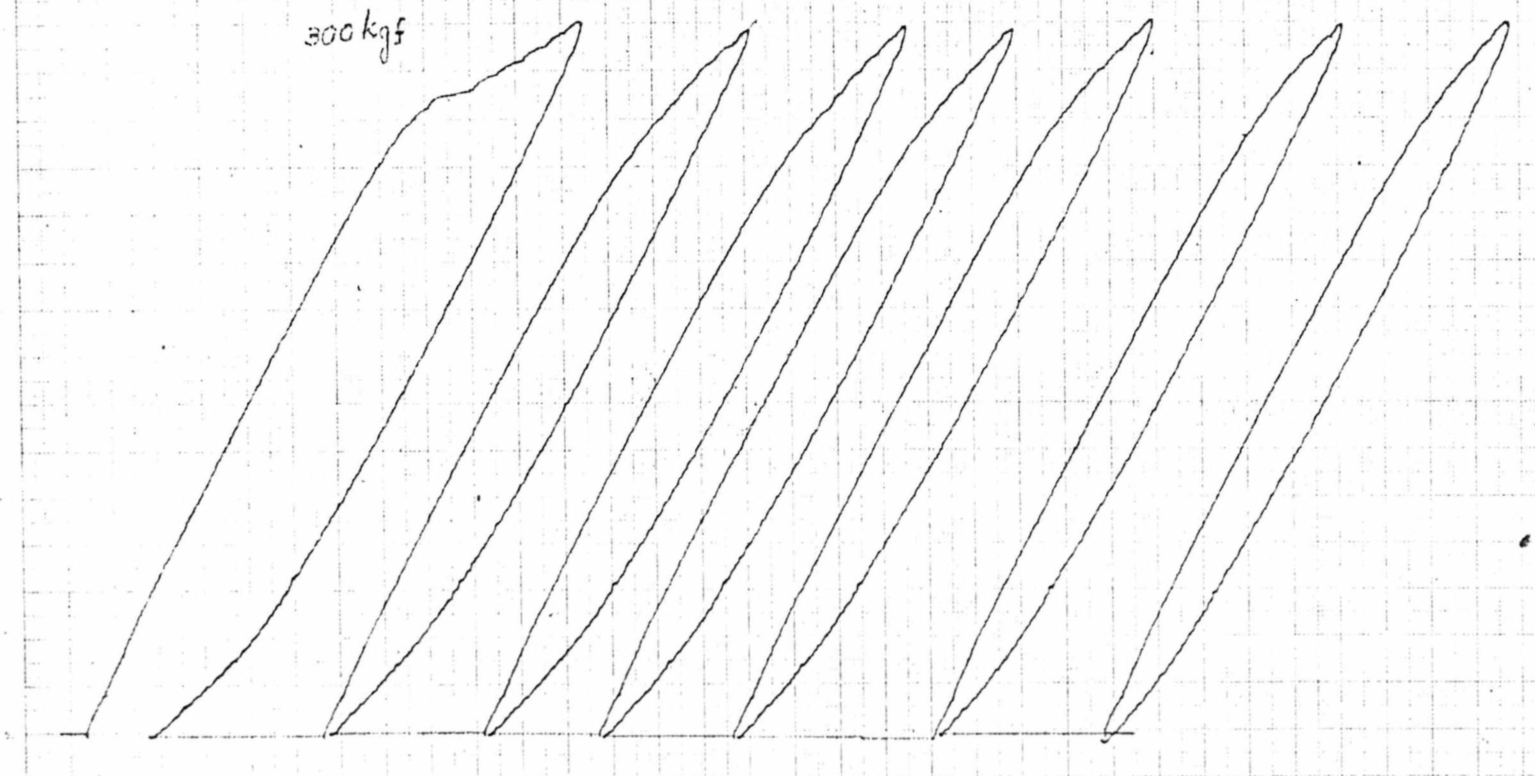


Série A $p_n = 25$ kgf/cm^2 FT = 150 a 200 kgf

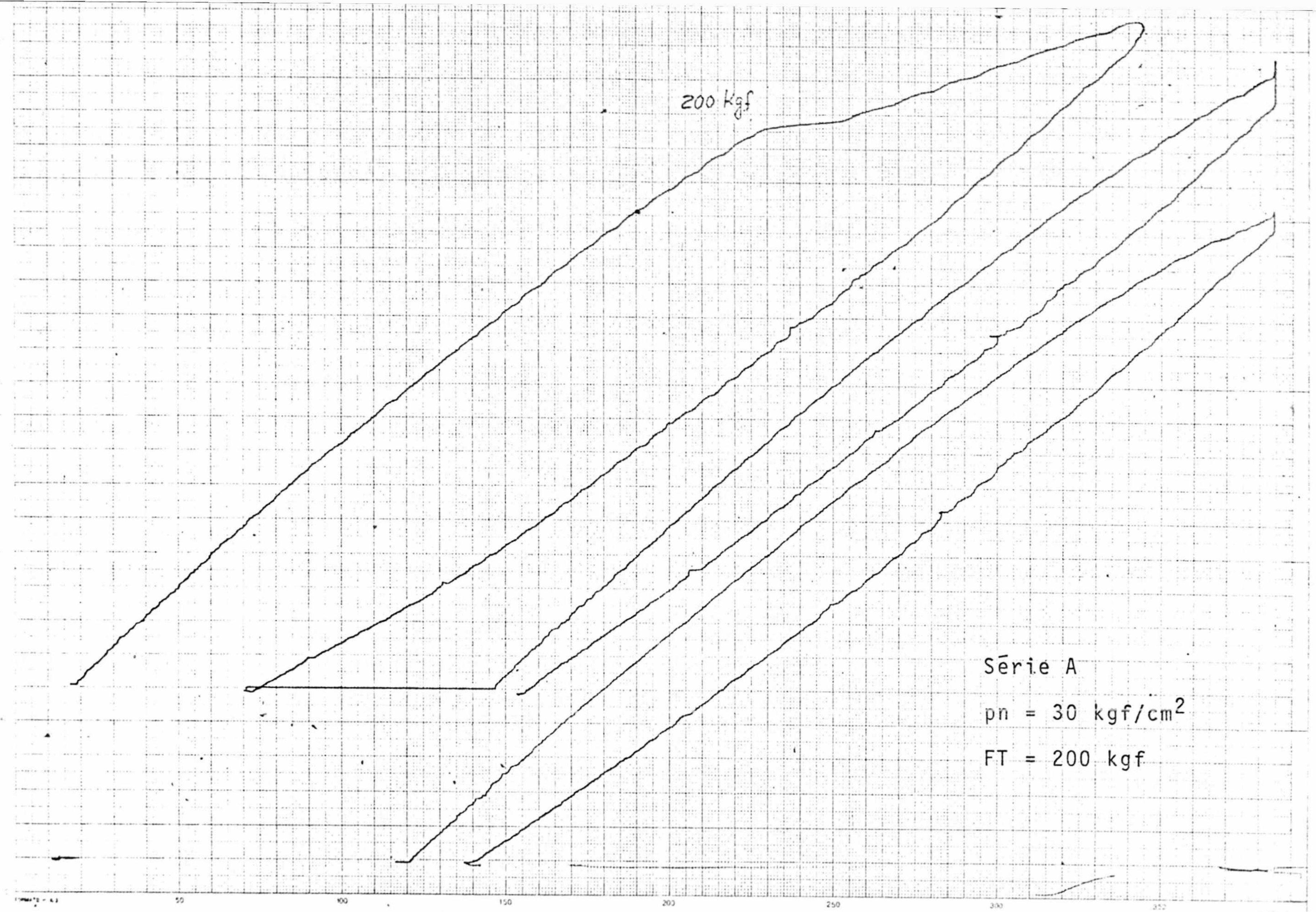


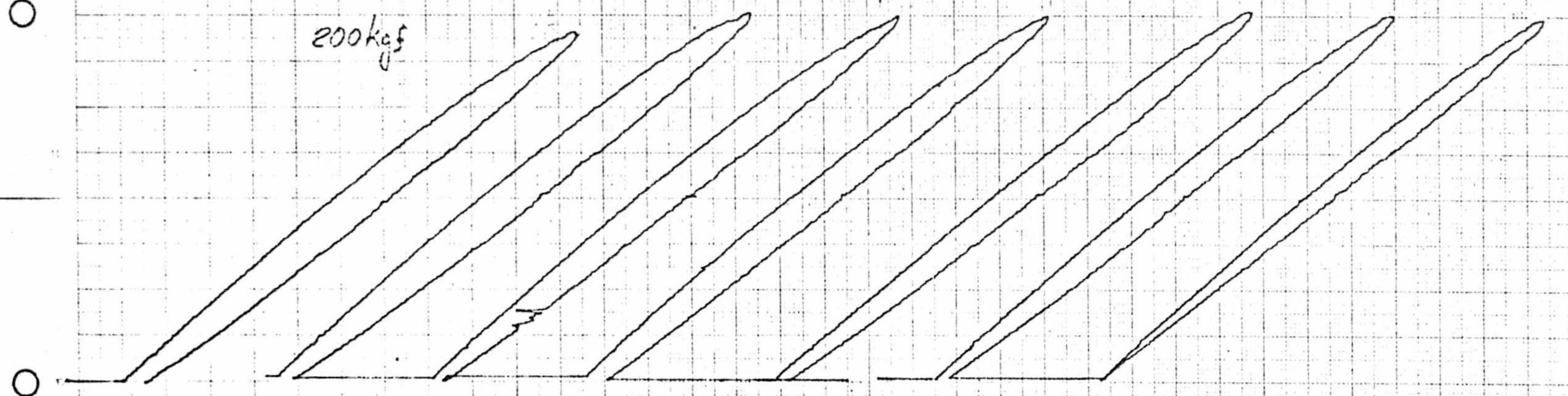


Sẽrie A p_n = 25 kgf/cm^2 FT = 250 kgf



Sērie A p_n = 25 kgf/cm^2 FT = 300 kgf


200 kgf
Série A
pn = 30 kgf/cm2
FT = 200 kgf
50
100
150
200
250
300

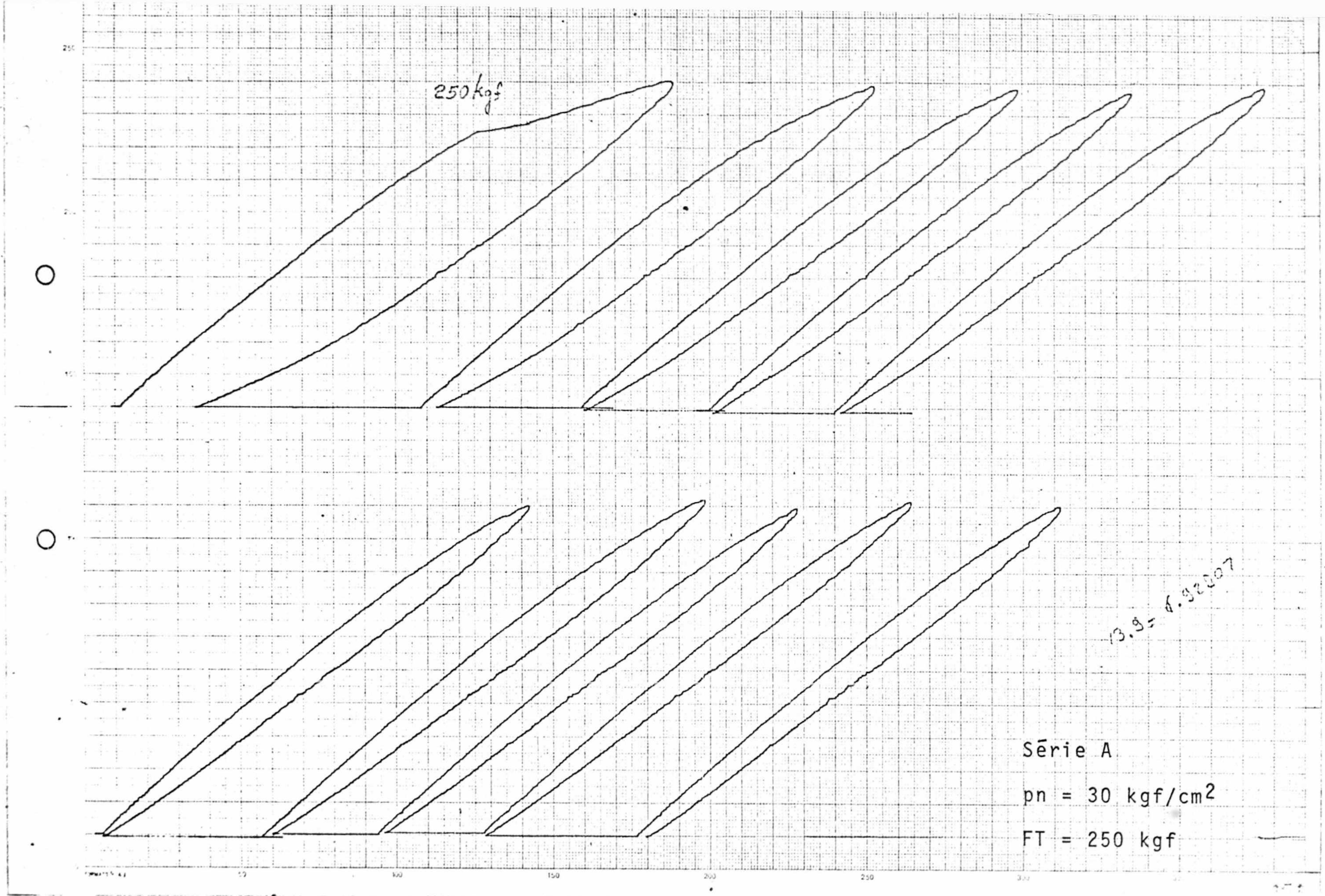


Série A $pn = 30\ kgf/cm^2$ FT = 200 kgf

28 —— 10.7
7,35 —— x

1μm = 2,82 cm   1cm = 0,3546 μm

$1cm^2 = 25 \times 0.3546 = 8,865$


250 kgf
Série A
pn = 30 kgf/cm2
FT = 250 kgf