

2736020

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

**COMPONENTE DE SUSPENSÃO DE VEÍCULOS
FORA-DE-ESTRADA**

AUTOR: ROBERTO CUTRONA
ORIENTADOR: RONALDO DE
BREYNE SALVAGNI

1984

Í N D I C E

CAPÍTULO I	- CONSIDERAÇÕES GERAIS	PÁG. 01
CAPÍTULO II	- PROPOSTA DO PROJETO	PÁG. 05
CAPÍTULO III	- FORMULAÇÃO DO PROJETO	PÁG. 08
CAPÍTULO IV	- PROJETO BÁSICO	PÁG. 14
CAPÍTULO V	- PROJETO EXECUTIVO	PÁG. 48
CAPÍTULO VI	- OBSERVAÇÕES E CONCLUSÕES	PÁG. 49
CAPÍTULO VII	- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	PÁG. 51
CAPÍTULO VIII	- ANEXOS	PÁG. 52

I. CONSIDERAÇÕES GERAIS

I. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Como todos sabemos, o engenheiro possui como objetivo profissional preponderante, a elaboração de projetos, com a sua consequente execução física, de modo a atender e satisfazer a necessidade proposta. De tal maneira este trabalho foi executado, levando-se sempre em conta critérios técnicos eficazes e seguros.

É fácil explicar o que se pretende dizer com eficazes e seguros, porém, para que isto seja alcançado devemos antes ter uma boa idéia do projeto em si.

Assim como o próprio título do trabalho se refere, este projeto visa, como meta principal, o dimensionamento de um braço de alavanca de suspensão de um veículo militar sobre esteiras (fora-de-estrada). Neste caso específico, este componente mecânico faz parte de um conjunto de suspensão composta pelas seguintes unidades:

- unidade Hidro-pneumática, o que também poderia ser um sistema de barra de torção e amortecedor (figura I.1);

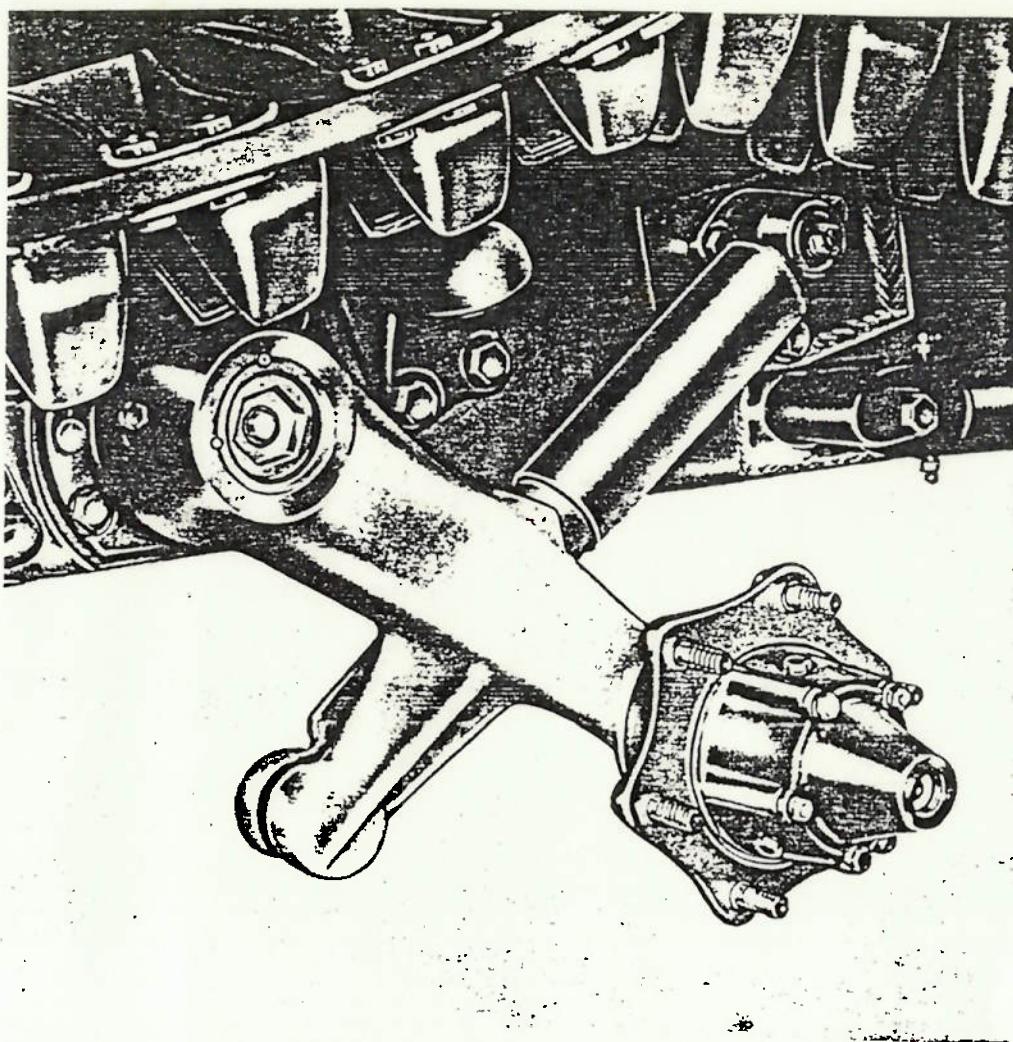


Figura I.1 - Sistema de suspensão de barra de torção e amortecedor para veículos militares sobre esteiras

- o braço de alavanca propriamente dito;
- cubo de Roda e Roda, além da esteira.

É fácil notar, porém, que apesar deste trabalho ser destinado a um determinado tipo de veículo fora-de-estrada, ele pode perfeitamente ser utilizado para o projeto de componentes similares para outros "fora-de-estrada" como, por exemplo: jipes e caminhões. Em consequência do que acabamos de explanar e por ser este um trabalho novo no país e, mais especificamente, na ENGEZA (empresa na qual desenvolvo atividades de engenharia), este projeto possui também a responsabilidade de dar início a estudos e criar tecnologia própria e pronta para ser usada na fabricação de veículos nacionais.

Quando foi dito "dar início a estudos e criar tecnologia própria", havia por detrás desta frase um significado muito importante, que seria expresso através da obtenção e levantamento do maior número de dados e requisitos reais e confiáveis (como por exemplo, as solicitações de carga e fadiga na peça) e que são fundamentais para se conseguir um projeto racional e otimizado. Além disto, o desenvolvimento de métodos de cálculo mais avançados e

realistas para carregamentos dinâmicos e fadiga, assim como o desenvolvimento de novos aços que permitam, por exemplo, a redução do tamanho físico do componente, além de seu peso, são fatos desejáveis e interessantes, mas que só podem ser alcançados através de investimentos caros como é o caso da execução de testes e ensaios destrutivos e não destrutivos, com o auxílio de aparelhagem de medição de tensões, de obtenção de espectros de potência para fadiga e outros, além de investimentos a longo prazo que seria, por exemplo, especialização de pessoal em cursos relativos ao assunto.

Porém, sem nenhum dos recursos acima citados, nos encontramos diante da necessidade de executar tal projeto. Sendo assim, a partir deste instante foram iniciadas pesquisas em literaturas, em conhecimentos e experiências de pessoas e engenheiros especialistas no assunto e até mesmo com o auxílio de recursos computacionais, acabamos por obter as especificações do projeto. Como era de se esperar, estas especificações baseadas em muitas experiências subjetivas e pouco práticas, acabaram por dar ao projeto uma característica conservativa, ou seja, favorável à segurança, reduzindo o risco de falha. É

justamente esta a razão pela qual no inicio desta introdução foi citado "critérios técnicos eficazes e seguros", que por falta de maiores informações sobre o assunto, acabamos por superdimensionar tal componente..

Para concluir esta introdução, só nos resta dizer que este é um projeto "inovador" devendo ser o seu produto testado em laboratório e em campo, de modo a analisar seus resultados (eventuais falhas, mal funcionamento e, até mesmo, superdimensionamento) e deste ponto partir para o projeto "evolutivo".

II. PROPOSTA DO PROJETO

II. PROPOSTA DO PROJETO

Como já foi citado anteriormente, este trabalho visa o dimensionamento de um componente mecânico de um veículo militar. Este componente, por sua vez, faz parte do conjunto da suspensão hidro-pneumática, cujo fabricante não recomenda a instalação do batente de fim de curso, de modo a aplicar a carga no próprio braço de alavanca. Tal fabricante, temendo os altos valores das tensões resultantes do esforço de flexo-torção na alavanca, entende ser necessário o projeto de um batente, o qual atue diretamente sobre a roda.

Executar um batente do modo acima explicado (como pretende tal fabricante), ao contrário de ser o mais simples e o mais comum, implica na existência dos problemas abaixo expostos:

- a necessidade de se fazer um batente maior e mais pesado pela própria distância do chassi do veículo à roda e por serem os esforços atuantes bem superiores;
- a dificuldade de realizar um batente cujo elemento de amortecimento suporte, além dos esforços de compressão, as tensões de cisalhamento decorrente do fato da roda estar em rotação no momento de atingir o fim de curso;

- o provável desprendimento da borracha que envolve a roda do veículo pelo mesmo motivo explicado no item acima;
- e, por último, a interferência física que é causada junto à esteira, devendo ser a área de contato entre o batente e a roda bem reduzida.

Foi, portanto, com a existência de todas estas dificuldades que se cogitou a execução de um projeto para atender a seguinte necessidade:

"Projetar um braço de alavanca para a mesma unidade hidro-pneumática de suspensão que comportasse um batente de fim de curso, para nela aplicar os esforços provenientes da limitação do curso da suspensão."

Com base nas observações feitas até o momento e na necessidade estabelecida acima, o projeto foi orientado, esperando que tal objetivo fosse cumprido.

III. FORMULAÇÃO DO PROJETO

III. FORMULAÇÃO DO PROJETO

Ao formular o projeto, entendemos que ele poderia ser executado de dois modos:

- definir os requisitos e o material a ser utilizado, cabendo a nós encontrar a geometria do componente de forma a atender a necessidade;
- e a outra maneira seria de definir os requisitos e a geometria do componente, cabendo a nós especificar o material, tratamentos térmicos e propriedades mecânicas do componente, de forma a também atender a necessidade.

Após um longo período de tempo utilizado na análise dos dois procedimentos, concluímos ser o segundo o mais viável, devido ao fato de estarmos trabalhando dentro de limites físicos e geométricos bem restritos e apertados, tendo como compromisso, por exemplo, manter a largura do veículo, utilizar o mesmo cubo de roda e a mesma unidade hidro-pneumática.

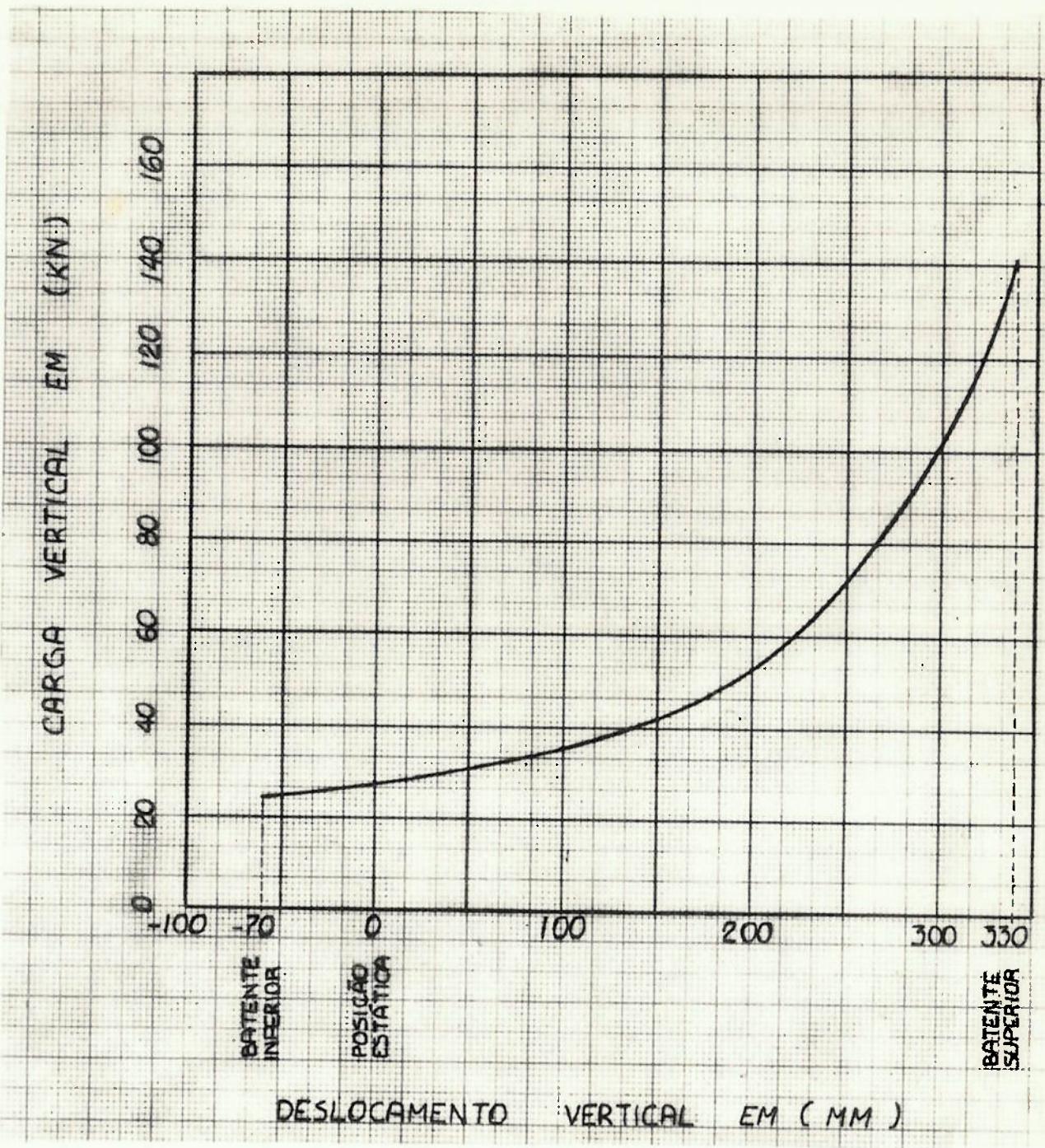


Figura III.1 - Desempenho Teórico da Suspensão

A. Dados do Veículo

Peso do Veículo	42.000 kg
Número de Rodas	12
Desempenho Teórico da Suspensão (ver figura III.1)	
Carga Vertical na Roda	14.000 kgf
Posição de Batente	330 mm da posição estática

B. Dimensões a Serem Mantidas na Peça

Ver desenhos em Anexo I

**C. Cargas a Serem Consideradas no Projeto
Incluindo Fatores Dinâmicos**

Para o dimensionamento do componente braço de alavanca usamos três casos de carregamento:

1º caso $6 \times$ carga estática = Vertical (V)

$0 \times$ carga estática = Frontal (F)

$0 \times$ carga estática = Lateral (L)

2º caso $4 \times$ carga estática = Vertical (V)

$2 \times$ carga estática = Frontal (F)

$0 \times$ carga estática = Lateral (L)

3º caso $4 \times$ carga estática = Vertical (V)

$0 \times$ carga estática = Frontal (F)

$2 \times$ carga estática = Lateral (L)

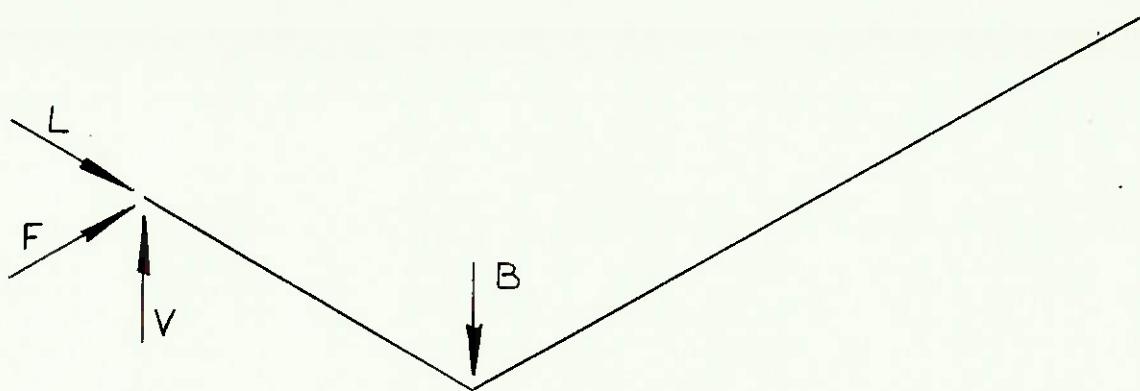


Figura III.2 - Cargas na Alavanca

Hipótese: TODAS AS FORÇAS UTILIZADAS NO CÁLCULO SERÃO
CONSIDERADAS PONTUAIS

D. Cargas a Serem Consideradas no Projeto com Relação
à Fadiga

Através da análise dinâmica executada por programa de computador, mostrada em detalhes no Anexo II, obtivemos os seguintes resultados de carga para o veículo em questão, a uma velocidade de 57 km/h, passando por um obstáculo (ver Figura III.3) de 6 polegadas de altura:

Força Máxima (vertical)	13.000 kgf
----------------------------	------------

Força Minima
(Estática)

3.500 kgf

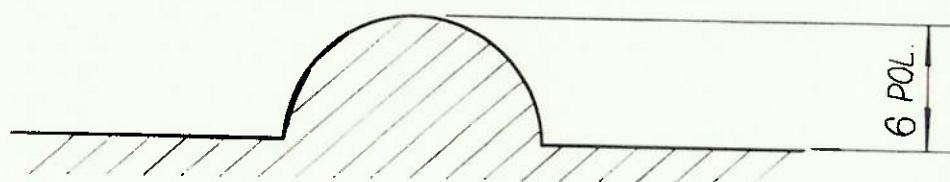


Figura III.3 - Forma Geométrica do Obstáculo Utilizado na Análise Dinâmica

Para o cálculo adotado, utilizaremos a tensão limite de fadiga, a qual proporcionará uma vida útil de 10^7 ciclos ao componente projetado.

Vale a pena observar que o número de ciclos acima especificado, equivale a uma solicitação aplicada de 10 em 10 segundos, durante 3 anos consecutivos.

Com base nos requisitos e especificações acima expostos, damos por concluído este capítulo, certos e conscientes

de sua importância no resultado final do trabalho. É justamente por esta razão ser esta fase uma das mais, se não a mais, importante do trabalho.

IV. PROJETO BÁSICO

IV. PROJETO BÁSICO

Com o início deste capítulo, entramos na fase do cálculo propriamente dito. Este cálculo, assim como o próprio capítulo, foi subdividido em três partes, mostradas a seguir:

Parte A: Cálculo das solicitações no componente resultante do carregamento estático acrescido por fatores dinâmicos;

Parte B: Cálculo das solicitações no componente resultante do carregamento a fadiga;

Parte C: Seleção do material e seus tratamentos térmicos.

Ao final deste capítulo, deveremos ter em mãos as características principais da peça projetada, faltando apenas um desenho de execução (fabricação) para concluir o trabalho.

Parte A - CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES NO COMPONENTE RESULTANTE DO CARREGAMENTO ESTÁTICO ACRESCIDO POR FATORES DINÂMICOS

Como foi exposto no capítulo anterior, usaremos três casos de carregamento para a obtenção das tensões envolvidas. Desta forma, mostramos a seguir os diagramas de esforços solicitantes para cada caso.

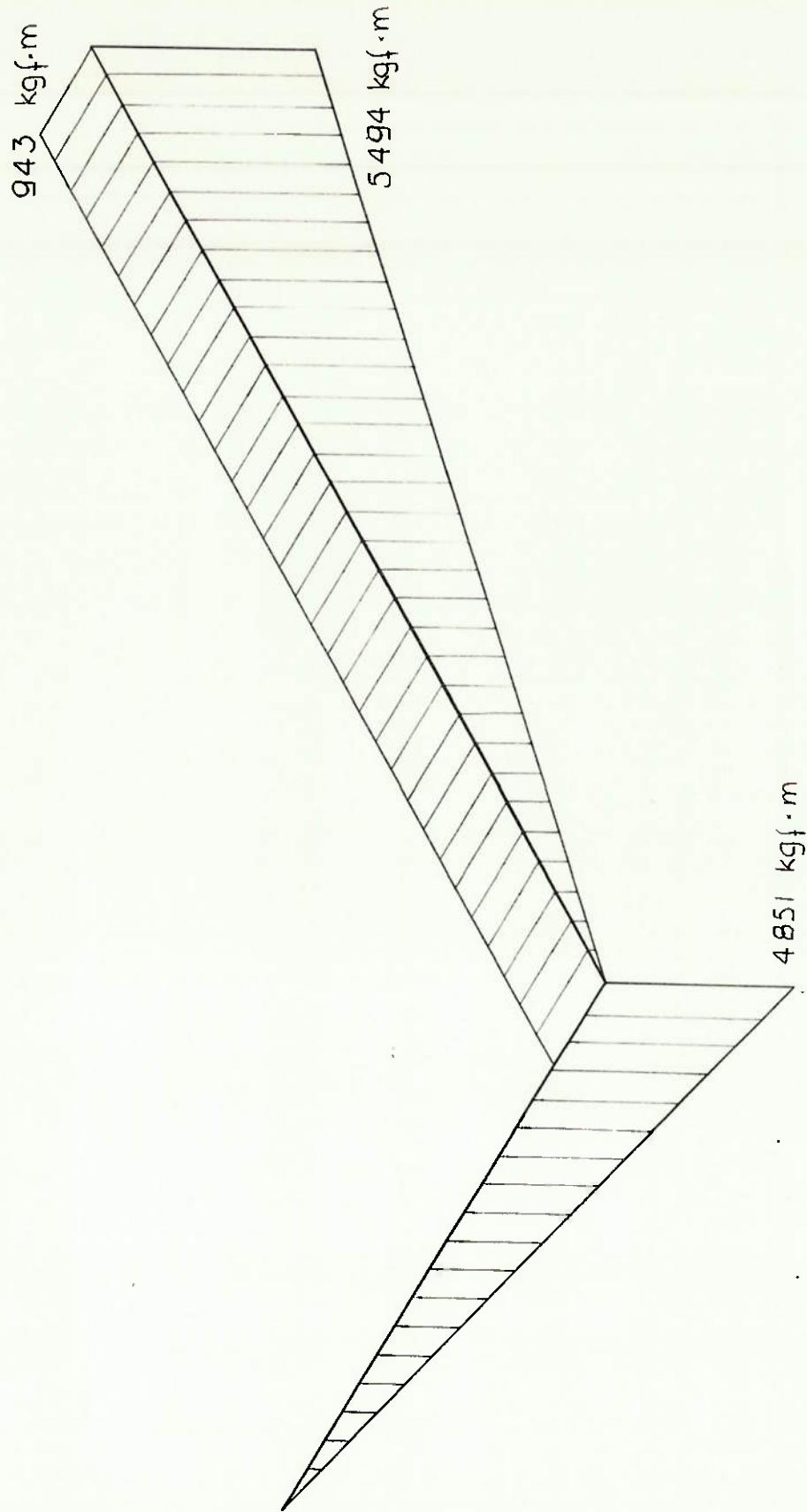


Figura IV.1 - Diagrama de Momento Fletor para o 1º caso
de Carregamento

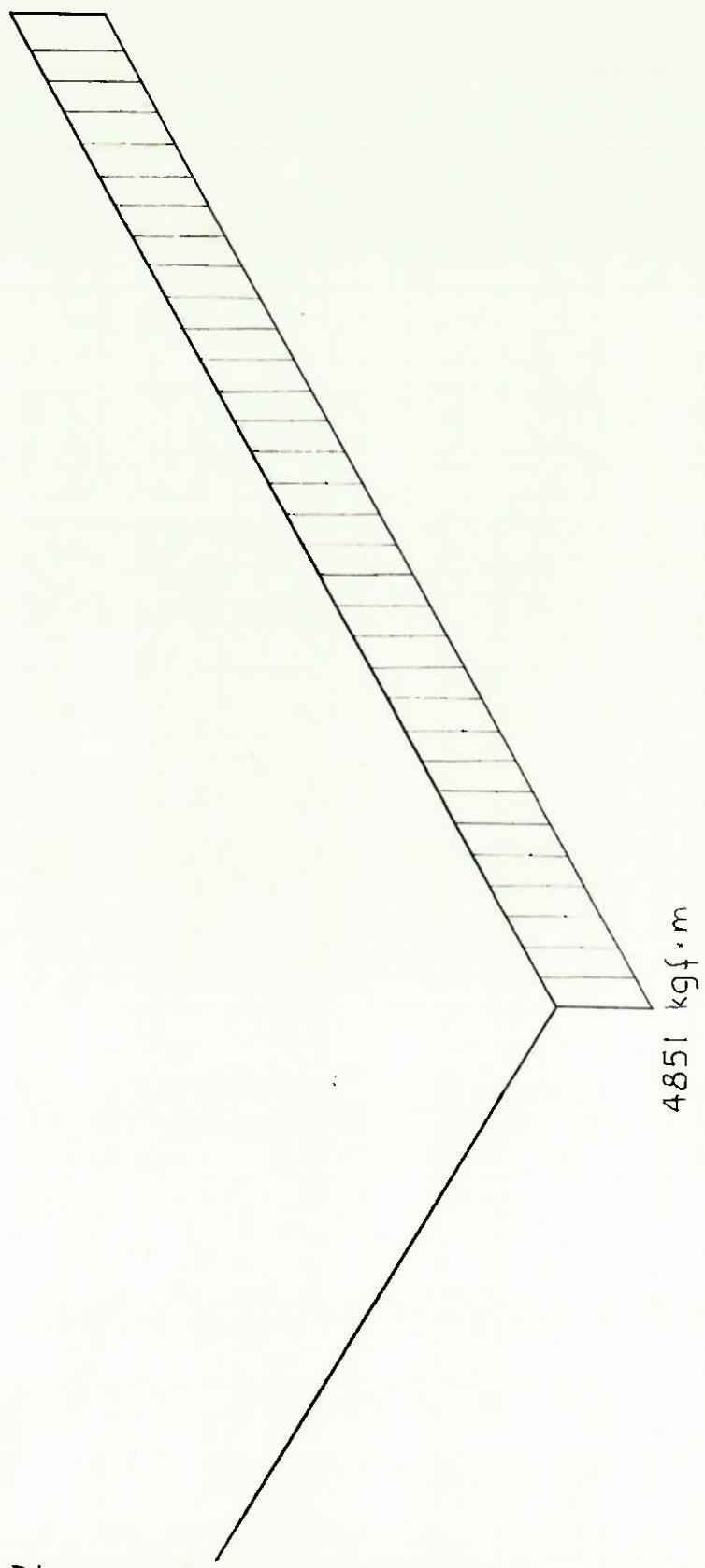


Figura IV.2 - Diagrama de Momento Torsor para o 1º caso
de Carregamento

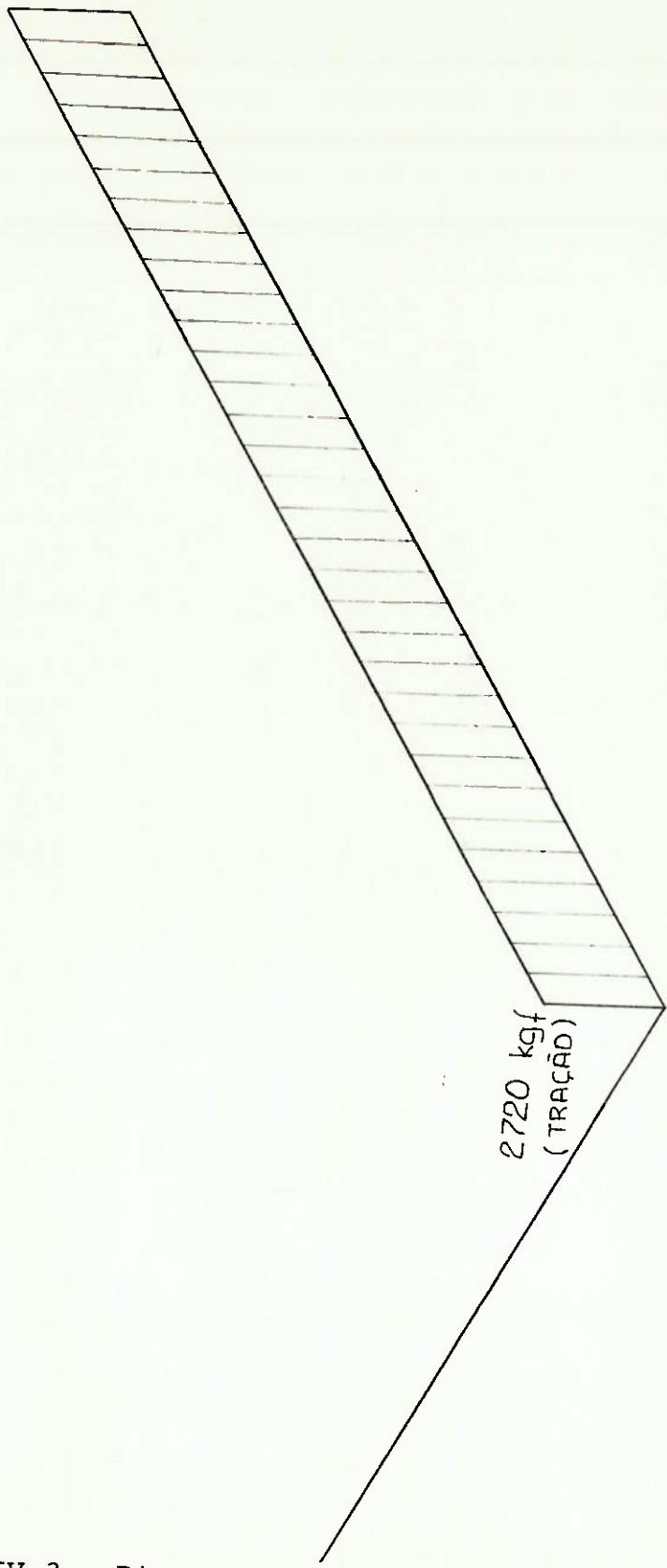


Figura IV.3 - Diagrama de Força Normal para o 1º caso
de Carregamento

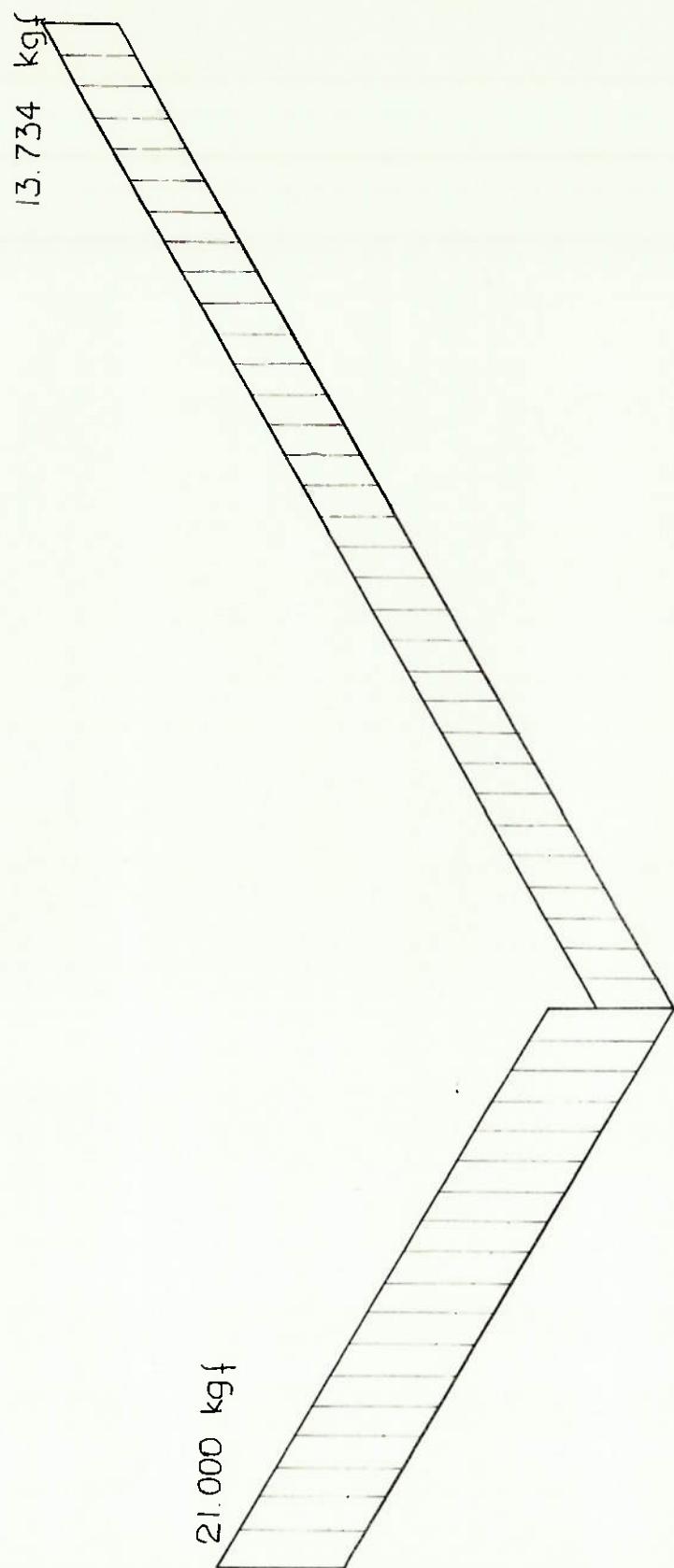


Figura IV.4 - Diagrama de Força Cortante para o 1º caso
de Carregamento

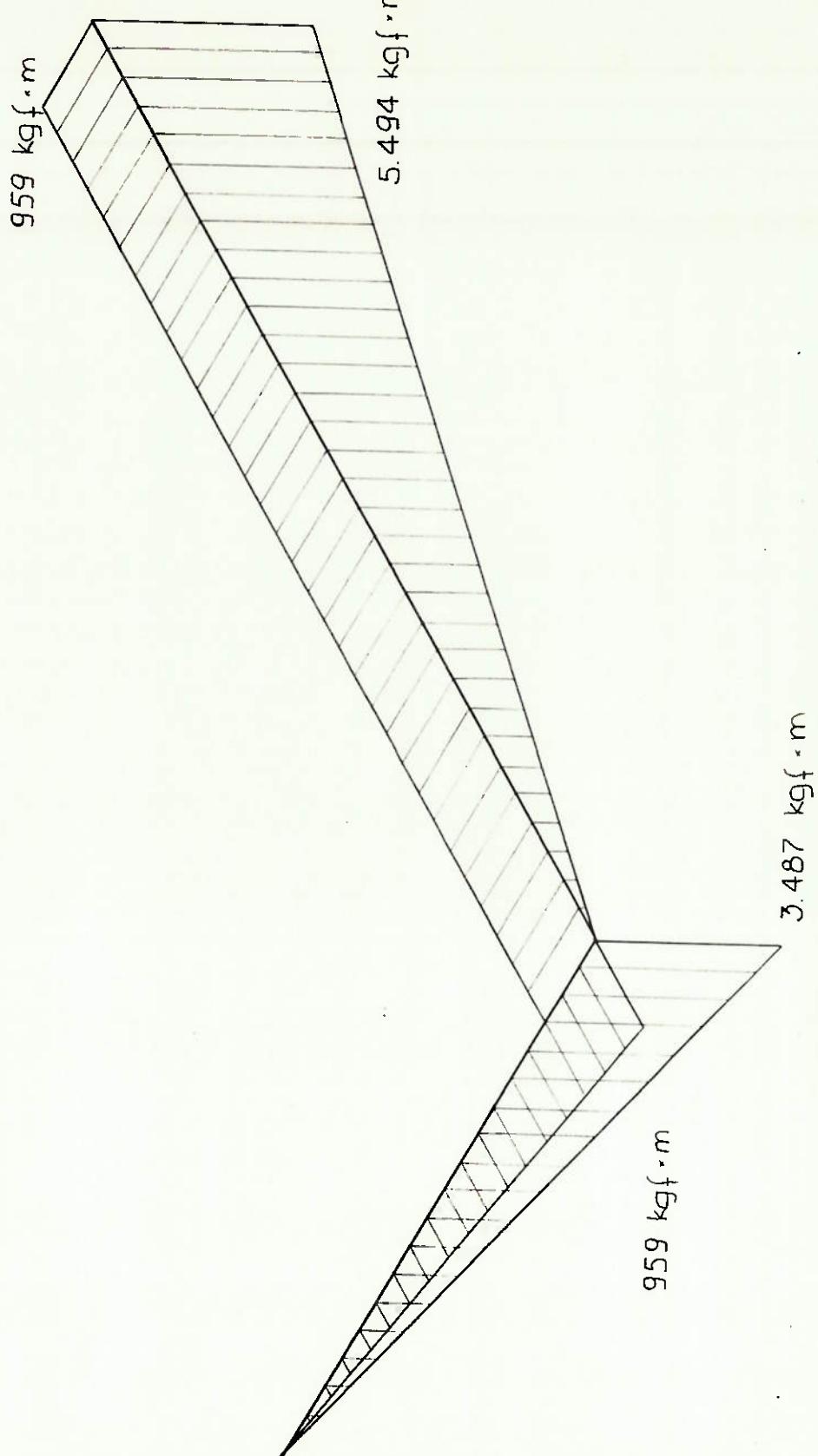


Figura IV.5 - Diagrama de Momento Fletor para o 2º caso
de Carregamento

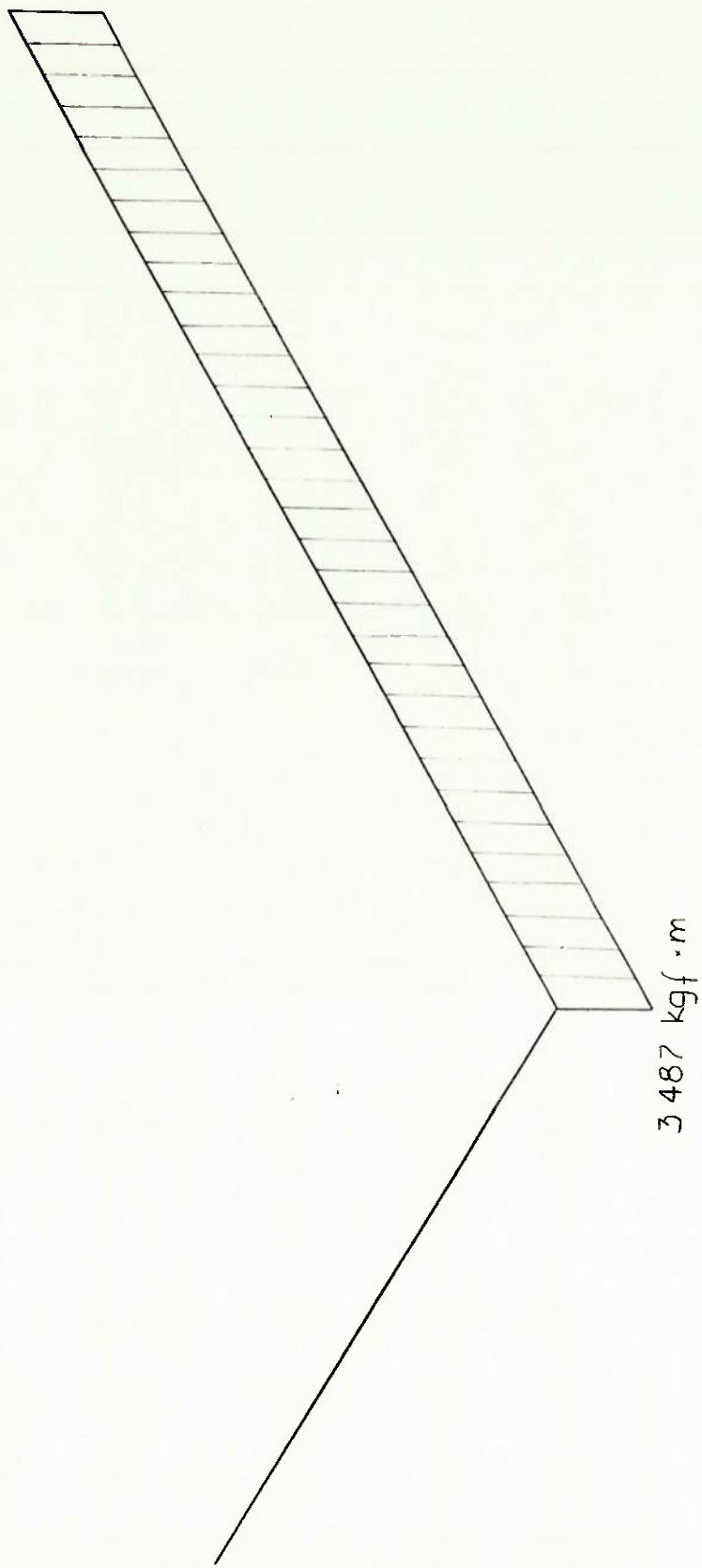


Figura IV.6 - Diagrama de Momento Torsor para o 2º caso
de Carregamento

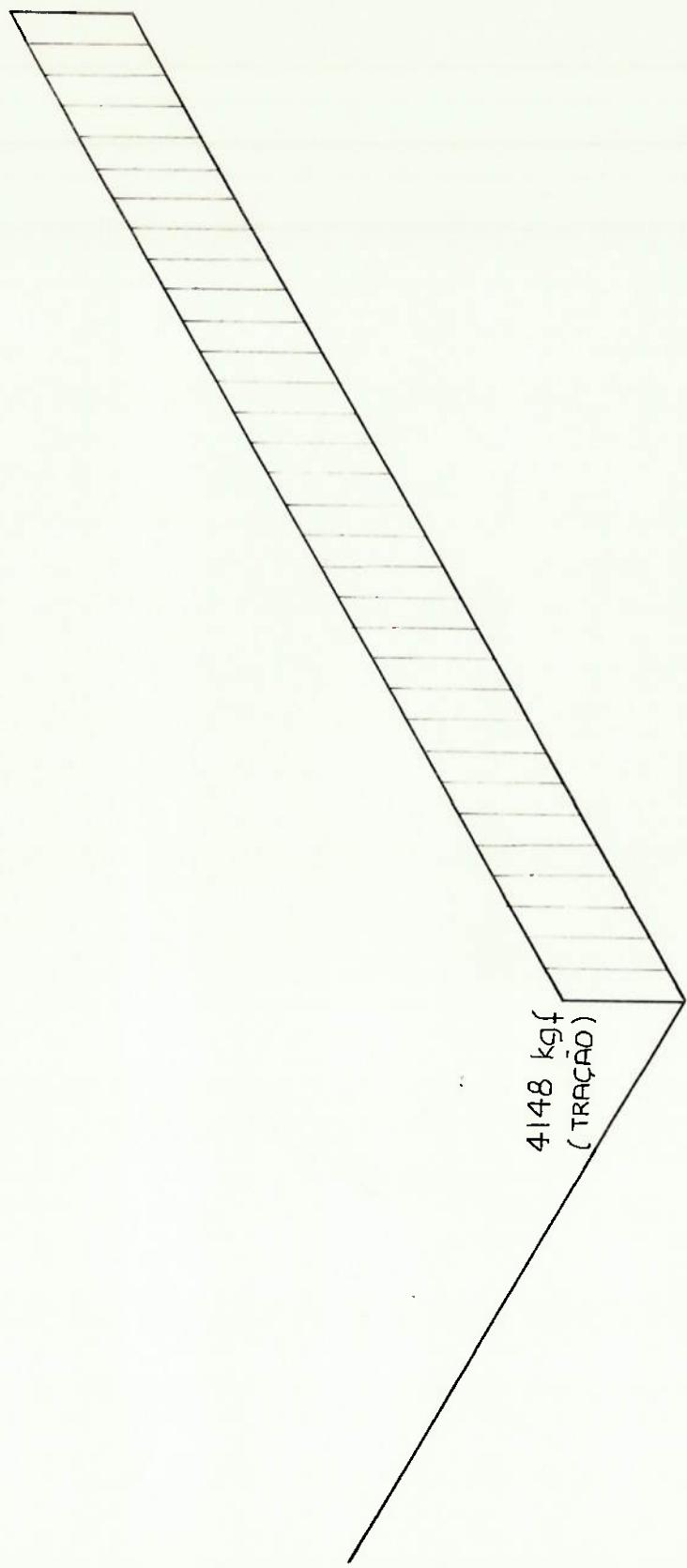


Figura IV.7 - Diagrama de Força Normal para o 2º caso
de Carregamento

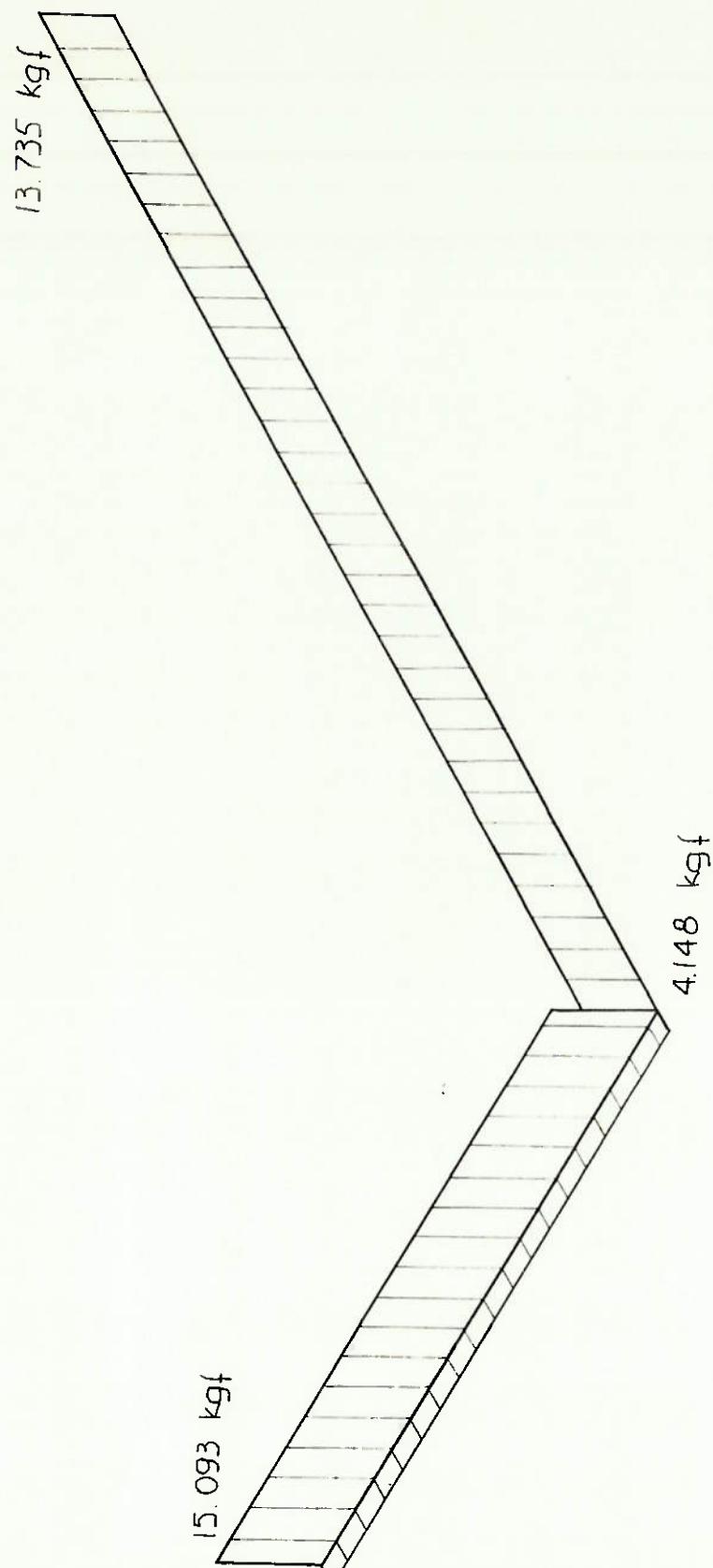


Figura IV.8 - Diagrama de Força Cortante para o 2º caso de Carregamento

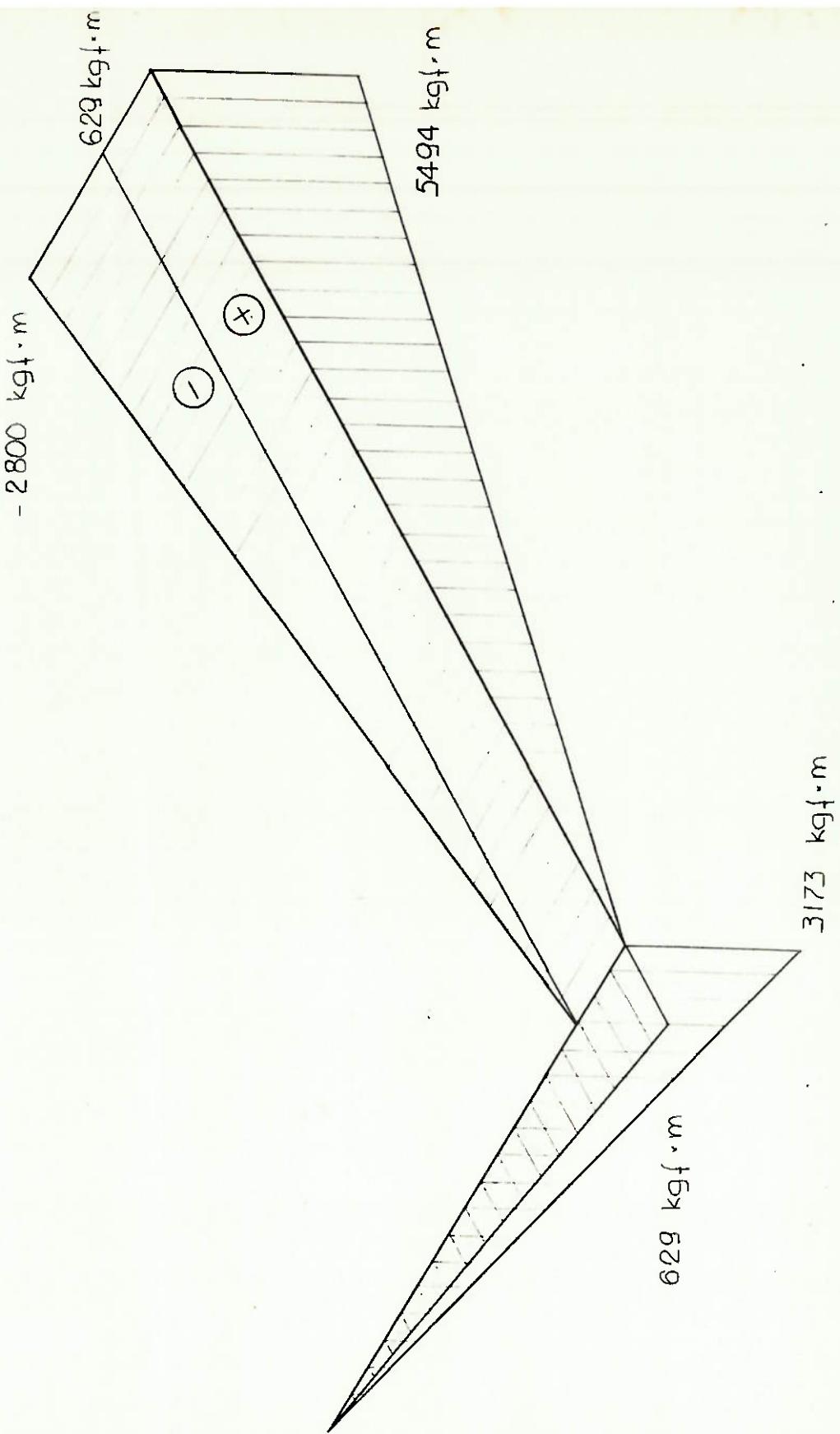


Figura IV.9 - Diagrama de Momento Fletor para o 3º caso
de Carregamento

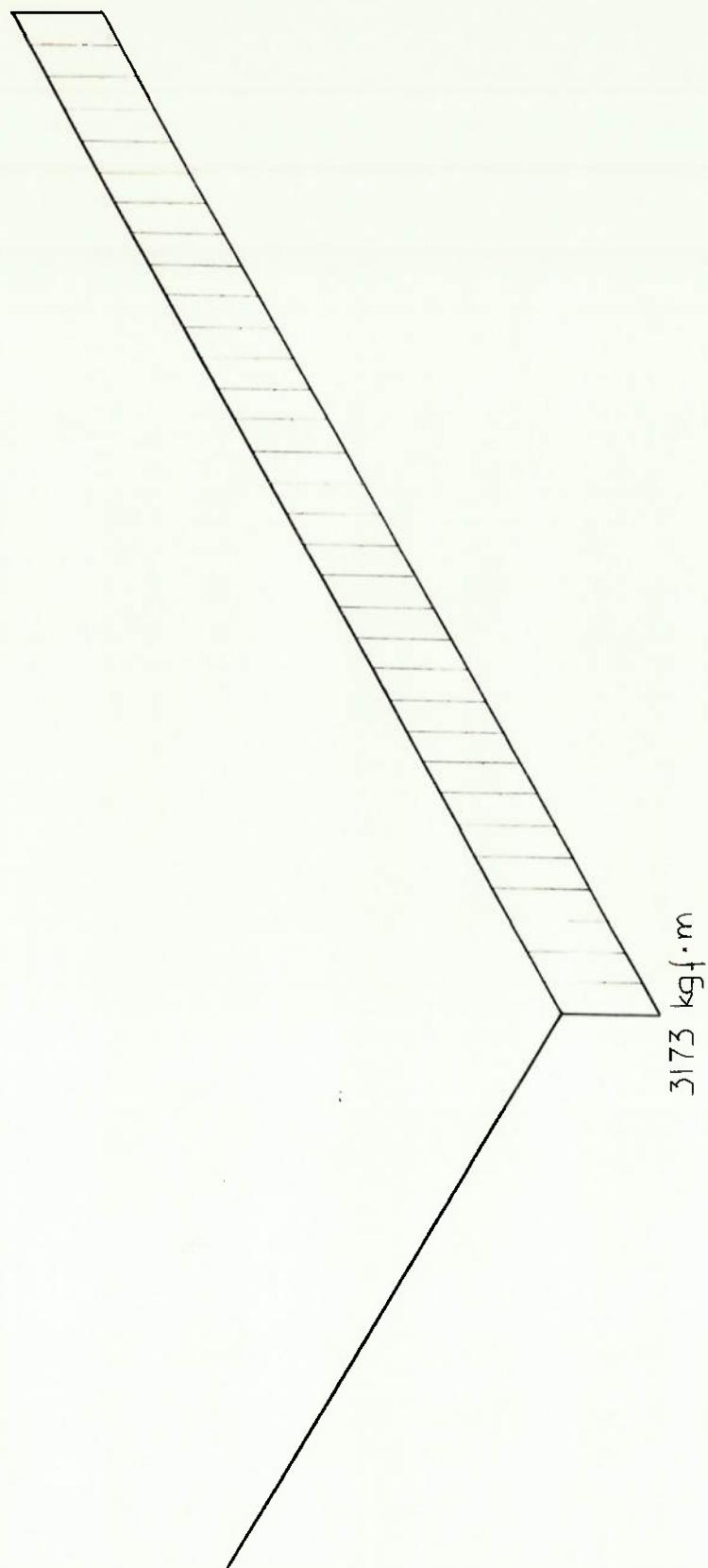


Figura IV.10 - Diagrama de Momento Torsor para o 3º caso
de carregamento

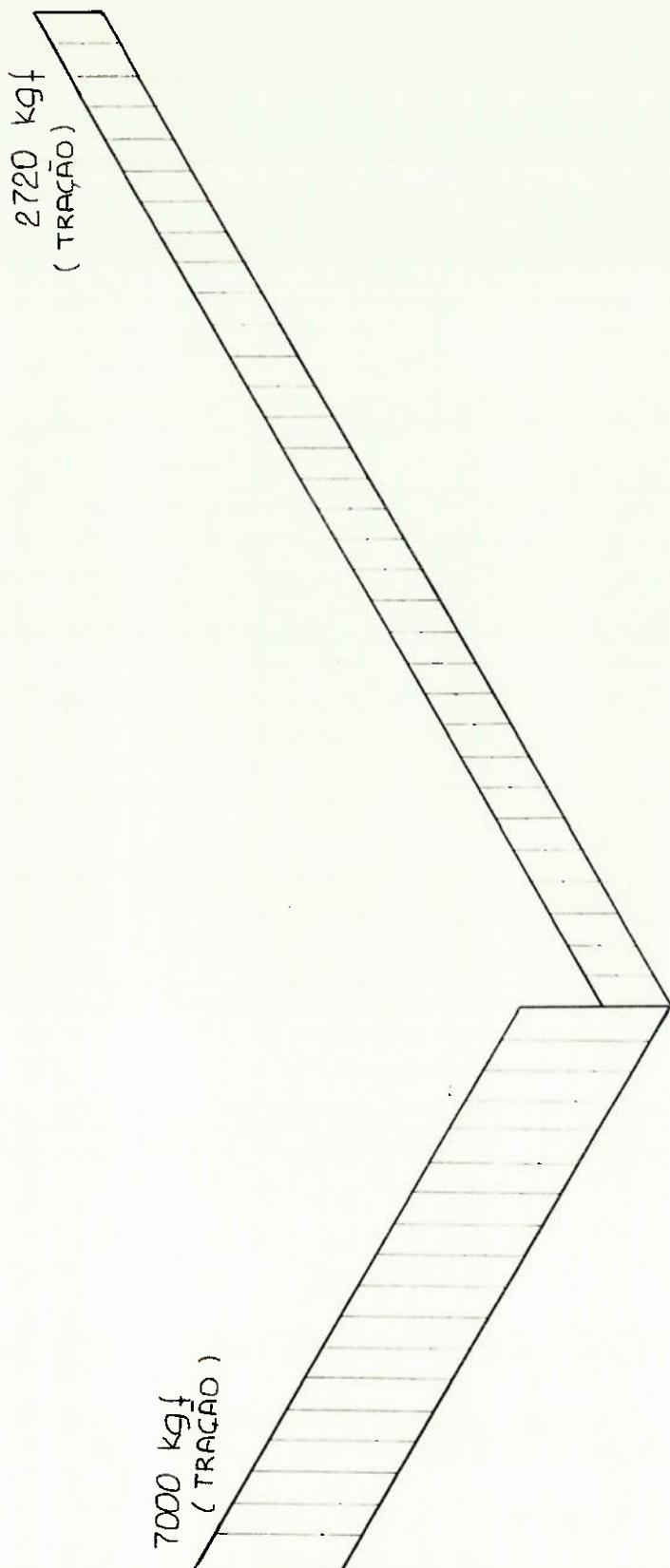


Figura IV.11 - Diagrama de Força Normal para o 3º caso de Carregamento

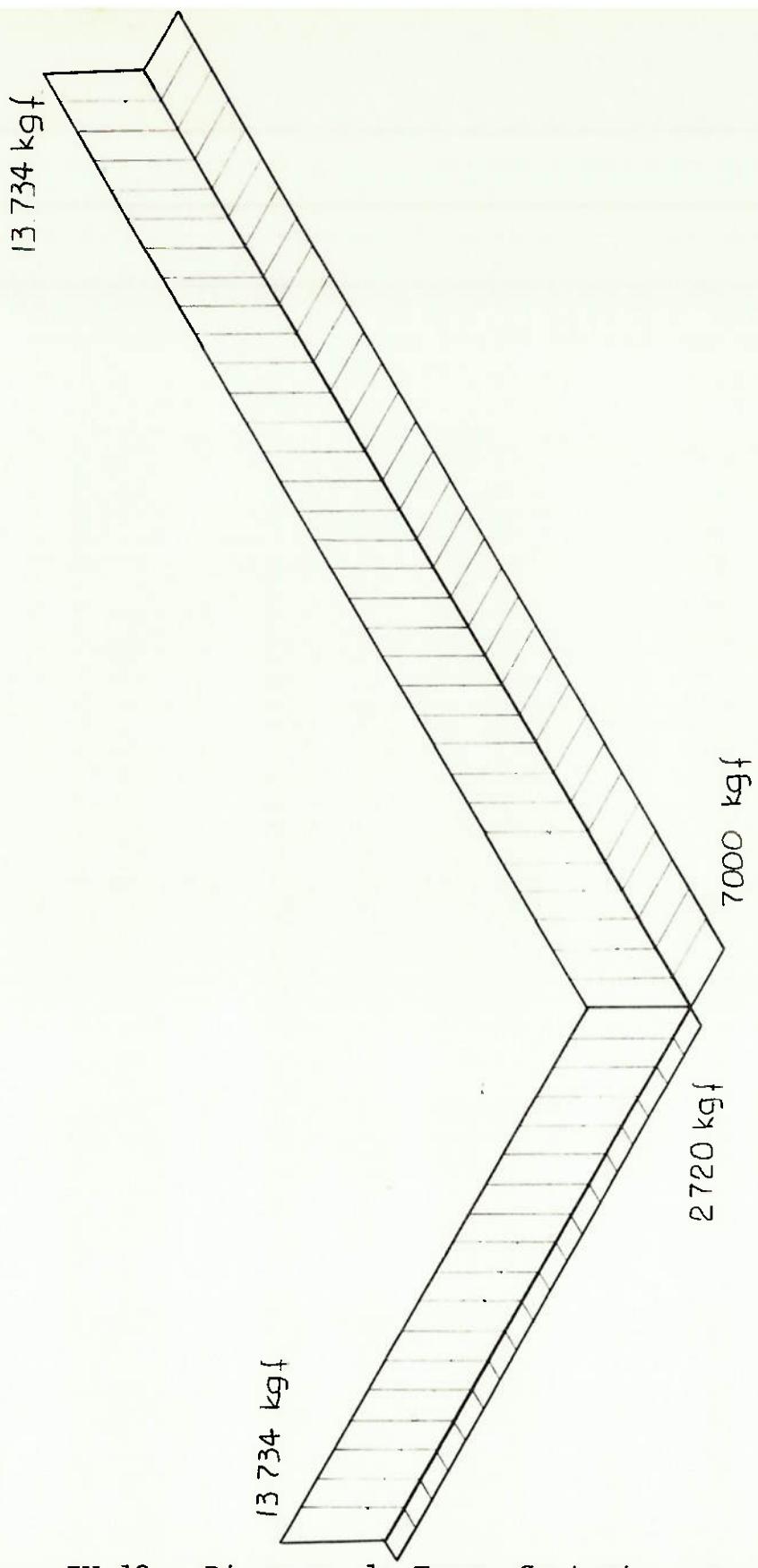


Figura IV.12 - Diagrama de Força Cortante para o 3º caso
de Carregamento

CÁLCULO DAS TENSÕES PARA OS TRÊS CASOS NA PONTA DE EIXO
PARA O ENGASTE

(diâmetro da seção = 120 mm)

S = tensão normal em kgf/mm²

T = tensão de cisalhamento em kgf/mm²

1º Caso

$$S_{\max} = \frac{4.851.000}{3.14 \times (120)^3} \times 32 = 28,6 \text{ kgf/mm}^2 \text{ (tração e compressão)}$$

$$T_{\max} = \frac{16 \times 21.000}{3 \times 3,14 \times (120)^2} \times 2,5 \text{ kgf/mm}^2$$

2º Caso

$$S_{\max} = \frac{3.616.000}{3,14 \times (120)^3} \times 32 = 21,3 \text{ kgf/mm}^2 \text{ (tração e compressão)}$$

$$T_{\max} = \frac{16 \times 15.653}{3 \times 3,14 \times (120)^2} = 1,8 \text{ kgf/mm}^2$$

3º Caso

$$S_{\max} = \frac{7.000}{3,14 \times (120)^2} \times 4 \pm \frac{3.234.700}{3,14 \times (120)^3} \times 32$$

$$S_{\max} \text{ compressão} = 19,7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_{\max} \text{ tração} = 18,5 \text{ kgf/mm}^2$$

$$T_{\max} = \frac{16 \times 14.001}{3 \times 3,14 \times (120)^2} = 1,7 \text{ kgf/mm}^2$$

Observação: Os dados utilizados acima foram retirados dos diagramas já mostrados.

As tensões T_{\max} são devidas às forças cortantes:

$$T_{\max} = \frac{16}{3} \frac{Q}{\pi d^2} \quad (\text{ref. bibl. 1})$$

onde: Q = força cortante

d = diâmetro da secção

CÁLCULO DAS TENSÕES NA ALAVANCA

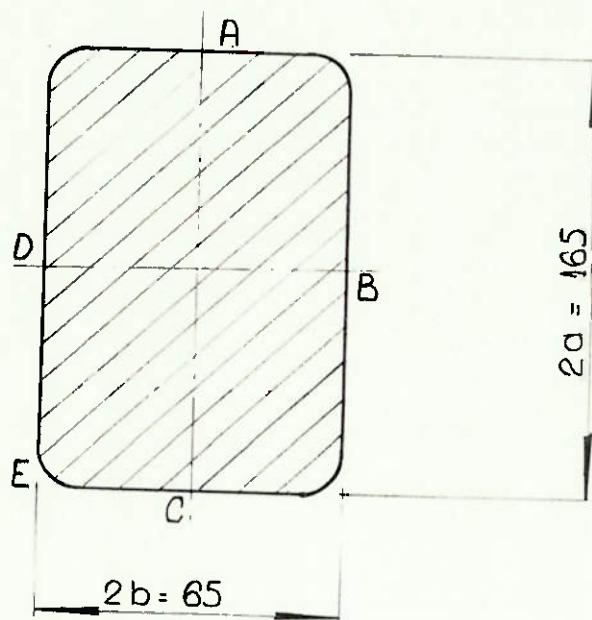


Figura IV.13 - Dimensões da Seção da Alavanca

O cálculo abaixo foi executado na secção do engaste (lado oposto à ponta de eixo) por entendermos ser a região mais crítica da alavanca e da própria peça como um todo.

1º Caso

Ponto B (ver fig.IV.13)

Observação: As tensões $T_{\text{máx}}$ nas secções do tipo da fig. IV.13 é dada pela equação abaixo nos pontos B e D.

$$T_{\max} = \frac{M_t (3a + 1,8b)}{8a^2 b^2} \quad (\text{ref. bibliográfica 2})$$

onde M_t = momento torsor

a, b = dimensões da secção (fig.IV.13)

Desprezando a tensão de cisalhamento devido à força cortante, temos:

$$T_{B,D} = \frac{4.851.000 (3x82,5 + 1,8x32,5)}{8 \times (82,5)^2 \times (32,5)^2}$$

$$T_{B,D} = 25,8 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_B = \frac{2.720}{10.725} + \frac{943.000}{3,78 \times 10^6} \times 32,5 = 8,1 \text{ kgf/mm}^2 \text{ (tração)}$$

Pelo Critério da Máxima Tensão de Cisalhamento, temos:

$$T_{\max B} = \sqrt{\frac{(8,1)^2 + (25,8)^2}{4}} = 26,1 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S \text{ equivalente } B = 2 \times 26,1 = 52,2 \text{ kgf/mm}^2$$

Ponto C (ver fig.IV.13)

Admitindo $T_C = 0,5 \times T_B$ e desprezando a tensão devido à força cortante, temos:

$$T_C = 12,9 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_C = \frac{2.720}{10.725} + \frac{5.494.000}{2,43 \times 10^7} \times 82,5 = 18,9 \text{ kgf/mm}^2 \text{ (tração)}$$

Pelo Critério da Máxima Tensão de Cisalhamento, temos:

$$T_{\max c} = \sqrt{\frac{(18,9)^2}{4} + (12,9)^2} = 16,0 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S \text{ equivalente } c = 2 \times 16,0 = 32,0 \text{ kgf/mm}^2$$

Ponto E (ver fig.IV.13)

$$T_E = 0$$

$$S_E = \frac{2.720}{10.725} + \frac{943.000}{3,78 \times 10^6} \times 32,5 + \frac{5.494.000}{2,43 \times 10^7} \times 82,5 \text{ (tração)}$$

$$S_E = S \text{ equivalente } E = 27,0 \text{ kgf/mm}^2$$

2º Caso

Ponto B (ver fig.IV.13)

Desprezando a tensão de cisalhamento devido à força cortante, temos:

$$T_{B,D} = \frac{3.487.000 (3 \times 82,5 + 1,8 \times 32,5)}{8 \times (82,5)^2 \times (32,5)^2}$$

$$T_{B,D} = 18,6 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_B = \frac{4.148}{10.725} + \frac{959.000}{3,78 \times 10^6} \times 32,5 = 8,2 \text{ kgf/mm}^2 \text{ (tração)}$$

Pelo Critério da Máxima Tensão de Cisalhamento, temos:

$$T_{\max B} = \sqrt{\frac{(8,2)^2 + (18,6)^2}{4}} = 19,0 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S \text{ equivalente } B = 2 \times 19,0 = \underline{38,0 \text{ kgf/mm}^2}$$

Ponto C (ver fig.IV.13)

Admitindo $T_c = 0,5 \times T_B$ e desprezando a tensão devido à força cortante, temos:

$$T_c = 9,3 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_c = \frac{4.148}{10.725} + \frac{5.494.000}{2,43 \times 10^7} \times 82,5 = 19,0 \text{ kgf/mm}^2 \text{ (tração)}$$

Pelo Critério da Máxima Tensão de Cisalhamento, temos:

$$S \text{ equivalente } c = 2 \times 13,3 = \underline{26,6 \text{ kgf/mm}^2}$$

Ponto E (ver fig.IV.13)

$$T_E = 0$$

$$S_E = \frac{4.148}{10.725} + \frac{5.494.000}{2,43 \times 10^7} \times 82,5 + \frac{959.000}{3,78 \times 10^6} \times 32,5 \text{ (tração)}$$

$$S_E = S \text{ equivalente } E = \underline{27,3 \text{ kgf/mm}^2}$$

3º Caso

Ponto B (ver fig.IV.13)

Desprezando a tensão de cisalhamento devido à força cortante, temos:

$$T_{B,D} = \frac{3.173.000 (3 \times 82,5 + 1,8 \times 32,5)}{8 \times (82,5)^2 \times (32,5)^2}$$

$$T_{B,D} = 16,9 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_B = \frac{2.720}{10.725} + \frac{2.171.000}{3,78 \times 10^6} \times 32,5 = 18,9 \text{ kgf/mm}^2 \text{ (tração)}$$

Pelo Critério da Máxima Tensão de Cisalhamento, temos:

$$T_{\max B} = \sqrt{\frac{(18,9)^2 + (16,9)^2}{4}} = 19,4 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S \text{ equivalente } B = 2 \times 19,4 = \underline{38,7 \text{ kgf/mm}^2}$$

Ponto C (ver fig.IV.13)

Admitindo $T_C = 0,5 T_B$ e desprezando a tensão devido à força cortante, temos:

$$T_C = 8,4 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_C = \frac{2.720}{10.725} + \frac{5.494.000}{2,43 \times 10^7} \times 82,5 = 18,9 \text{ kgf/mm}^2 \text{ (tração)}$$

Pelo Critério da Máxima Tensão de Cisalhamento, temos:

$$T_{\max c} = \sqrt{\frac{(18,9)^2 + (8,4)^2}{4}} = 12,7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S \text{ equivalente } c = 2 \times 12,7 = \underline{25,3 \text{ kgf/mm}^2}$$

Ponto E (ver fig.IV.13)

$$T_E = 0$$

$$S_E = \frac{2.720}{10.725} + \frac{5.494.000}{2,43 \times 10^7} \times 82,5 + \frac{2.171.000}{3,78 \times 10^6} \times 32,5$$

$$S_E = S \text{ equivalente } E = \underline{37,6 \text{ kgf/mm}^2}$$

Observação: A parte do componente projetado que trabalha dentro da unidade hidro-pneumática possui como tensão máxima equivalente (S equivalente máx.) o valor abaixo:

$$\underline{S \text{ equivalente máx} = 32,5 \text{ kgf/mm}^2}$$

Com base nos resultados acima, notamos ser a tensão máxima equivalente para este tipo de carregamento a seguinte:

$$\underline{S \text{ equivalente máxima} = 52,2 \text{ kgf/mm}^2}$$

Parte B - CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES NO COMPONENTE RESULTANTE DO CARREGAMENTO À FADIGA

O cálculo do componente à fadiga é baseado nos diagramas de solicitação mostrados a seguir, os quais são resultantes das forças especificadas no capítulo anterior.

Observação: Esta parte do projeto básico foi baseada na referência bibliográfica nº 3.

Observação: Os esforços normais e cortantes não foram levados em conta, por possuirem efeitos desprezíveis em relação aos momentos fletores e torsores.

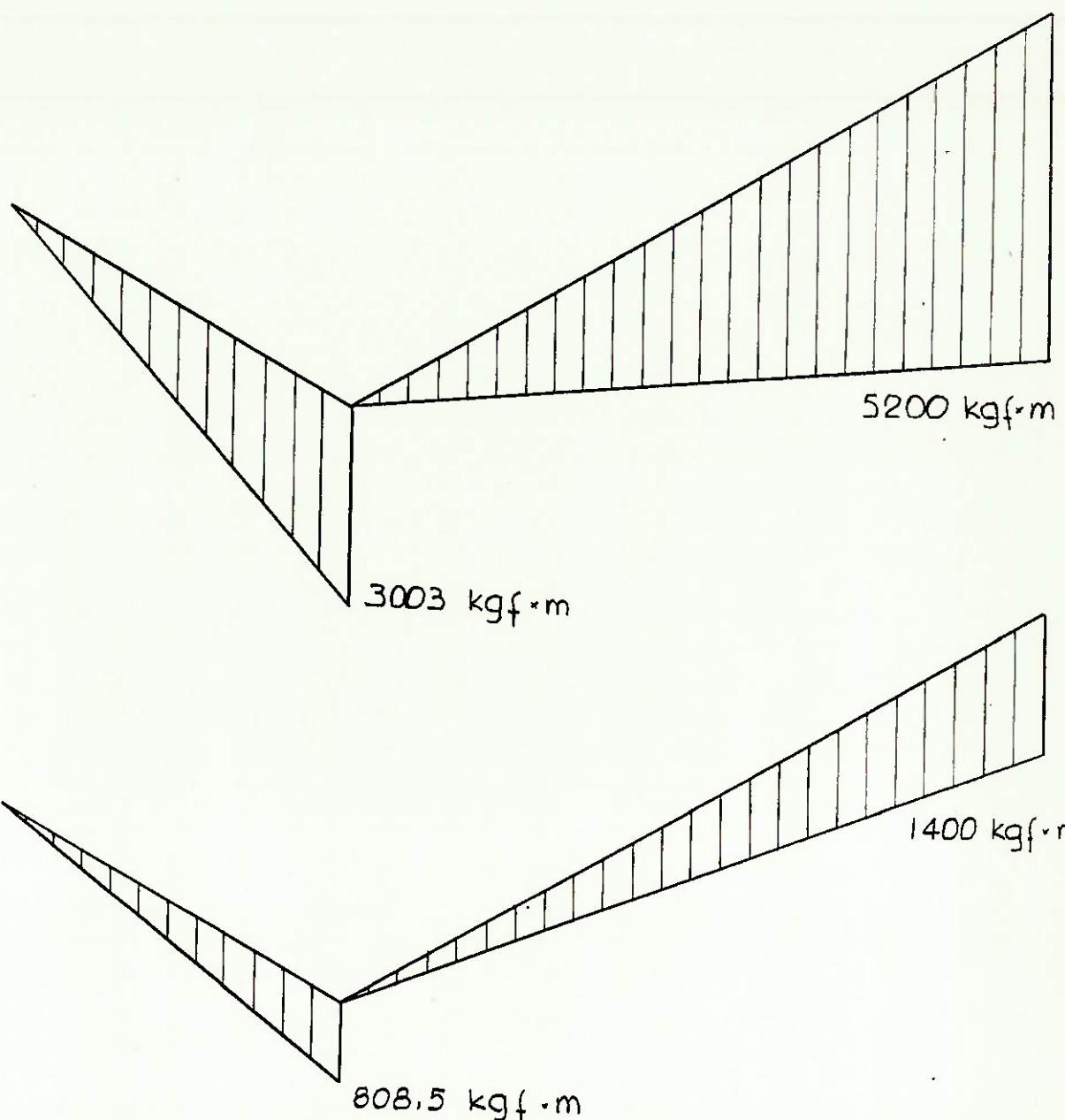


Figura IV.14 - Diagramas de Momento Fletor Máximo e Mínimo

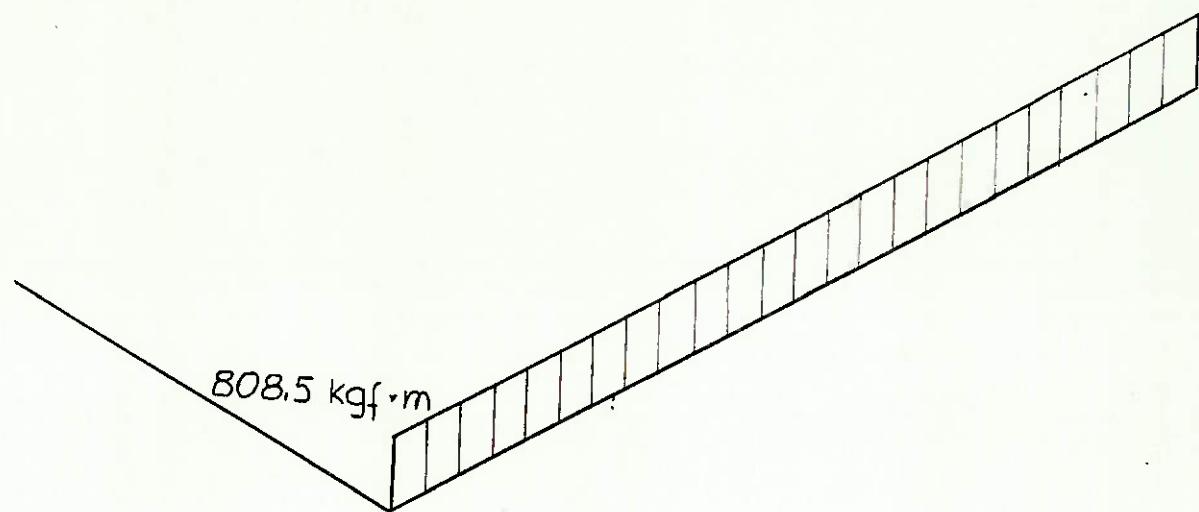
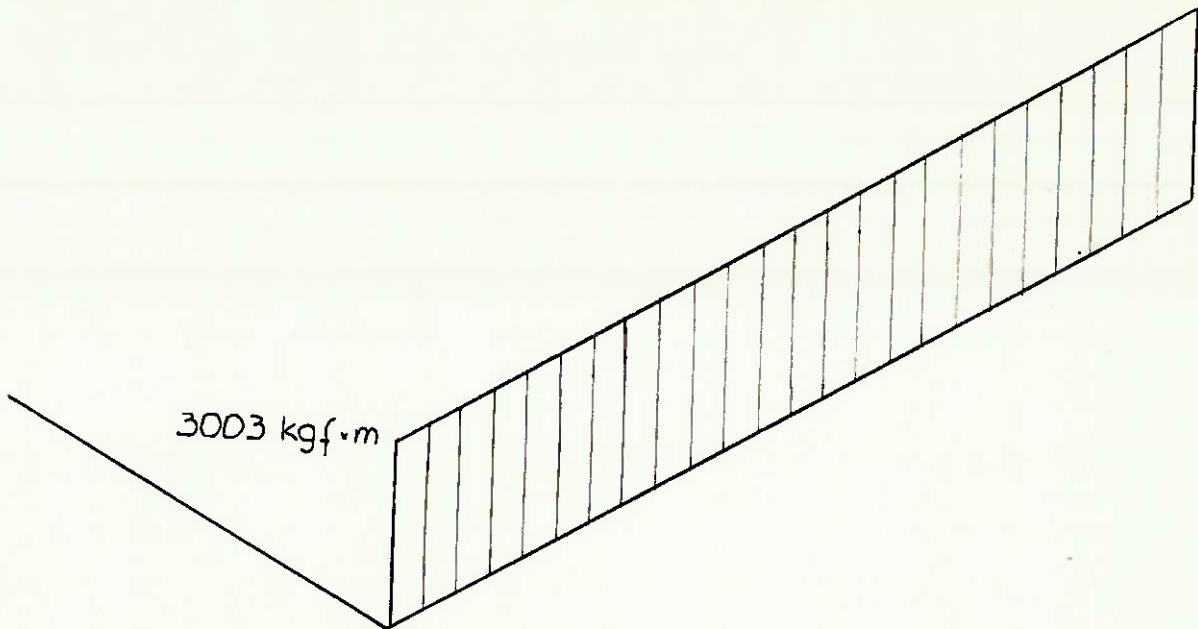


Figura IV.15 - Diagramas de Momento Torsor Máximo e Mínimo

CÁLCULO DA TENSÃO EQUIVALENTE À FADIGA (S_{eq})

Ponta de Eixo (Engaste)

$$S_{\max} = \frac{3.003.000}{3.14 \times (120)^3} \times 32 = 17,7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_{\min} = \frac{808.500}{3.14 \times (120)^3} \times 32 = 4,8 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{17,7 + 4,8}{2} = 11,2 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_v = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} = \frac{17,7 - 4,8}{2} = 6,5 \text{ kgf/mm}^2$$

Da referência bibliográfica nº 3, temos:

$$S'_{eq} = S_m + \frac{S_e}{S_n} \times S_v$$

onde:

S_{eq} ou S'_{eq} = tensão equivalente à fadiga

S_m = tensão média

S_v = tensão de amplitude

S_e = tensão de escoamento do material

S_n = tensão de fadiga à vida infinita

Para materiais de dureza menor de 400 BHN, temos a seguinte relação:

$$S_n = 0,5 S_r \text{ onde } S_r \text{ é tensão de ruptura do material}$$

Por outro lado, porém, para aços liga beneficiados (material que pretendemos utilizar), temos:

$$S_e = 0,87 S_r$$

Com a união das relações acima, temos:

$$\frac{S_e}{S_n} = 1,74$$

Uma vez definido S_e/S_n , podemos calcular a S_{eq} da ponta de eixo:

$$S_{eq} = S'_{eq} = 11,2 + 1,74 \times 6,5 = 22,5 \text{ kgf/mm}^2$$

Alavanca (Engaste)

Ponto C (ver fig.IV.13)

$$S_{\max c} = \frac{5.200.000 \times 82,5}{2,43 \times 10^7} = 17,7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_{\min c} = \frac{1.400.000 \times 82,5}{2,43 \times 10^7} = 4,8 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_m c = \frac{17,7 + 4,8}{2} = 11,2 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_{VC} = \frac{17,7 - 4,8}{2} = 6,5 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S'eq_C = 11,2 + 1,74 \times 6,5 = 22,4 \text{ kgf/mm}^2$$

Assim como na Parte A, vamos admitir $\underline{T_c = 0,5 T_B}$

$$T_{\max B} = \frac{3.003.000 (3 \times 82,5 + 1,8 \times 32,5)}{8 \times (82,5)^2 \times (32,5)^2}$$

$$T_{\max B} = 16,0 \text{ kgf/mm}^2 \quad T_{\max C} = 8,0 \text{ kgf/mm}^2$$

$$T_{\min B} = \frac{808.500 (3 \times 82,5 + 1,8 \times 32,5)}{8 \times (82,5)^2 \times (32,5)^2}$$

$$T_{\min B} = 4,3 \text{ kgf/mm}^2 \rightarrow T_{\min C} = 2,2 \text{ kgf/mm}^2$$

$$T_m C = \frac{8,0 + 2,2}{2} = 5,1 \text{ kgf/mm}^2$$

$$T_{VC} = \frac{8,0 - 2,2}{2} = 2,9 \text{ kgf/mm}^2$$

Note-se que, sendo $T_e = (0,5 \text{ a } 0,6) S_e$ e $T_n = (0,5 \text{ a } 0,6) S_n$
a relação T_e/T_n é, portanto, aproximadamente igual a S_e/S_n .

$$\text{Logo } \frac{T_e}{T_n} : \frac{S_e}{S_n} = 1,74$$

Da referência bibliográfica 3, temos:

$$T'eq = T_m + \frac{T_e}{T_n} \times T_V$$

$$T'_{eqC} = 5,1 + 1,74 \times 2,9 = 10,1 \text{ kgf/mm}^2$$

Pelo Critério da Máxima Tensão de Cisalhamento, temos:

$$T_{eq \max C} = \sqrt{\frac{S'_{eqC}^2}{4} + T'_{eqC}^2} = \sqrt{\frac{(22,4)^2}{4} + (10,1)^2}$$

$$T_{eq \ max C} = 15,1 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_{eqC} = 2 \times 15,1 = \underline{30,2 \text{ kgf/mm}^2}$$

Ponto B (ver fig.IV.13)

Como já calculado, temos:

$$T_{\max B} = 16,0 \text{ kgf/mm}^2$$

$$T_{\min B} = 4,3 \text{ kgf/mm}^2$$

$$T_{mB} = \frac{16,0 + 4,3}{2} = 10,2 \text{ kgf/mm}^2$$

$$T_{vB} = \frac{16,0 - 4,3}{2} = 5,9 \text{ kgf/mm}^2$$

$$T_{eq \ max B} = T'_{eqB} = 10,2 + 1,74 \times 5,9 = 20,3 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_{eqB} = 2 \times 20,3 = \underline{40,7 \text{ kgf/mm}^2}$$

Com base nos resultados acima, temos como tensão máxima de projeto a fadiga, a seguinte:

$$\boxed{S_{eq} = 40,6 \text{ kgf/mm}^2}$$

Parte C - SELEÇÃO DO MATERIAL E SEUS TRATAMENTOS TÉRMICOS

Observação: Esta parte está baseada nas referências bibliográficas nos 4, 5 e 6.

Ao fim dos cálculos de resistência à fadiga e à carga estática com fatores dinâmicos, obtivemos 2 valores de tensão para o projeto:

$$S_{\text{fadiga}} = 40,6 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_{\text{dinâmico}} = 52,2 \text{ kgf/mm}^2$$

Adotando um fator de segurança $FS = 1,75$ para $S_{\text{dinâmico}}$, teremos, por consequência, um FS em relação ao S_{fadiga} de 2,25. Precisamos, no entanto, verificar se é satisfatório:

$$S_n = 0,5 S_r$$

Para aços liga beneficiados, temos:

$$S_e = 0,87 S_r$$

Logo

$$\boxed{S_n = \frac{S_e}{1,74}}$$

Como $S_{\text{fadiga}} = \frac{S_e}{2,25}$ e $S_{\text{dinâmico}} = \frac{S_e}{1,75}$, temos:

$S_{\text{fadiga}} < S_{\text{dinâmico}} < S_n < S_e$ satisfatório

$$S_{\text{necessário}} = FS \times S_{\text{dinâmico}} = 1,75 \times 52,2 = 91,5 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_r = \frac{S_e}{0,87} = 105,2 \text{ kgf/mm}^2$$

Relação entre dureza Brinell e limite de resistência:

$$S_r = K \times HB \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

onde $K = 0,33$ para aços liga tratados termicamente

$$HB = \frac{105,2}{0,33} = 318,8 \text{ kgf/mm}^2$$

Relação entre dureza Brinell e dureza Rockwell C:

$$HRC = 0,025 HB^{1,25} = 0,025 (318,8)^{1,25} = 33,7$$

A dureza calculada acima é desejada no componente, logo tal propriedade deverá ser alcançada após revenimento. Na figura IV.14 é mostrada a curva que relaciona a dureza de após revenimento com a dureza de após têmpora.

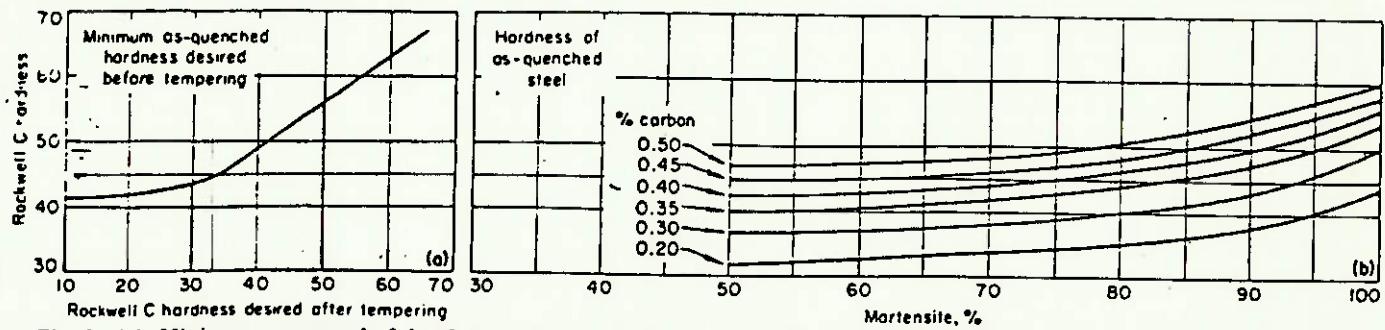


Fig. 6. (a) Minimum as-quenched hardness recommended for various final hardnesses after tempering (Iron and Steel Technical Committee of the SAE War Engineering Board). (b) Dependence of hardness of as-quenched steel on martensite percentage and carbon content (Data from Fig. 1 replotted)

Figura IV.14 a) Mínima dureza de têmpera recomendada para várias durezas de revenido
 b) Relação entre dureza de têmpera, porcentagem de martensita e carbono

Da figura IV.14, portanto, obtemos a dureza necessária de após têmpera:

$$H_{RC} = 45,0$$

Como entendemos ser o componente altamente solicitado dinamicamente e à fadiga, adotamos ser necessário a presença de 90% de martensita no centro da peça (região mais crítica).

Com as informações acima colocadas obtemos da figura IV.14 um teor de carbono de 0,33%. Porém, por não ser comercialmente disponível, adotaremos um teor de carbono de 0,40%.

Por ser necessário pouco empenamento e tensões residuais favoráveis na superfície, adotamos como meio de têmpera, óleo com agitação fraca ou nenhuma ($H = 0,35$).

barras
de seção
retangular
1:2

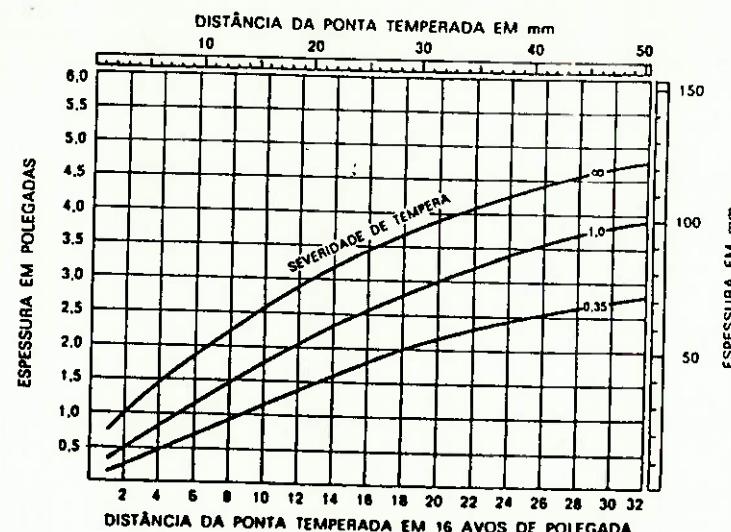


Figura IV.15 - Gráfico de Lamont

Do gráfico de Lamont (figura IV.15), que relaciona a geometria da peça e o meio de têmpera com a distância do ensaio Jominy, obtemos, com H igual a 0,35 e espessura igual a 65mm, uma distância de ensaio Jominy igual a 41,275mm.

Verificamos, através das faixas de ensaio Jominy para diversos aços, que o único material a atender a especificação acima é:

SAE/AISI E 4340H (Figura IV.16)

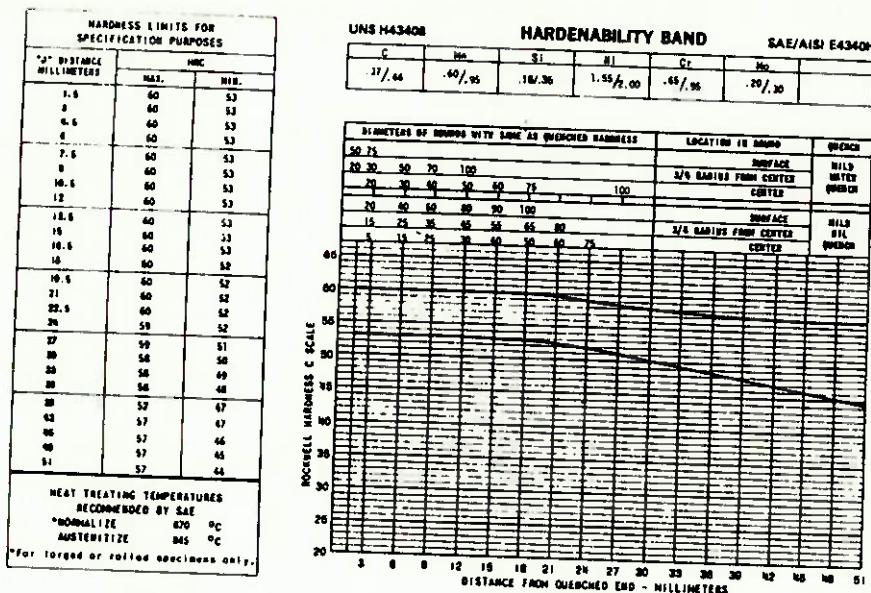


Figura IV.16 - Gráfico de Ensaio Jominy para aço SAE E 4340H

Especificação do Material:

Material	- SAE E 4340H
Dureza Após Têmpera (centro)	- 45,0 Hrc (mínimo)
Dureza Após Revinido (centro)	- 33,7 Hrc (mínimo)
Processo de Fabricação do Componente	- Forjado e Usinado

Com base nos resultados obtidos acima, podemos dar como concluído o projeto básico e partir para a execução de um desenho de fabricação do produto, o qual possui, como objetivo fundamental, a função de detalhar o componente idealizado.

V. PROJETO EXECUTIVO

V. PROJETO EXECUTIVO

Este capítulo resume-se na elaboração e execução do desenho de fabricação do componente, o qual é apresentado no Anexo III.

VI. OBSERVAÇÕES E CONCLUSÕES

VI. OBSERVAÇÕES E CONCLUSÕES

Longe de chegar a soluções mirabolantes e de utilizar complicadas teorias, este trabalho visou a execução e elaboração de um projeto mecânico de um modo simples, prático e seguro, acabando por mostrar o trabalho do dia-a-dia de um engenheiro. A elaboração de um modo simples e prático, significa que só foram utilizados conhecimentos adquiridos na escola, mas que, por sua vez, sempre demonstraram eficiência. Quanto ao modo seguro de elaboração, este projeto procurou sempre se basear em fatos sólidos em qualquer momento em que uma decisão ou definição se fez necessária. Isto se caracterizou principalmente, no instante em que foram especificadas as solicitações na alavanca onde os mesmos carregamentos e fatores dinâmicos foram utilizados para o dimensionamento da própria estrutura do veículo, sem contar com os carregamentos a fadiga, os quais estão no limite de conforto para os tripulantes. Estes fatos servem para nos dar consciência de que o componente aqui projetado está coerente com o conjunto veículo-tripulação, do qual ele faz parte.

Este componente, apesar de ser resultado de um projeto

simples e prático, possui um elevado custo de fabricação. Isto se deve ao fato de se tratar de uma peça forjada e relativamente grande, o que acarreta na fabricação de ferramental grande e caro. Deste modo, soluções mais baratas podem ser estudadas, como, por exemplo, um conjunto de alavanca subdividido em 3 partes (ponta de eixo, braço e eixo da unidade hidro-pneumática) e soldadas entre si. Esta é só uma idéia, de inúmeras soluções, que podem ser adotadas para atenuar tal dificuldade.

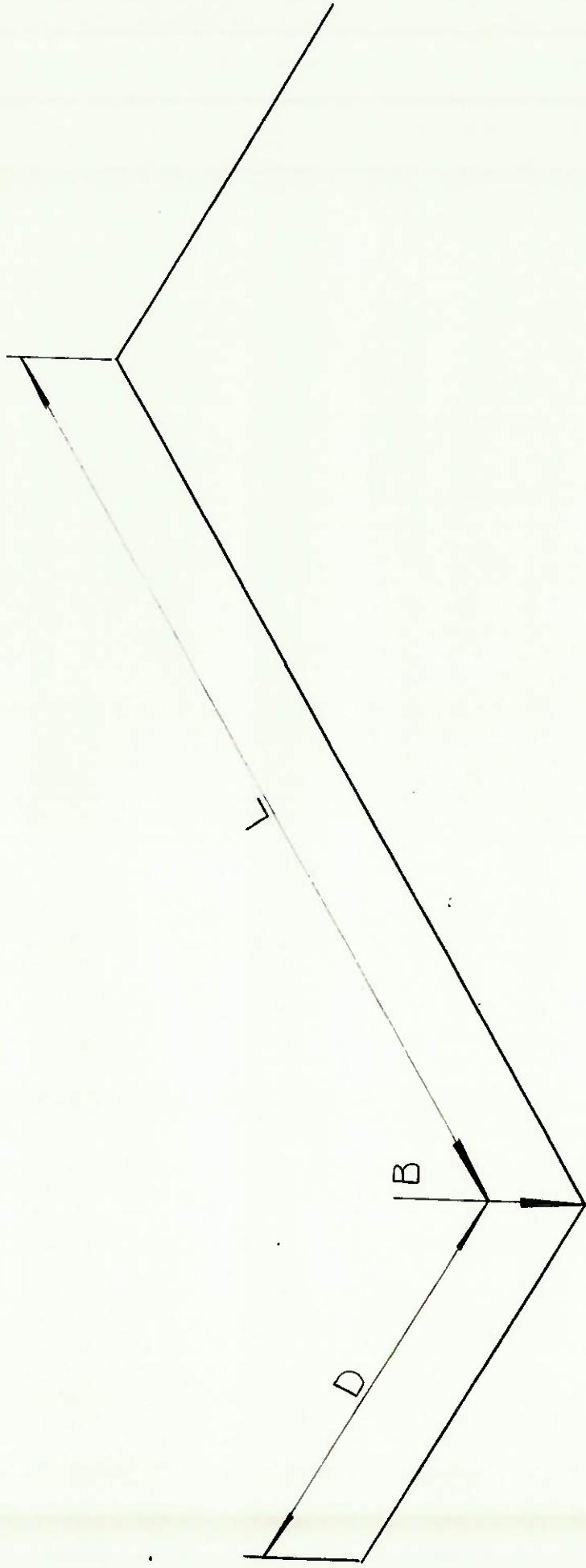
VII. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

VII. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. TIMOSHENKO, Stephen P.
Resistência dos Materiais - vol.I e II
Editora Ao Livro Técnico SA - 3ª edição - 1967
2. ROARK, Raymond J. e YOUNG, Warren C.
Formulas for Stress and Strain - Editora McGraw-Hill
5ª edição - 1983
3. FAIRES, Virgil Moring
Elementos Orgânicos de Máquinas - Editora Ao Livro
Técnico SA - 3ª edição - 1966
4. SAE HANDBOOK - Part 1 - 1982
5. METALS HANDBOOK - vol. 1
Properties and Selection of Metals - 8ª edição
ASM - 1961
6. Apostila do curso SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA CONSTRUÇÃO
MECÂNICA ministrado na ENGESE SA

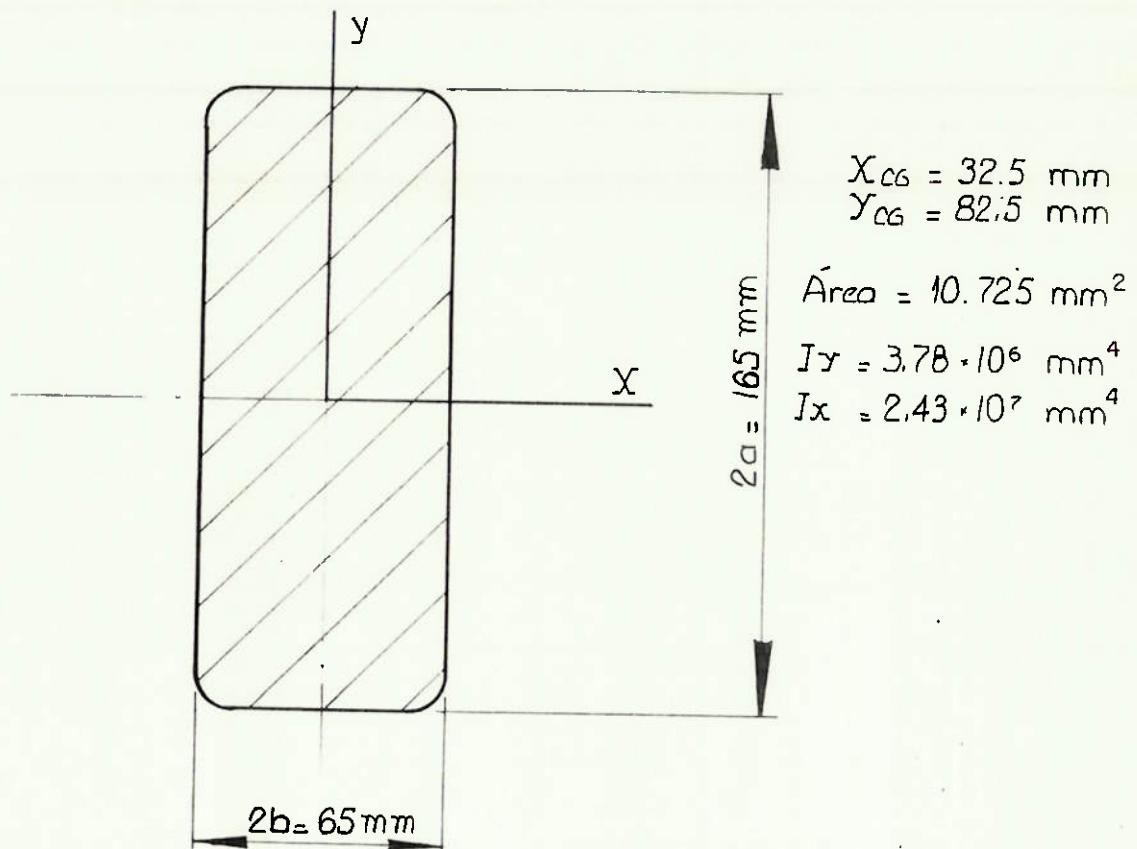
VIII. ANEXOS

Anexo 1 - Dimensões Gerais do Componente

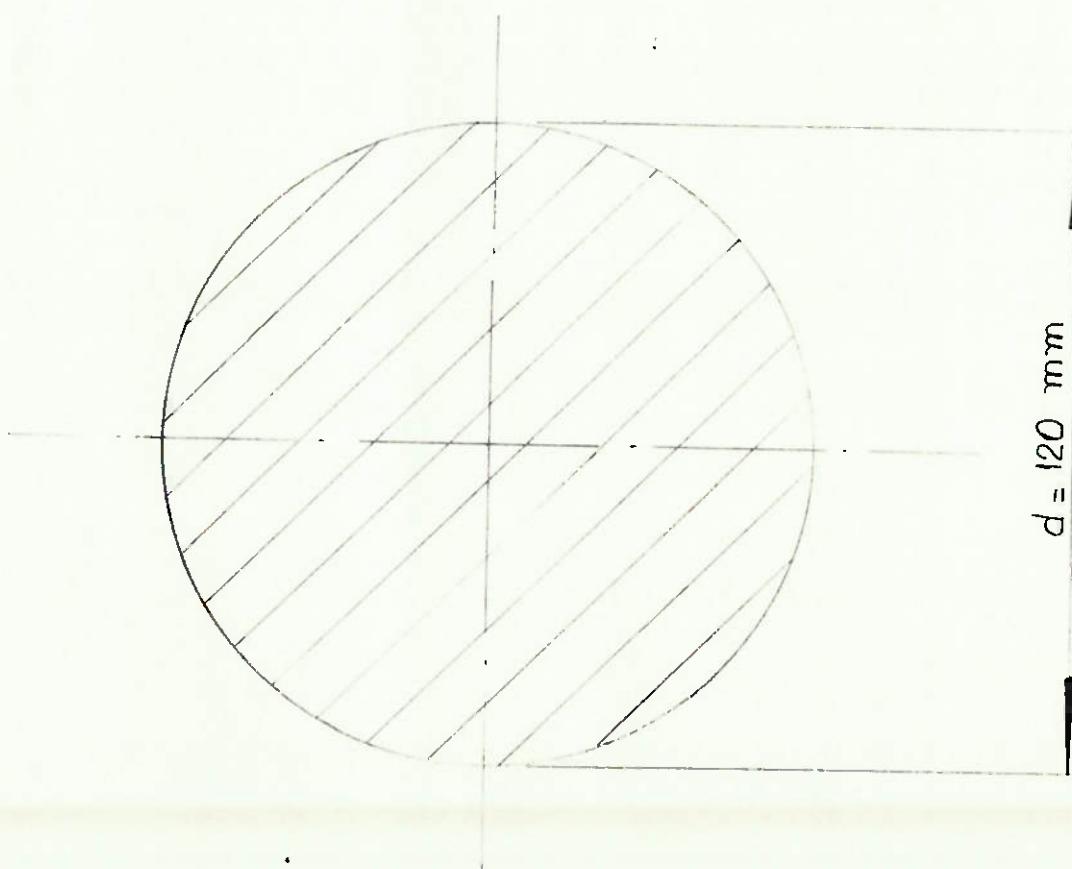


D = DISTÂNCIA DO ENGASTE A LINHA DE CENTRO DA RODA = 231 mm
B = POSIÇÃO CARGA EXERCIDA PELA BATENTE
L = BRAGO DE ALAVANCA = 400 mm

SEÇÃO DA ALAVANCA (BRACO)



SEÇÃO DA PONTA DE EIXO (ENGASTE)



Anexo 2 - Análise Dinâmica do Veículo

Anexo 2 - Análise Dinâmica do Veículo

A ENGESE possui em seu departamento técnico um programa de computador que executa a análise dinâmica de qualquer veículo. Para isto, basta fornecer as características do veículo em questão, escolher o tipo de terreno e fornecer a velocidade do veículo, assim como o intervalo de tempo desejado para que o programa imprima a solução. Este programa também calcula a energia absorvida pelo motorista do veículo.

Com base no programa acima, levantamos todas as características do veículo e, mantendo a velocidade e a energia absorvida pelo motorista em seus valores máximos, designamos o tipo de terreno (obstáculo semi-circular de 6 polegadas de altura), pelo qual simulamos a passagem do veículo. Deste modo, portanto, foram obtidas as forças na suspensão.

Em anexo, temos a resposta do programa que mostra as características do veículo (dados iniciais) e as forças na mola e amortecedor, além de outras informações, para o instante $t = 0,182$ segundos, onde a soma das forças citadas acima é máxima.

OBSTÁCULO SEMI-CÍRCULAR C/ 06 POLEGADAS DE ALTURA

TIME VELOCITY PROFILE ID 35.50 (MPH) 624.80 (IN/SEC)

CONSTANT VELOCITY OF 0. (FEET) NUMBER OF VEHICLES 1
 VEHICLE ID FOR VEHICLE NO. 1 TANQUE-TEETI ****

FRONT AND REAR OF VEHICLE (INS) 145.8000 -132.9000
 VEHICLE TYPE TRACK GROSS VEHICLE WEIGHT 7,161 LBS
 MOMENT OF INERTIA ABOUT C-G 120000 LBS-SEC²-IN
 DRIVER HOR. POSITION FROM C-G 77. IN DRIVER WEIGHT 0. LBS

SUSPENSION TYPE/NUMBER	SPRING NUMBER	WHEEL-1 INDP-1	WHEEL-2 INDP-2	WHEEL-3 INDP-3	WHEEL-4 INDP-4	WHEEL-5 INDP-5	WHEEL-6 INDP-6
WHEEL/AXLE ASSEMBLY WEIGHT (LBS)	1	671.00	671.00	671.00	671.00	671.00	671.00
HORIZONTAL DISTANCE FROM C-G (IN)	2	97.48	62.13	26.77	-8.58	-43.94	-79.29
WHEEL RADIU (IN)	3	12.50	12.50	12.50	12.50	12.50	12.50
WHEEL DEFLECTION (IN)	4	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
WHEEL FORCES (LBS) DEFLECTION	5	17923.00	17923.00	17923.00	17923.00	17923.00	17923.00

HEIGHT OF C-G OF (IN)	SPROCKET HORIZONTAL DISTANCE FROM C-G (IN)	WHEEL-1 INDP-1	WHEEL-2 INDP-2	WHEEL-3 INDP-3	WHEEL-4 INDP-4	WHEEL-5 INDP-5	WHEEL-6 INDP-6
SPROCKET VERTICAL DISTANCE FROM C-G (IN)	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3
SPROCKET RADIAL DISTANCE FROM C-G (IN)	-21.2	-21.2	-21.2	-21.2	-21.2	-21.2	-21.2
SPROCKET HORIZONTAL DISTANCE FROM C-G (IN)	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5
SPROCKET VERTICAL DISTANCE FROM C-G (IN)	-113.7	-113.7	-113.7	-113.7	-113.7	-113.7	-113.7
SPROCKET RADIAL DISTANCE FROM C-G (IN)	-22.8	-22.8	-22.8	-22.8	-22.8	-22.8	-22.8
TRACK INTERCONNECTING SPRING CONSTANT BETWEEN WHEELS (LBS/IN)	500.00	500.00	500.00	500.00	500.00	500.00	500.00
TRACK FORWARD GEOMETRY LENGTH (IN)	59.8						
APPROACH ANGLE (DEG)	26.5						

SPRING 6		SPRING 1		SPRING 2		SPRING 3		SPRING 4		SPRING 5		SPRING 6	
DAMPER	FORCE	DAMPER	FORCE	DAMPER	FORCE	DAMPER	FORCE	DAMPER	FORCE	DAMPER	FORCE	DAMPER	FORCE
(IN/SEC)	(LBS)	(IN/SEC)	(LBS)	(IN/SEC)	(LBS)	(IN/SEC)	(LBS)	(IN/SEC)	(LBS)	(IN/SEC)	(LBS)	(IN/SEC)	(LBS)
-13660.00	-11150.99	-12680.00	-11400.76	-1500.00	-11266.00	-11500.00	-11600.00	-13700.00	-1500.00	-11050.00	-11500.00	-11600.00	-11500.00
3660.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00	3700.00
15399.00	10566.00	13376.00	14106.96	15399.00	10566.00	13376.00	14106.96	15399.00	10566.00	13376.00	14106.96	15399.00	10566.00
15324E+01	0.80429E-02	-0.11324E+01	0.2129E+00	-0.52299E+00	-0.53049E+00	-0.53382E+00	-0.53703E+00	-0.54023E+00	-0.53382E+00	-0.53703E+00	-0.54023E+00	-0.53382E+00	-0.53703E+00

E1MAX = 0.00000E+00 HAVE = 0.00000E+00 HMAX = 0.20000E-02
 HMIN = 0.20000E-02 SRT = 0.00000E+00

VEHICLE NO. 1

T = 0.170 X = 2.097(FT) PWR = 0.1538E+02 AVG PWR = 0.3404E+01

	V_G-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	AXLE-3	AXLE-4	AXLE-5	AXLE-6	V_DRV
DISPL	-0.75	0.01	-1.93	-1.25	-0.51	-0.52	-0.53	-0.56	1.033
VELOC	9.00	0.414	2.71	1.17	1.592	0.49	0.49	0.40	1.973
ACCEL	0.68	3.683	-4.132	1.302	0.068	0.068	0.055	0.041	1.26
RMSACC	0.49	2.77	5.26	1.14	1.332	0.046	0.030	0.03	0.61
HINACC	0.00	0.00	-0.032	-0.032	-0.05	-0.05	-0.05	-0.04	1.00
MAXACC	0.68	3.683	1.035	0.035	0.08	0.04	0.05	0.04	1.26
DEFLEC			2.13	-0.38	-0.14	0.35	0.35	0.26	1.00
FOMOLA			1.4143	0.98	6.022	6.109	3.1	1.32	0.00
WATERD			2.483	0.78	-0.74	-1.2	2.7	6.456	6.62
FOAMOR			1.2913	0.69	-1.33	-0.65	-1.00	1.65	0.00
TIREDF			9.73	-0.25	-0.25	-0.51	-0.52	0.56	0.00
PROFL			0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

E1MAX = 0.00000E+00 HAVE = 0.00000E+00 HMAX = 0.20000E-02
 HMIN = 0.20000E-02 SRT = 0.00000E+00

VEHICLE NO. 1

T = 0.182 X = 2.409(FT) PWR = 0.3510E+02 AVG PWR = 0.6489E+01

	V_G-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	AXLE-3	AXLE-4	AXLE-5	AXLE-6	V_DRV
DISPL	-0.70	0.02	1.11	0.07	-0.51	-0.52	-0.53	-0.56	0.46
VELOC	1.09	3.016	1.74	0.52	1.354	0.69	0.21	0.42	2.311
ACCEL	0.69	3.091	-4.23	0.38	0.44	0.10	0.02	0.00	1.41
RMSACC	0.52	2.03	5.097	0.26	1.26	0.05	0.03	0.02	0.75
HINACC	0.00	0.00	-1.42	-0.03	-0.05	-0.04	-0.05	-0.04	0.00
MAXACC	0.69	3.691	1.05	0.59	-0.13	0.10	0.05	0.04	1.41
DEFLEC			1.030	-0.38	-0.25	0.05	0.05	0.00	0.00
FOMOLA			1.7261	0.41	6.019	6.080	1.17	1.41	0.00
WATERD			1.63	0.38	-0.21	-1.425	2.77	6.27	6.459
FOAMOR			1.0504	0.30	-1.00	-0.00	-0.99	-0.47	1.33
TIREDF			1.07	-0.14	-0.51	-1.00	-0.00	-0.46	0.00
PROFL			0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.56	0.00

E1MAX = 0.00000E+00 HAVE = 0.00000E+00 HMAX = 0.20000E-02
 HMIN = 0.20000E-02 SRT = 0.00000E+00

VEHICLE NO. 1

T = 0.183 X = 2.722(FT) PWR = 0.5754E+02 AVG PWR = 0.1133E+02

	V_C-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	AXLE-3	AXLE-4	AXLE-5	AXLE-6	V_DRV
DISPL	-0.63	0.02	1.182	-0.03	-0.51	-0.52	-0.53	-0.56	0.61
VELOC	12.16	0.19	1.924	0.91	0.15	-0.10	-0.42	2.644	2.644

RMSACC	0.054	3.04	-1.50	-0.04	-0.03	-0.03	1.44
MINACC	0.060	3.00	-1.42	-0.30	-0.05	-0.04	0.85
MAXACC	0.069	3.91	1.00	-0.50	-0.10	-0.05	0.00
DEFLLEG			1.00	-0.20	-0.03	-0.05	1.44
FUJOLEG			1.00	-0.40	-0.31	-0.24	0.00
FALLFDR			1.9361	1.15	6.012	6.046	6.340
FOAMOR			4.7450	7.290	-4.45	-4.16	6.464
PIRFDR			7.290	4.7450	-3.29	-1.60	6.214
PROFL			1.1482	1.00	-1.00	-1.00	6.340
	1.00	0.00	0.00	0.00	-0.51	-0.50	0.00
	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

PARA $T = 0.176$ segundos, TEMOS:

$$FRES = FOMOLA + FOAMOR = 14.144 + 12.914 = 27.058 \text{ LBS}$$

PARA $T = 0.182$ segundos, TEMOS:

$$FRES = FOMOLA + FOAMOR = 17.261 + 10.505 = 27.766 \text{ LBS} \approx 13.000 \text{ kgf}$$

PARA $T = 0.188$ segundos, TEMOS:

$$FRES = FOMOLA + FOAMOR = 19.361 + 7.290 = 26.651 \text{ LBS}$$

Anexo 3 - Desenho de Fabricação