

**INVESTIGAÇÃO DOS MÉTODOS  
DE CÁLCULO DE ESTRUTURAS  
DE FUNDO DE NAVIOS**



**JORGE MIRET SAU**

12

**ORIENTADOR:  
PROF. ÉLCIO DE SÁ FREITAS**

FD-49

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO  
APRESENTADA À ESCOLA POLITÉCNICA  
DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO**

**SÃO PAULO**

**1973**

## R E S U M O

Este estudo é a comparação de alguns métodos para a análise da estrutura do fundo de navios, especialmente navios tanques de grande porte.

A estrutura é idealizada como uma placa reforçada sujeita a pressão uniforme.

São discutidos fatores que influenciam os resultados, em especial a largura efetiva.

São apresentados os resultados de algumas grelhas para ilustrar o texto e apoiar as conclusões.

## A B S T R A C T

This study is a comparison of several methods for analysing ships bottom structure, especially in big tankers.

The structure is idealized to be stiffened plating under uniform pressure.

Factors that influence the results are discussed, especially effective breadth.

Results for some grillages are presented to illustrate the argument and sustain the conclusions.

AGRADECIMENTOS

Ao Comandante ÉLCIO DE SÁ FREITAS, pelos seus ensinamentos.

Ao Dr. ALFREDO COARACY BRAZIL GANDOLFO, pelo apoio prestado.

À FAPESP, cujo apoio financeiro possibilitou este trabalho.

## SIMBOLOGIA

- A - coeficiente da função básica, ponto.
- $A_{mn}$  - coeficiente do termo mn de uma série.
- $A_n$  - coeficiente de uma função de Airey, coeficiente de função básica.
- $A_w$  - área da alma.
- $A_1$  - área da aba superior, coeficiente da função básica de ordem 1.
- $A_2$  - área da aba inferior, coeficiente da função básica de ordem 2.
- a - comprimento.
- $a_{mn}$  - coeficiente do termo mn de uma série.
- B - boca moldada do navio, na seção mestra, ponto.
- $B_n$  - coeficiente de uma função de Airey.
- b - comprimento, meio espaçamento entre barras, espessura da alma.
- bt - boca do tanque.
- C - ponto.
- $C_n$  - coeficiente de uma função de Airey.
- C - constante.
- D - Pontal moldado na seção mestra, matriz que relaciona tensões com deformações, rigidez à flexão de placa, ponto.
- $D_n$  - coeficiente de função de Airey.
- d - altura da alma, espessura da aba.

- dij - elemento da matriz D.
- E - módulo de elasticidade.
- F - função básica, função de Airey.
- f - termo independente de x na função de Airey.
- f<sub>1</sub> - coeficiente que leva em conta o material.
- G - módulo de elasticidade transversal, centro de gravidade.
- H - altura da alma.
- h - altura de carga.
- I - momento de inércia.
- i - momento de inércia por unidade de largura, número natural.
- J - momento de inércia à flexão.
- J<sub>t</sub> - momento de inércia à torção.
- j - número natural.
- K - matriz que relaciona tensões vinculadas a dois sistemas de referência.
- K<sub>1</sub> - coeficiente dado pelo Lloyd's Register para dimensionamento de quilhas e hastilhas.
- Kn - fator que leva em conta o tipo de carregamento.
  
- kgf - quilogramas força.
- L - comprimento total do navio, comprimento, vão.
- Ln - somatória dos produtos de momento de inércia com funções básicas ao quadrado, de ordem n.
- Lo - distância entre pontos de momento fletor nulo.
- l - comprimento, vão, distância.

- b - vão medido entre borboletas conforme sociedade classificadora.
- M - momento fletor.
- Mf - momento estático da aba em relação à linha neutra.
- m - número natural, momento fletor por unidade de largura, constante função de  $\nu$ .
- N - força normal.
- n - número natural.
- O - ponto.
- P - ponto, carga concentrada.
- p - carga uniformemente distribuída, pressão, número natural.
- Q - força cortante.
- q - força cortante por unidade de largura, carga, número natural.
- R - força de reação, distância da aba à linha neutra.
- r - número natural, distância da aba à linha neutra.
- S - módulo de resistência, vão, espaçamento.
- SM - módulo de resistência.
- So - área da alma acima de  $y_0$ .
- s - número natural, espaçamento.
- T - momento de torção, matriz que relaciona deslocamentos.
- Tn - ídem Ln.
- t - espessura.
- U - energia de deformação devida a força cortante.
- u - deformação na direção x.
- Vp - energia de deformação.
- v - deformação na direção y.

- $W$  - trabalho realizado pela carga.  
 $w$  - deflexão, deformação na direção  $z$ , energia de deformação.  
 $X$  - eixo.  
 $x$  - coordenada.  
 $XCO$  - razão entre a distância dos pontos de momento fletor nulo, e o vão da viga.  
 $Y$  - eixo.  
 $y$  - coordenada.  
 $Z$  - eixo, módulo de resistência da seção.  
 $z$  - coordenada.  
 $\alpha$  - coeficiente da função básica, argumento de função trigonométrica.  
 $\beta$  - função do tipo de perfil.  
 $\gamma$  - ângulo de distorção.  
 $\Delta$  - deslocamento.  
 $\delta$  - deflexão devida à força cortante.  
 $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$  - alongação unitária na direção  $x, y$  ou  $z$ .  
 $\lambda$  - largura efetiva.  
 $\lambda_{mn}$  - coeficiente.  
 $\nu$  - coeficiente de Poisson.  
 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  - tensão normal na direção  $x, y$  ou  $z$ .  
 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  - tensão normal primária, secundária e terciária.  
 $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$  - tensão de cisalhamento nos planos perpendiculares a  $x, y$  e  $z$ , e paralelos a  $y, z$  e  $x$ .  
 $\phi_m$  - segunda derivada da função básica de ordem  $m$ .  
 $\varphi_B$  - ângulo formado pela tangente à linha elástica e o eixo da barra descarregada.

## Í N D I C E

	<u>Pág.</u>
<b>CAPÍTULO I - O PROBLEMA, SUA IMPORTÂNCIA, LIMITAÇÕES, MÉTODO E RESULTADOS.</b>	
1.1	Introdução ..... 1.1
1.2	Objetivo e Método ..... 1.2
1.3	Resultados ..... 1.3
 <b>CAPÍTULO II - A DIVISÃO DA ESTRUTURA DO NAVIO PARA EFEITOS DE SUA ANÁLISE.</b>	
2.1	Análise das hipóteses utilizadas no cálculo das tensões primária, secundária e terciária ..... 2.1
2.1.1	Estrutura primária ..... 2.2
2.1.2	Estrutura secundária ..... 2.6
2.1.3	Estrutura terciária ..... 2.13
2.2	Análise da validade da soma das tensões... 2.16
2.2.1	Condição (a) ..... 2.17
2.2.2	Condição (b) ..... 2.23
2.2.3	Condição (c) ..... 2.23
 <b>CAPÍTULO III - EXAME DE MÉTODOS PARA ANÁLISE DA ESTRUTURA DO FUNDO E DE SUAS LIMITAÇÕES.</b>	
3.1	A estrutura do fundo ..... 3.1
3.2	Métodos de cálculo dos esforços na estrutura do fundo ..... 3.6
3.2.1	Métodos de cálculo aceitos e aplicados por Sociedades Classificadoras. 3.6
3.2.2	O método da placa ortotrópica ..... 3.14
3.2.3	Descrição das deflexões da grelha por funções básicas ..... 3.30
3.2.4	Métodos matriciais ..... 3.37
3.3	A influência da força cortante, do momento de torção e da largura efetiva na solução da grelha ..... 3.38
3.3.1	Influência da força cortante e do momento de torção ..... 3.38
3.3.2	Influência da largura efetiva ..... 3.45



	Pág.
<b>CAPÍTULO IV - APLICAÇÃO DE DIFERENTES MÉTODOS DE SOLUÇÃO DE GRELHAS E COMPARAÇÃO DE SEUS RESULTADOS.</b>	
4.1 Introdução .....	4.1
4.2 Determinação da largura efetiva por convergência .....	4.6
4.3 Verificação da influência da força cortante .....	4.100
4.4 Verificação da propriedade do cálculo dos longitudinais como vigas bi-engastadas ...	4.121
4.5 Comparação de resultados obtidos pelo método da flexibilidade, com os do método da energia, usando funções básicas .....	4.123
4.6 Comparação de resultados obtidos pelo método da flexibilidade, com os do método da placa ortotrópica .....	4.140
<b>CAPÍTULO V - CONCLUSÕES .....</b>	<b>5.1</b>
<b>APÊNDICE - PROGRAMA PARA ANÁLISE DE GRELHAS, ORIENTADO PARA APLICAÇÃO A ESTRUTURAS DE FUNDO DE NAVIOS.</b>	

**BIBLIOGRAFIA.**

## ÍNDICE DAS TABELAS

<u>TABELA</u>	<u>Pág.</u>
4.1 Valores de XCO obtidos para a grelha principal do tanque central, desprezando o efeito da força cortante .....	4.28
4.2 Valores de XCO obtidos para a grelha principal do tanque central, considerando o efeito da força cortante.....	4.43
4.3 Valores de XCO obtidos para a grelha principal do tanque lateral, desprezando o efeito da força cortante .....	4.65
4.4 Valores de XCO obtidos para a grelha principal do tanque lateral, considerando o efeito da força cortante .....	4.77
4.5 Valores de XCO obtidos para uma grelha secundária do tanque central, desprezando o efeito da força cortante .....	4.90
4.6 Valores de XCO obtidos para uma grelha secundária do tanque central, considerando o efeito da força cortante .....	4.99
4.7 Tensões obtidas pelo método da placa ortotrópica comparadas com as obtidas pelo método da flexibilidade .....	4.142

## INDICE DAS FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>Pág.</u>
2.1	Distribuição das tensões normais primárias na seção transversal da viga-navio .....	2.5
2.2	Esquema mostrando o critério ABS para determinação dos limites do vão a ser considerado .....	2.8
2.3	Deflexão e momento fletor obtidos considerando vão pelo critério ABS, e considerando viga de seção variável .....	2.9
2.4	Largura efetiva da viga bi-engastada com carga uniformemente distribuída .....	2.12
2.5	Corte longitudinal de um fundo simples, mostrando as deformações relativas a $\sigma_2^*$ e $\sigma_2^{**}$ .....	2.15
2.6	Longitudinal separado do restante da estrutura .....	2.17
2.7	Unidade de chapeamento isolada .....	2.20
2.8	Esquema de um fundo simples mostrando alguns pontos de interesse para análise ....	2.25
3.1	Chapeamento reforçado numa direção .....	3.4
3.2	Exemplo de uma estrutura do fundo .....	3.5
3.3	Elemento de placa e os esforços que nele atuam .....	3.20
3.4	Interseção de reforços numa grelha .....	3.21
3.5	Esquema de grelha para aplicação das funções básicas.....	3.32
3.6	Perfil e placa colaborante submetidos à flexão .....	3.39
3.7	Perfil duplo T .....	3.40
3.8	Perfil duplo T típico de fundo de navio de grande porte .....	3.42

<u>FIGURA</u>		<u>Pág.</u>
3.9	Distribuição das tensões de cisalhamento na seção transversal .....	3.43
3.10	Estrutura simples para exemplificar a influência do momento de torção .....	3.44
3.11	Casos estudados para a determinação da largura efetiva .....	3.47
4.1	Disposição dos tanques de navio petroleiro.	4.3
4.2	Esquema estrutural da seção mestra .....	4.4
4.3	Esquema estrutural do fundo .....	4.5
4.4	Idealização da grelha principal do tanque central .....	4.7
4.5 a 4.8	Diagramas de momento fletor das vigas constituídas da grelha da Figura 4.4, obtidos com uso de $XCO = 0.6$ , desprezando o efeito da força cortante .....	4.9 a 4.12
4.9 a 4.12	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha da Figura 4.4, obtidos com o uso dos valores de $XCO$ resultantes dos diagramas das Figuras 4.5 a 4.8, desprezando o efeito da força cortante .....	4.14 a 4.17
4.13 a 4.16	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha da Figura 4.4, obtidos com uso de $XCO = 0.8$ , desprezando o efeito da força cortante .....	4.19 a 4.22
4.17 a 4.20	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha da Figura 4.4, obtidos com o uso dos valores de $XCO$ resultantes dos diagramas das Figuras 4.13 a 4.16, desprezando o efeito da força cortante .....	4.24 a 4.27
4.21 a 4.24	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha da Figura 4.4, obtidos com o uso dos valores de $XCO$ resultantes dos diagramas das Figuras 4.9 a 4.12, ou 4.17 a 4.20, desprezando o efeito da força cortante .....	4.29 a 4.32
4.25 a 4.28	Ídem, as Figuras 4.5 a 4.8, considerando, porém, o efeito da força cortante .....	4.34 a 4.37

<u>FIGURA</u>		<u>Pág.</u>
4.29 a 4.32	Ídem às Figuras 4.13 a 4.16, considerando, porém, o efeito da força cortante .....	4.39 a 4.42
4.33 a 4.36	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha da Figura 4.4, obtidos com o uso dos valores de XCO resultantes dos diagramas das Figuras 4.29 a 4.32, ou 4.33 a 4.36, considerando o efeito da força cortante .....	4.44 a 4.47
4.37	Idealização da grelha principal do tanque lateral .....	4.48
4.38 a 4.40	Ídem às Figuras 4.5 a 4.8, porém, para as vigas constituintes da grelha da Figura 4.37 .....	4.50 a 4.52
4.41 a 4.43	Ídem às Figuras 4.9 a 4.12, porém, para as vigas constituintes da grelha da Figura 4.37 .....	4.54 a 4.56
4.44 a 4.46	Ídem às Figuras 4.13 a 4.16, porém, para as vigas constituintes da grelha da Figura 4.37 .....	4.58 a 4.60
4.47 a 4.49	Ídem às Figuras 4.17 a 4.20, porém, para as vigas constituintes da grelha da Figura 4.37 .....	4.62 a 4.64
4.50 a 4.52	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha da Figura 4.37, obtidos com o uso dos valores de XCO resultantes dos diagramas das Figuras 4.41 a 4.43, ou 4.47 a 4.49, desprezando o efeito da força cortante .....	4.66 a 4.68
4.53 a 4.55	Ídem às Figuras 4.38 a 4.40, considerando, porém, o efeito da força cortante .....	4.70 a 4.72
4.56 a 4.58	Ídem às Figuras 4.44 a 4.46, considerando, porém, o efeito da força cortante .....	4.74 a 4.76
4.59 a 4.61	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha da Figura 4.37, obtidos com o uso dos valores de XCO resultantes dos diagramas das Figuras 4.53 a 4.55, ou 4.56 a 4.58, considerando o efeito da força cortante .....	4.78 a 4.80
4.62	Idealização de uma grelha secundária do tanque central .....	4.81

<u>FIGURA</u>		<u>Pág.</u>
4.63 a 4.65	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha secundária, obtidos com o uso de valores iniciais de XCO estimados, desprezando o efeito da força cortante ...	4.83 a 4.85
4.66 a 4.68	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha secundária, obtidos com o uso de valores de XCO resultantes dos diagramas das Figuras 4.63 a 4.65, desprezando o efeito da força cortante .....	4.87 a 4.89
4.69 a 4.71	Ídem às Figuras 4.63 a 4.65, considerando, porém, o efeito da força cortante .....	4.92 a 4.94
4.72 a 4.74	Diagramas de momento fletor das vigas constituintes da grelha secundária, obtidos com o uso de valores de XCO resultantes dos diagramas das Figuras 4.69 a 4.71, considerando o efeito da força cortante .....	4.96 a 4.98
4.75 a 4.78	Diagramas de momentos fletores das vigas constituintes da grelha da Figura 4.4, obtidos considerando-se e desprezando-se o efeito da força cortante .....	4.102 a 4.105
4.79 a 4.82	Diagramas de força cortante das vigas constituintes da grelha da Figura 4.4, obtidos considerando-se e desprezando-se o efeito da força cortante .....	4.106 a 4.109
4.83 a 4.85	Ídem às Figuras 4.75 a 4.78, para a grelha da Figura 4.37 .....	4.111 a 4.113
4.86 a 4.88	Ídem às Figuras 4.79 a 4.82, para a grelha da Figura 4.37 .....	4.114 a 4.116
4.89 a 4.91	Ídem às Figuras 4.75 a 4.78, para a grelha secundária .....	4.118 a 4.120
4.92	Comparação dos momentos fletores obtidos (para a viga 2 (ou 3) da grelha secundária) pela resolução da grelha e pela consideração de viga bi-engastada .....	4.122
4.93	Grelha idealizada para aplicação do método da energia, utilizando funções básicas....	4.124
4.94 a 4.101	Resultados obtidos para a grelha da Figura 4.93 .....	4.125 a 4.132

<u>FIGURA</u>		<u>Pág.</u>
4.102 a	Resultados obtidos para a grelha da Figura	
4.107	4.62, utilizando método da energia com fun	4.134 a
	ções básicas .....	4.139
4.108	Grelha idealizada para aplicação do método	
	da placa ortorrópica .....	4.141

## CAPÍTULO I

### O PROBLEMA, SUA IMPORTÂNCIA, LIMITAÇÕES, MÉTODOS E RESULTADOS.

#### 1.1 INTRODUÇÃO.

Uma das características principais que distinguem a estrutura naval de outras estruturas é a existência de grandes áreas de chapeamento resistente e reforçado. Em outras estruturas constituídas por barras, associadas a um chapeamento, este tem a finalidade de transmitir carga, não colaborando para a resistência aos esforços solicitantes a que as barras estão sujeitas. O chapeamento reforçado, ou grelha chapeada, é, portanto, um problema de grande interesse especialmente para o projetista de estruturas navais.

A necessidade de uma análise racional (já que a síntese não é possível), da estrutura do fundo deve-se, por um lado, à sua responsabilidade na manutenção da integridade da estrutura total e por outro lado, pela sua contribuição no peso total de aço.

Em navios de grande porte, principalmente onde a relação entre o comprimento do corpo paralelo médio e o comprimento total é da ordem de 0.65, uma diminuição no peso da estrutura do fundo dos tanques representa uma economia significativa no peso total de aço.



O tratamento analítico da estrutura do fundo é atualmente exigido pelas Sociedades Classificadoras, como é mostrado detalhadamente no Capítulo III, ítem 3.1.

A limitação principal no estudo do fundo como grelha é geral para o estudo de qualquer estrutura secundária (vide ítem 2.1 do Capítulo II), ou seja, a dificuldade em se estabelecer as condições de contorno impostas pela estrutura circunvizinha. Aspectos desse problema podem ser vistos na Referência (17), e não serão tratados aqui.

## 1.2 OBJETIVOS E MÉTODO.

Neste trabalho pretendemos estudar métodos de cálculo das tensões secundárias (vide ítem 2.1 do Capítulo II) na estrutura do fundo.-

Primeiramente analisamos o significado das tensões secundárias no fundo, para efeito de superposição com as tensões primária e terciária, objetivando uma tensão real. Isto é feito no Capítulo II.

No Capítulo III são discutidos três métodos para a análise de grelhas e as regras das Sociedades Classificadoras para determinação dos escantilhões da estrutura do fundo. Os métodos analisados foram por nós considerados viáveis para projeto, e com características próprias. O objetivo é, portanto, estabelecer as hipóteses a serem satisfeitas para a aplicação de cada um deles e determinar suas limitações. A seguir, são estudados os efeitos da força

cortante e do momento de torção, especificamente em grelhas do fundo de navios.

O ítem 3.2 do Capítulo III trata da determinação da largura efetiva, que é a maneira pela qual se leva em conta a presença do chapeamento.

### 1.3 RESULTADOS.

Para exemplificação e verificação dos resultados teóricos obtidos ao longo do trabalho, foram resolvidas numericamente algumas grelhas do fundo de um navio tanque de 116.000 TPB, e em determinados casos foram resolvidas grelhas ideais que preenchessem as hipóteses necessárias.

Os cálculos foram realizados com auxílio de programas para computador, desenvolvidos especialmente para este trabalho, e o principal deles está descrito no Apêndice. Foram utilizados o computador IBM/360-44 do SEMA-IFUSP e o terminal TIME-SHARING do computador HP 2000A do D.E.E.P.U.S.P., instalado no Departamento de Engenharia Naval da EPUSP.

Como resultados, apresentamos as conclusões no Capítulo V e o programa do Apêndice, que pretendemos constitua ferramenta prática e confiável na resolução de grelhas chapeadas e que apresenta como inovação a determinação automática da largura efetiva.

## CAPÍTULO II

### A DIVISÃO DA ESTRUTURA DO NAVIO PARA EFEITOS DE SUA ANÁLISE

#### 2.1 ANÁLISE DAS HIPÓTESES UTILIZADAS NO CÁLCULO DAS TENSÕES PRIMÁRIA, SECUNDÁRIA E TERCIÁRIA.

A complexidade das construções obriga o projetista a dividir a estrutura em partes, constituídas de elementos ou grupos de elementos resistentes, de tal modo que a análise de cada uma dessas partes seja possível (16).

Esta subdivisão da estrutura é regida por diversos fatores, dos quais o primeiro é o arbítrio do projetista. Uma vez escolhidas as partes que constituem a estrutura, outras decisões têm que ser tomadas, tais como: a idealização de cada parte, as condições de contorno de cada uma delas em relação ao restante da estrutura, as cargas suportadas por cada parte, a maneira de superpor as tensões e as tensões admissíveis.

Assim sendo, o arbítrio do projetista está condicionado à facilidade de manter todas essas decisões compatíveis.

Na estrutura do navio a subdivisão tradicionalmente utilizada é a sugerida por BRUHN (22) e utilizada por ST. DENIS (3).\*

---

(\*) Esta subdivisão consiste em considerar tres partes, segundo sua rigidez.

O que se segue é uma discussão sobre as hipóteses feitas normalmente para o cálculo das tensões em cada uma dessas partes, e a seguir, a análise do significado da sua superposição pela simples soma algébrica.

### 2.1.1 Estrutura Primária.

Os elementos longitudinais contínuos ao longo de grande parte do comprimento do navio (o A.B.S. (18) especifica 0.4 do comprimento do navio, a partir da seção mestra para avante e o mesmo para ré), e que, portanto, provêm a integridade da viga navio, constituem a chamada estrutura primária. São eles: chapeamento (convéses, fundo, teto do duplo fundo, costado), sicordas, longitudinais, quilhas e escoas.

As cargas normalmente consideradas sobre a estrutura primária são o peso e a flutuação. Da diferente distribuição dessas duas forças resulta, em cada seção do navio, momento fletor, força cortante e momento de torção.

As tensões daí resultantes, chamadas tensões primárias ( $\sigma_1$ ), são calculadas pela teoria simples de viga. Portanto, as seguintes hipóteses devem ser satisfeitas:

- a) A estrutura não se deforma sob a ação desse carregamento.
- b) Regime elástico.
- c) Estado plano de tensões.
- d) Hipótese de Bernouilli.

Discussão das hipóteses:

a) Os esforços solicitantes internos, nas diversas seções do navio, são calculados a partir da imposição das condições de equilíbrio tão somente, já que o problema é isostático. Isto é feito considerando-se a viga navio como indeformável, ou seja, a distância entre dois pontos do eixo longitudinal não varia com o carregamento. Ora, parece indiscutível que o navio é constituído de uma estrutura suficientemente rígida para que essa hipótese seja considerada válida.

b) A hipótese do regime elástico será discutida no item II.1.5.5.

c) A hipótese do estado plano de tensões é perfeitamente razoável, uma vez que os elementos que constituem a seção transversal do navio tem espessura muito menor que as outras dimensões. Claro está que esta hipótese não é válida nas ligações dos elementos que se interceptam com os planos médios da espessura ortogonais, onde o problema deve ser estudado especificamente, mesmo porque nessa região fatores mais complicados, como por exemplo, tensões residuais e heterogeneidade do material, são extremamente influentes.

Finalmente, essa hipótese é válida, pois a soma das áreas onde ela não é válida (região de ligação) é desprezível frente à soma das áreas onde ela é válida.

d) A hipótese de Bernouille, admitido o estado plano de tensões, consiste basicamente em desprezar as deformações da seção transversal devidas às tensões de cisalhamento.

Diagramas de momento fletor obtidos com  $XCO = 0.6$  para todas as vigas da grelha principal do tanque lateral (tanque nº 7, 9, 10 ou 12 da figura 4.1), sem levar em conta as deflexões por força cortante.

NUNO TAVOIS DE LL6000 TPB  
 DEGRADAÇÃO DE MOMENTOS FLETORES  
 COMBINA DO TAVOIS LATERAL  
 BARRA Nº 1  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1. KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.01\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.6

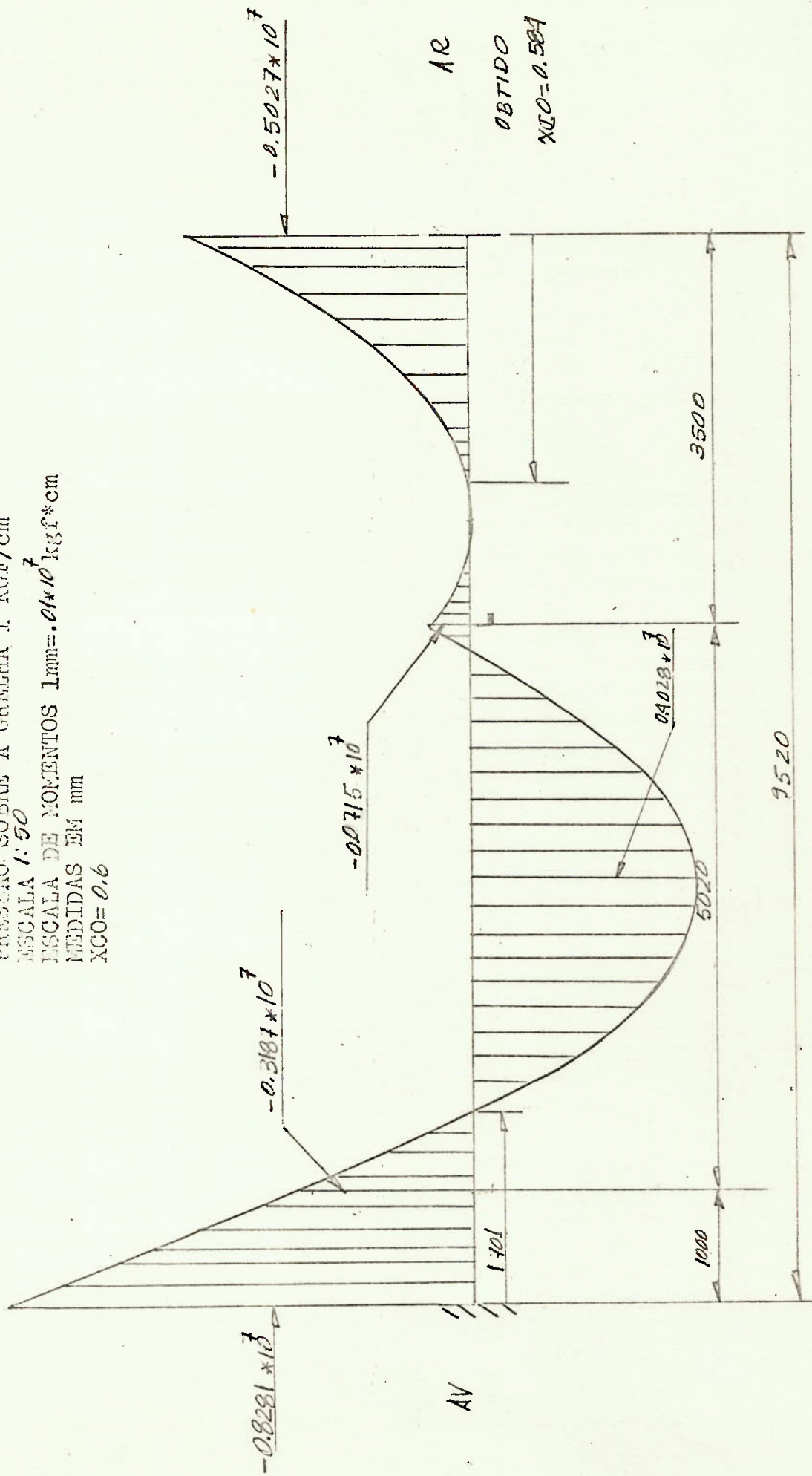


Fig. 14.38

EIXO TANQUE DE LL.6000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS ELETTORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.1\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.6

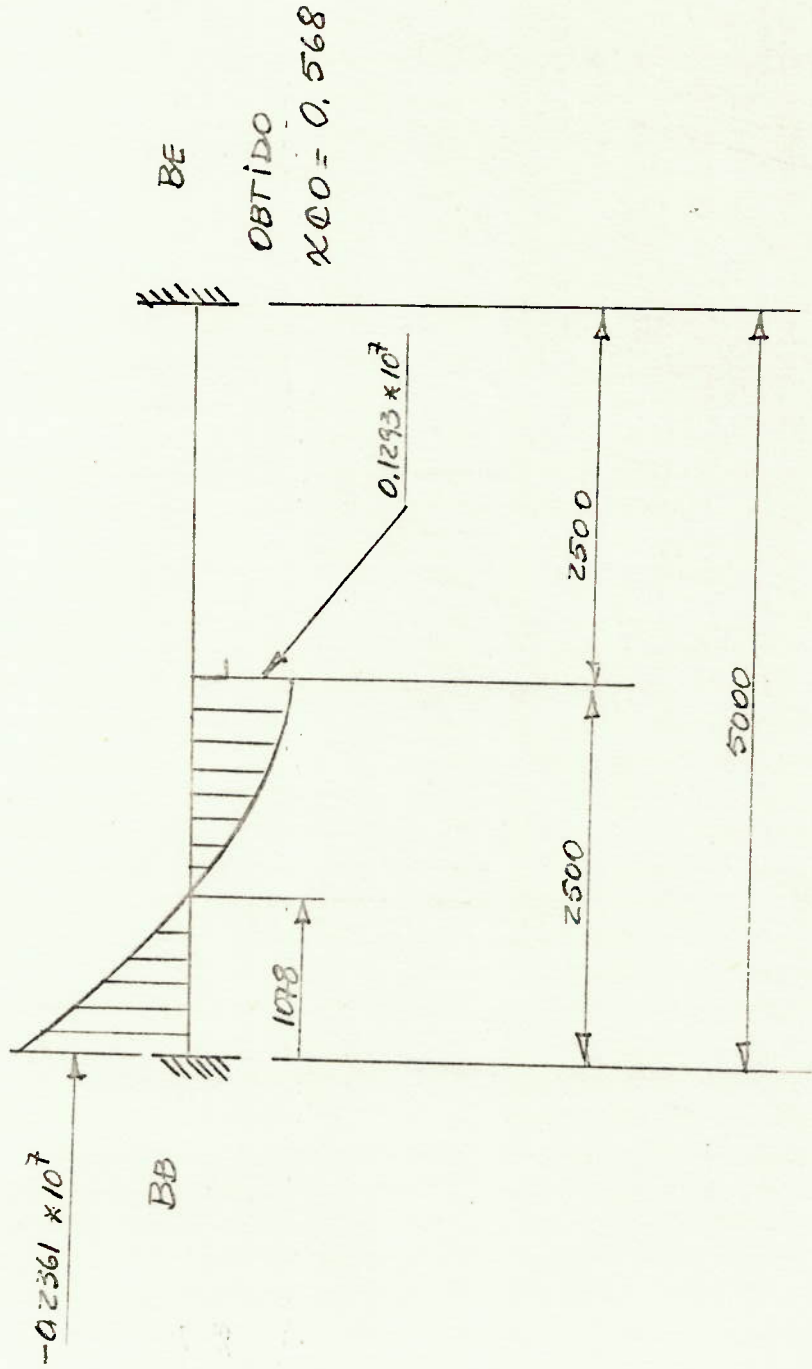


Fig. 4.39



NAVIO TAMQUER DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GREIJA DO PARQUE LATERAL  
 BARRA Nº 3  
 PRESSÃO SOBRE A GREIJA 1. KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = .01 \* 10<sup>7</sup> kg.f\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.6

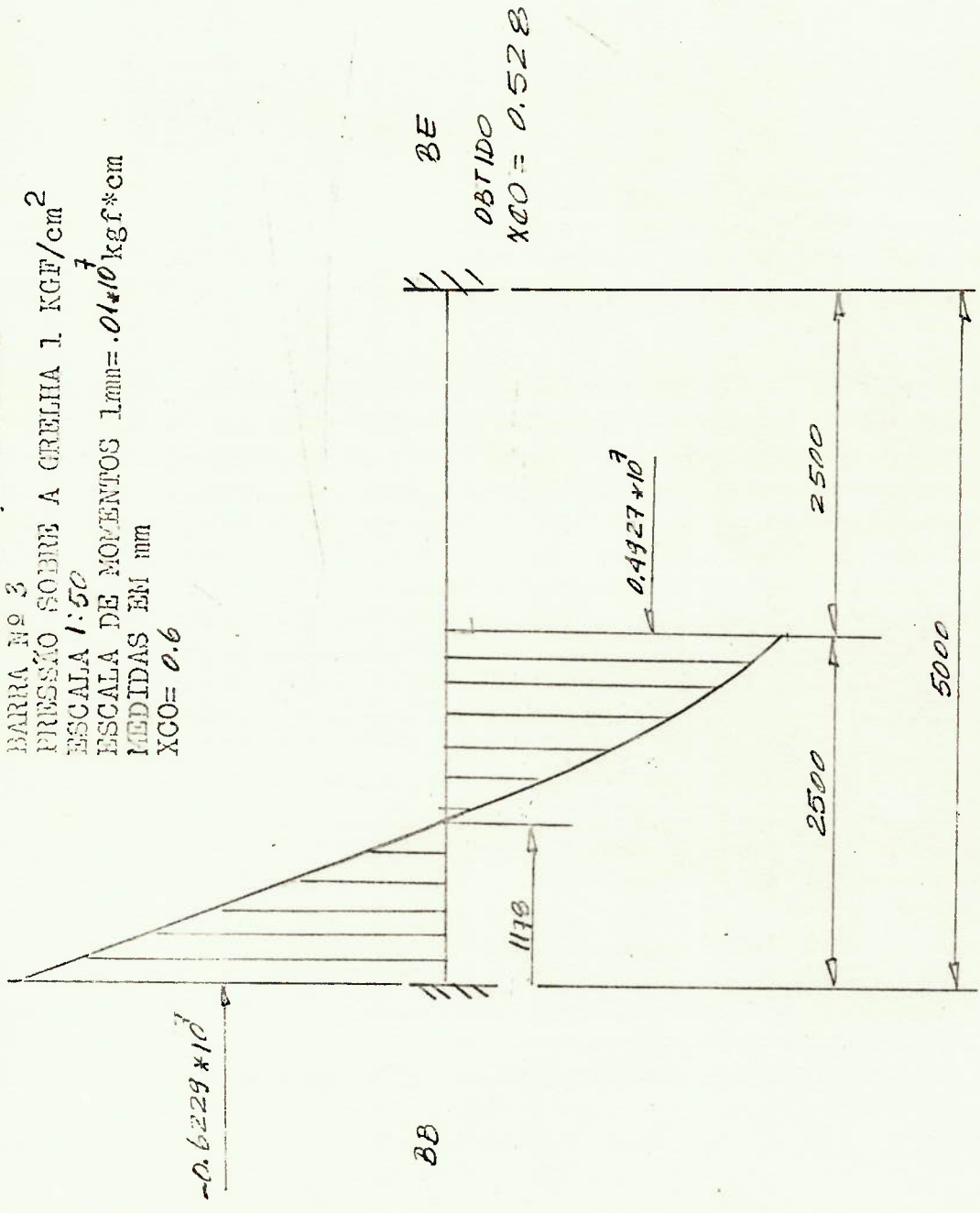


FIG. 14. 40

Diagramas de momento fletor.

Grelha principal do tanque lateral.

Primeira iteração (XCO inicial 0.6).

Valores de XCO utilizados:

VIGA	1	2	3
XCO	0,584	0,568	0,528

(Sem considerar as deflexões devidas à força cortante).

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS ELÉSTICOS  
 CRIEVA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 1  
 PRESSÃO SOBRE A CRIEVA 1. KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.01x10<sup>7</sup> kg.f\*cm  
 MEDIDAS EM MM  
 XCO= 0.6

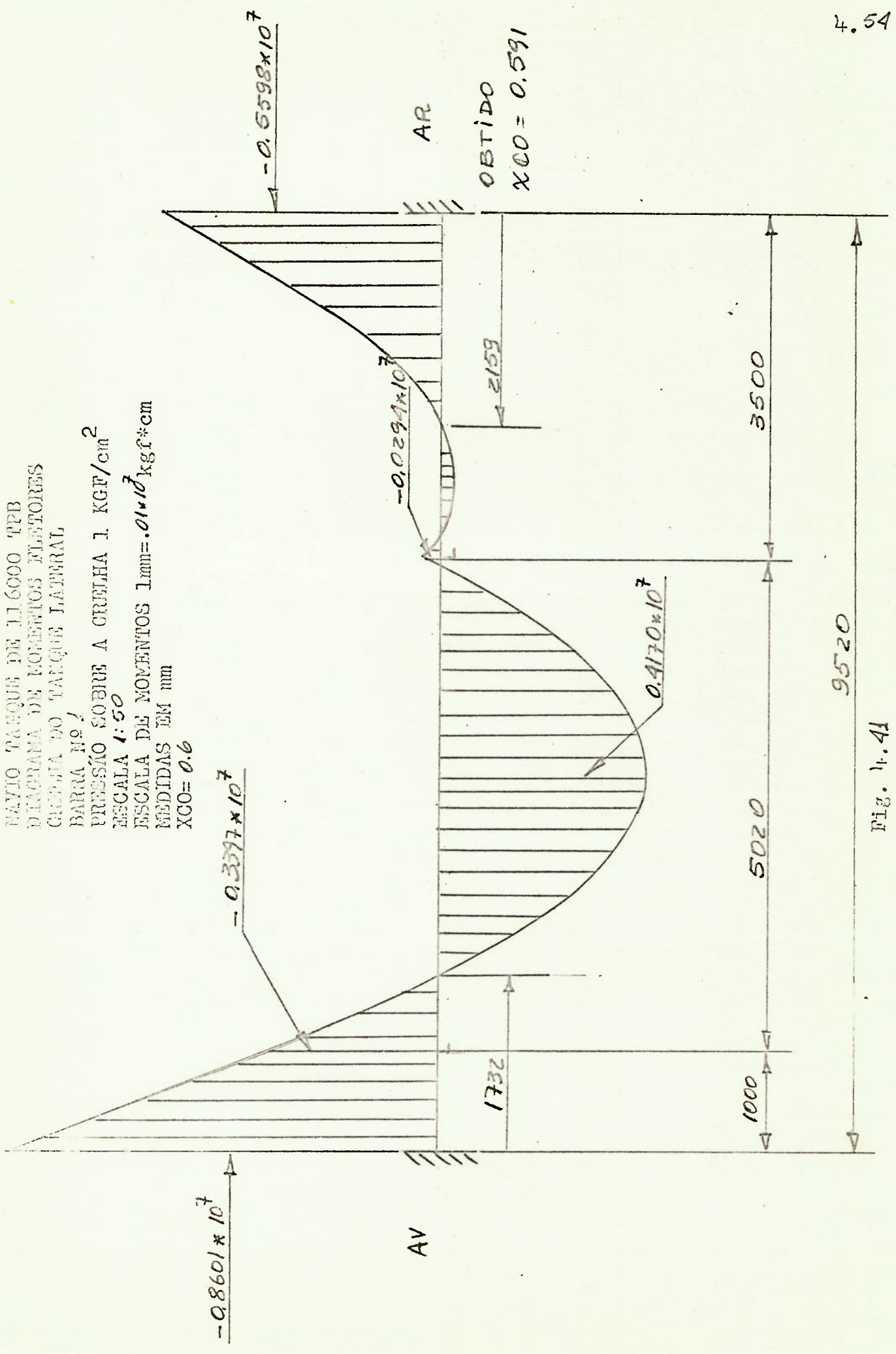


Fig. 4.41

NAVIO TANQUE DE 11600 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.01\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.6

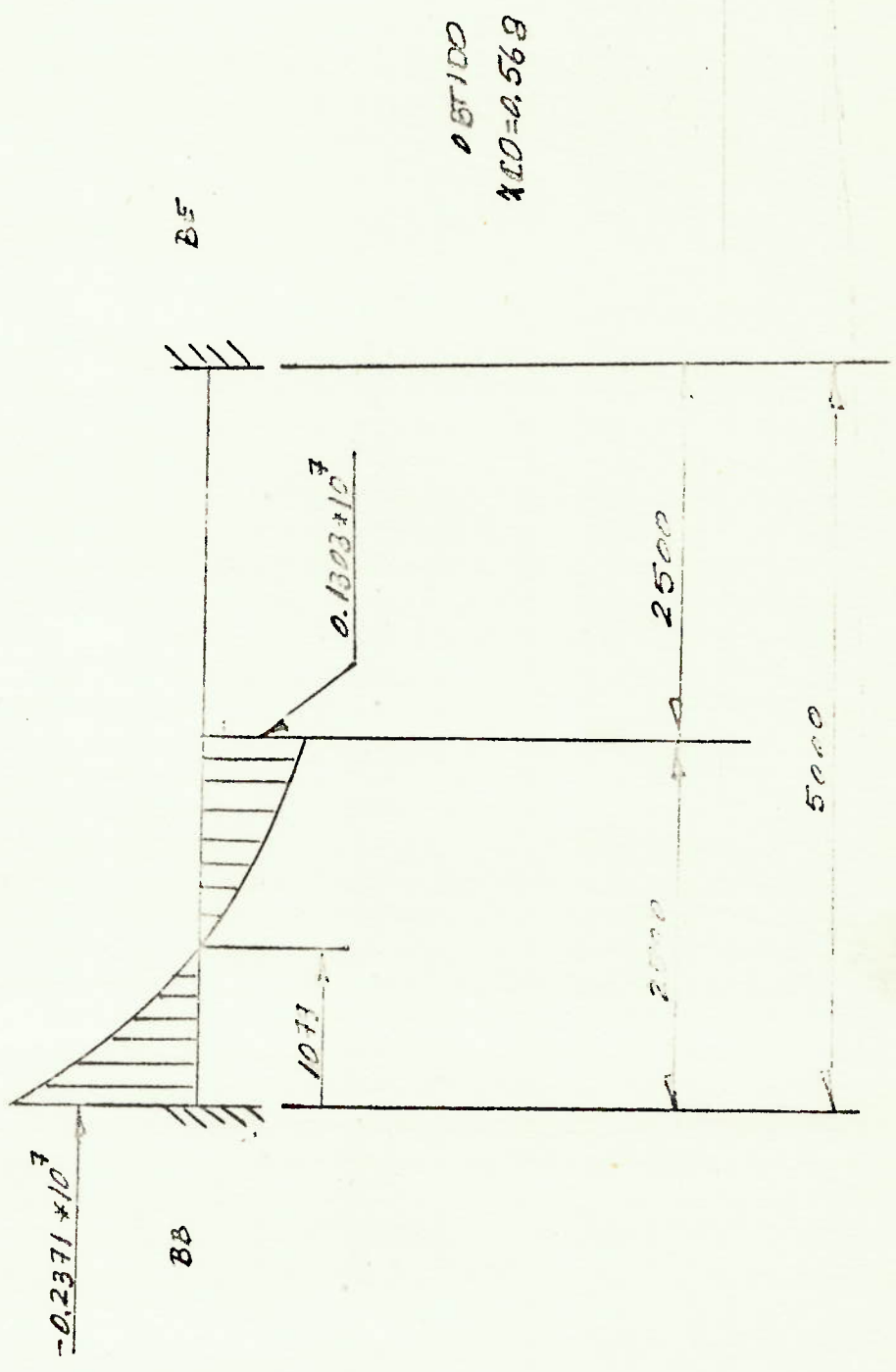


Fig. 4.42

A Tabela 4.2 resume os valores de XCO obtidos nos diagramas 4-25 a 4-32.

VIGA	XCO Inicial	1a. Iteração	VIGA	XCO Inicial	1a. Iteração
1	0.6	0,573	1	0.8	0.573
2	0.6	0,567	2	0.8	0,567
3	0.6	0,573	3	0.8	0,573
4	0.6	0,524	4	0.8	0,524
5	0.6	0,555	5	0.8	0,555

Tabela 4.2

Como se vê, a partir de diferentes valores iniciais, os valores de XCO convergem rapidamente para um mesmo valor. Verifica-se que essa convergência é mais rápida levando-se em consideração a deflexão por força cortante do que desprezando-a.

A seguir, estão os diagramas de momento fletor obtidos, utilizando-se os valores definitivos de XCO para mostrar a estabilidade no ponto de convergência.

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BAIRRA Nº 423

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>

ESCALA 1:100

ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.05 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm

MEDIDAS EM mm

XCO = 0.573

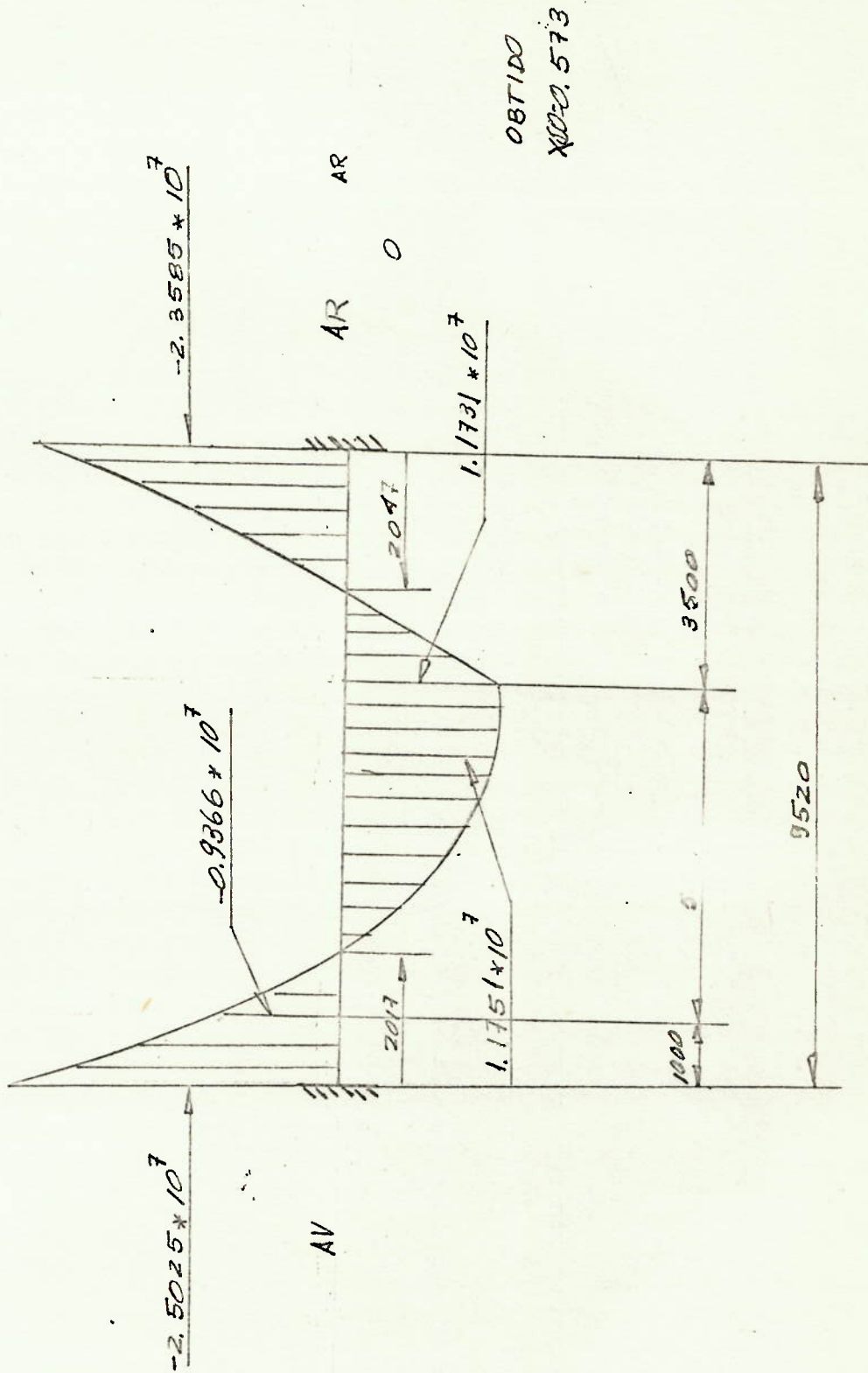


Fig. 4.33

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETTORES  
GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
BARÇA Nº 2.

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
ESCALA 1:100

ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.05 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
MEDIDAS EM mm  
XCO = 0.567

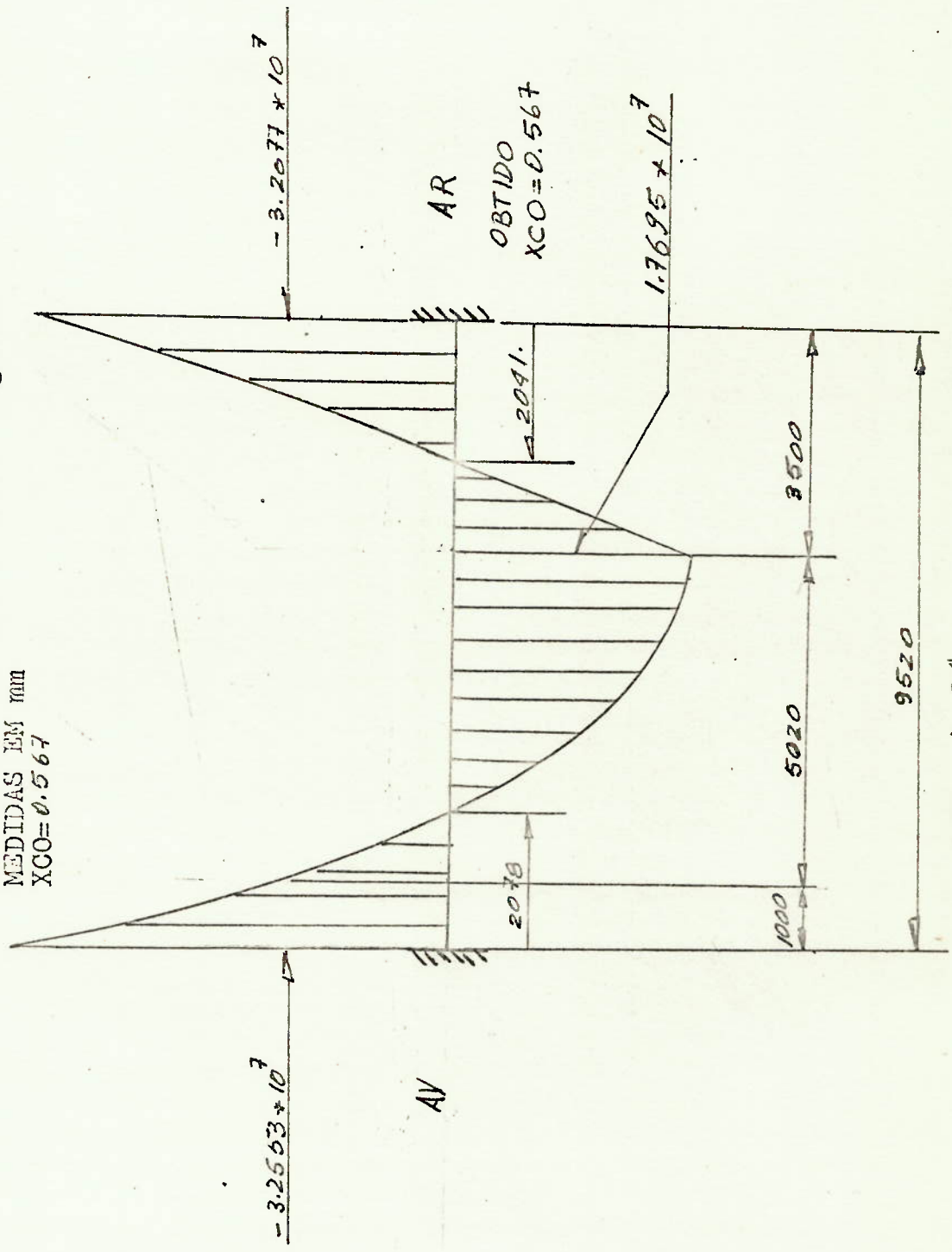


Fig. 4.34

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETTORES  
 GRELHA DO TAJUQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 4  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.01 x 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.524

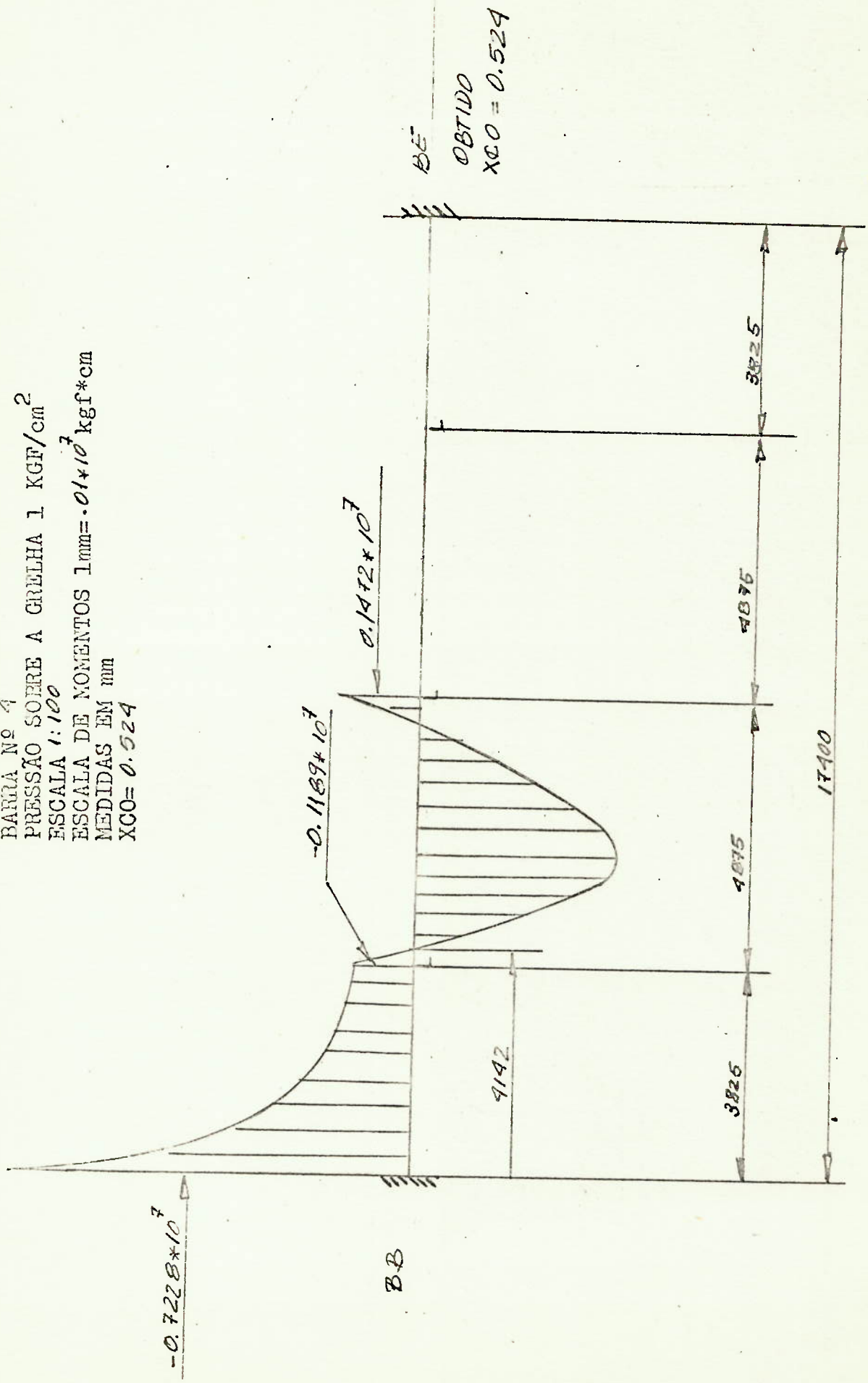


Fig. 4.35



NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 5  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm =  $0.2 \times 10^7$  kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.555

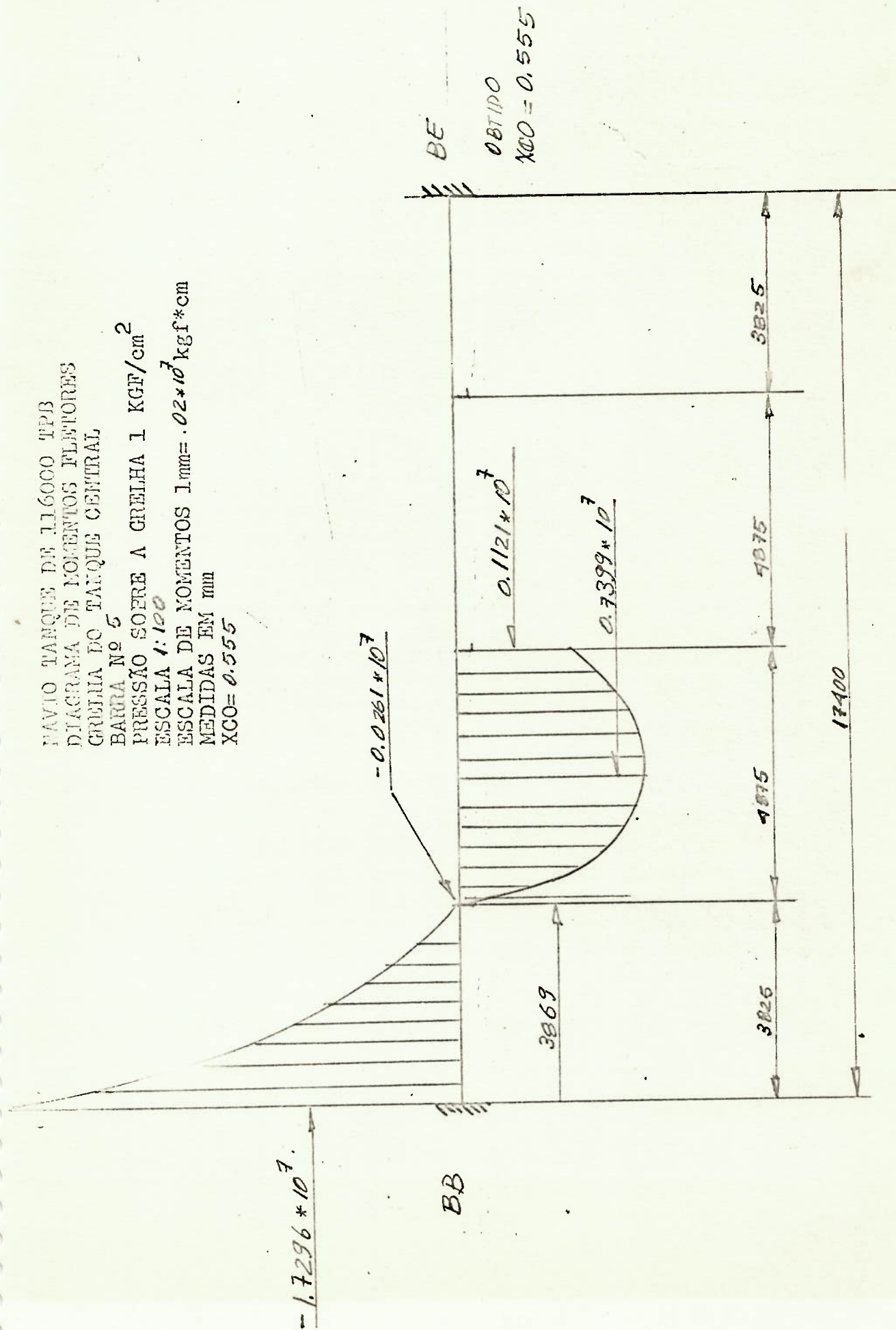
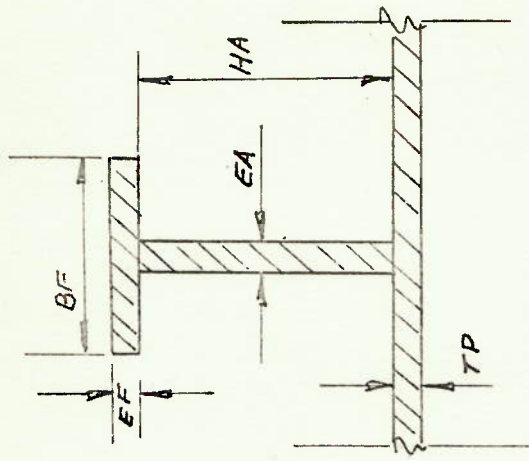
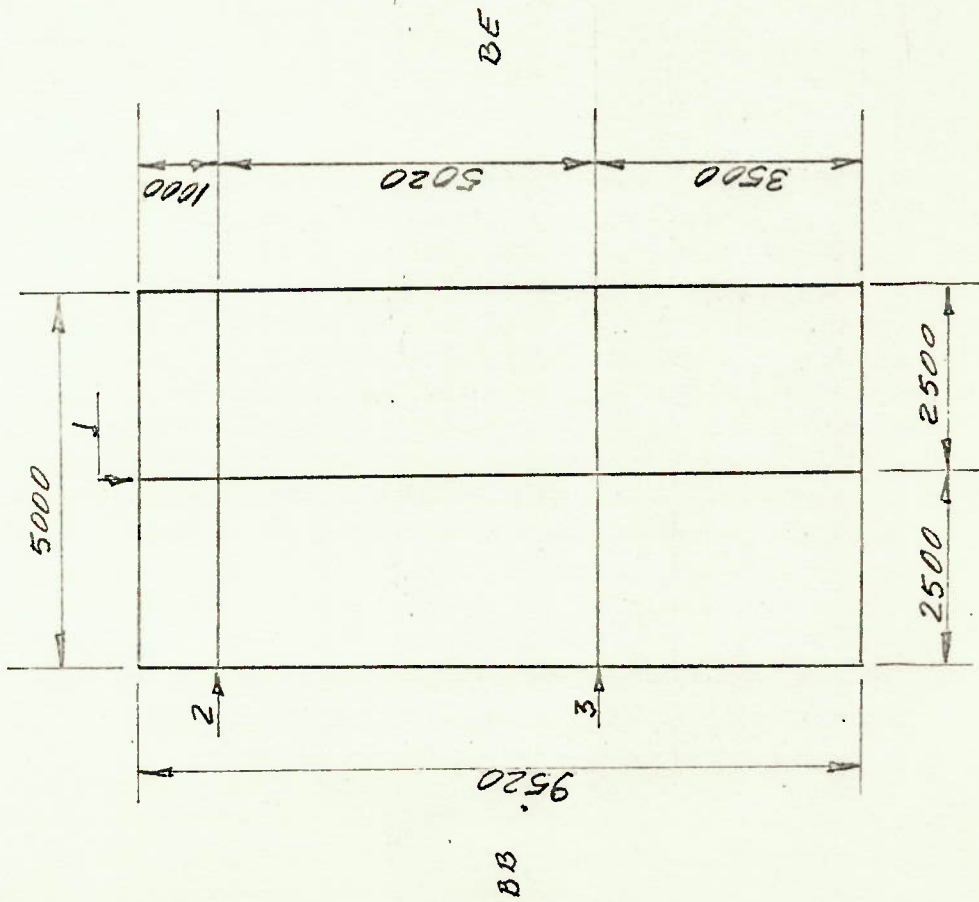


Fig. 4.36



GRELHA DO FUNDO  
TANQUE LATERAL (TANQUES 1,9)

	HA	EA	BF	EF	TP
1	2150	11.5	400	18.5	32.78
2	2100	11.5	400	21.6	32.78
3	2100	11.5	400	27.6	32.78



MEDIDAS EM MM  
ESC. 1:100

FIG. 4-37

NAVIO TANQUE DE 116000 TEB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS ELETRORES  
 GRELHA DO TAIQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 1 e 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.05\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.576

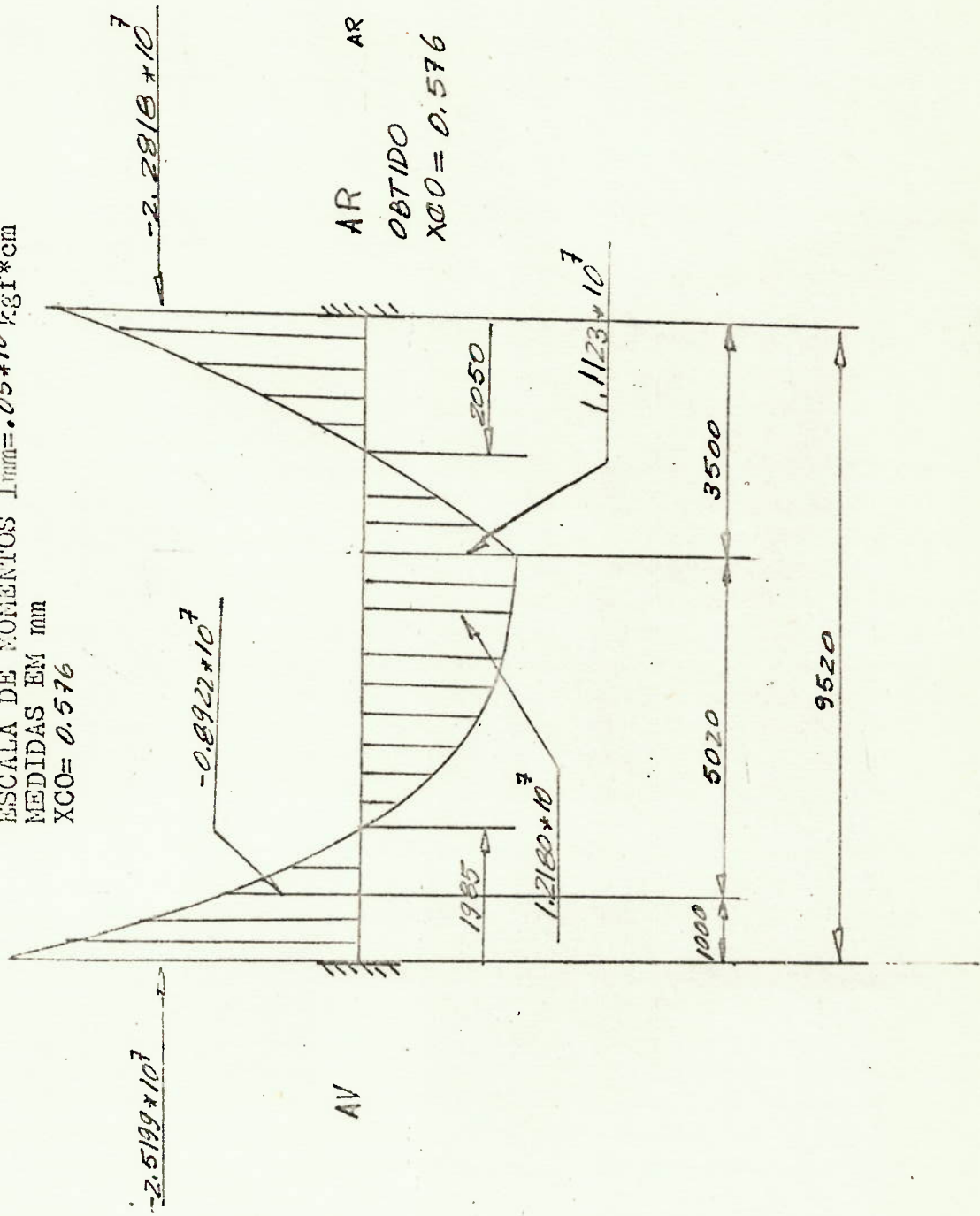


FIG. 4.21

TAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRILHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRILHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.05\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.564

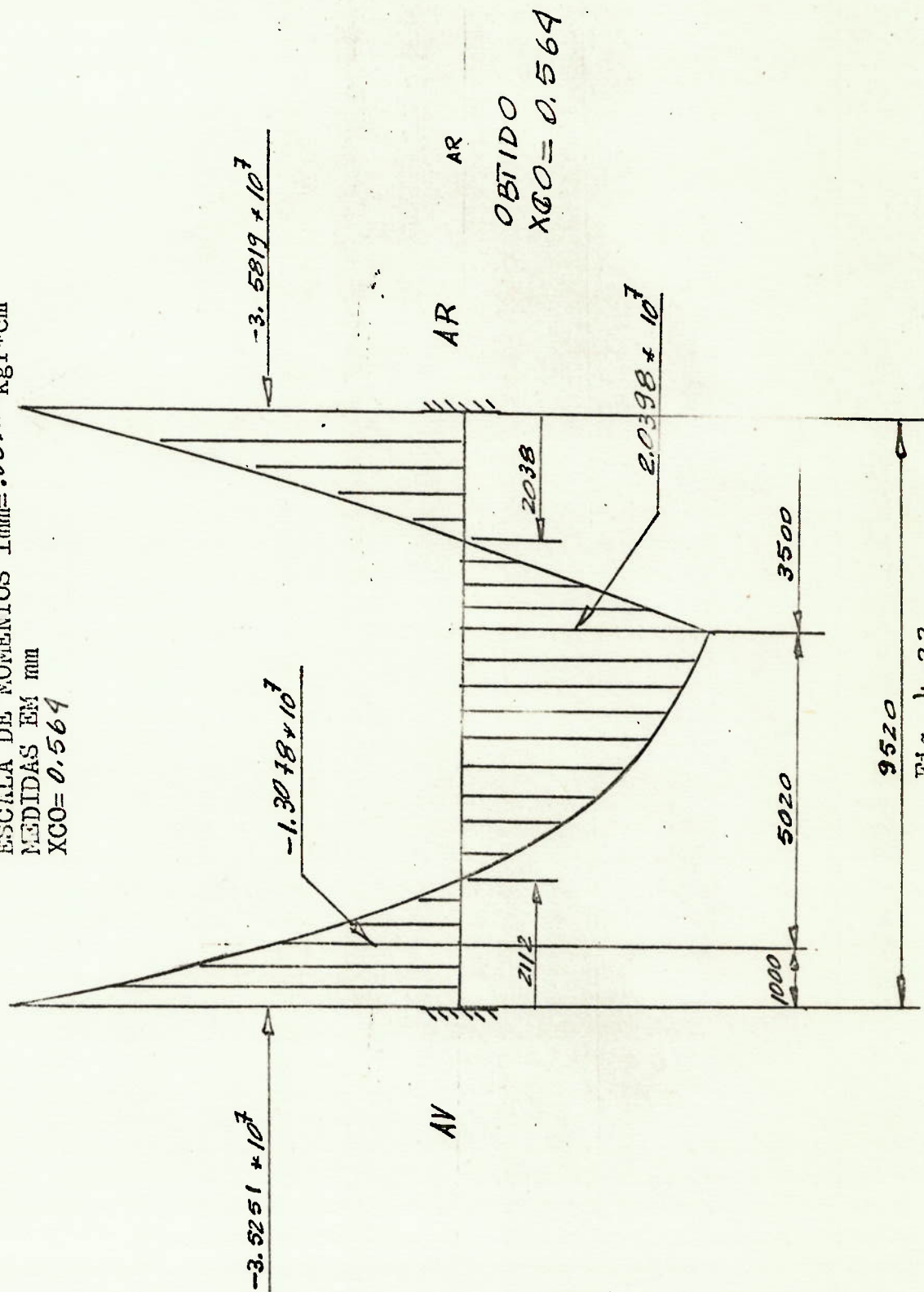


Fig. 4.22

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 21  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.1\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 X00=0.800

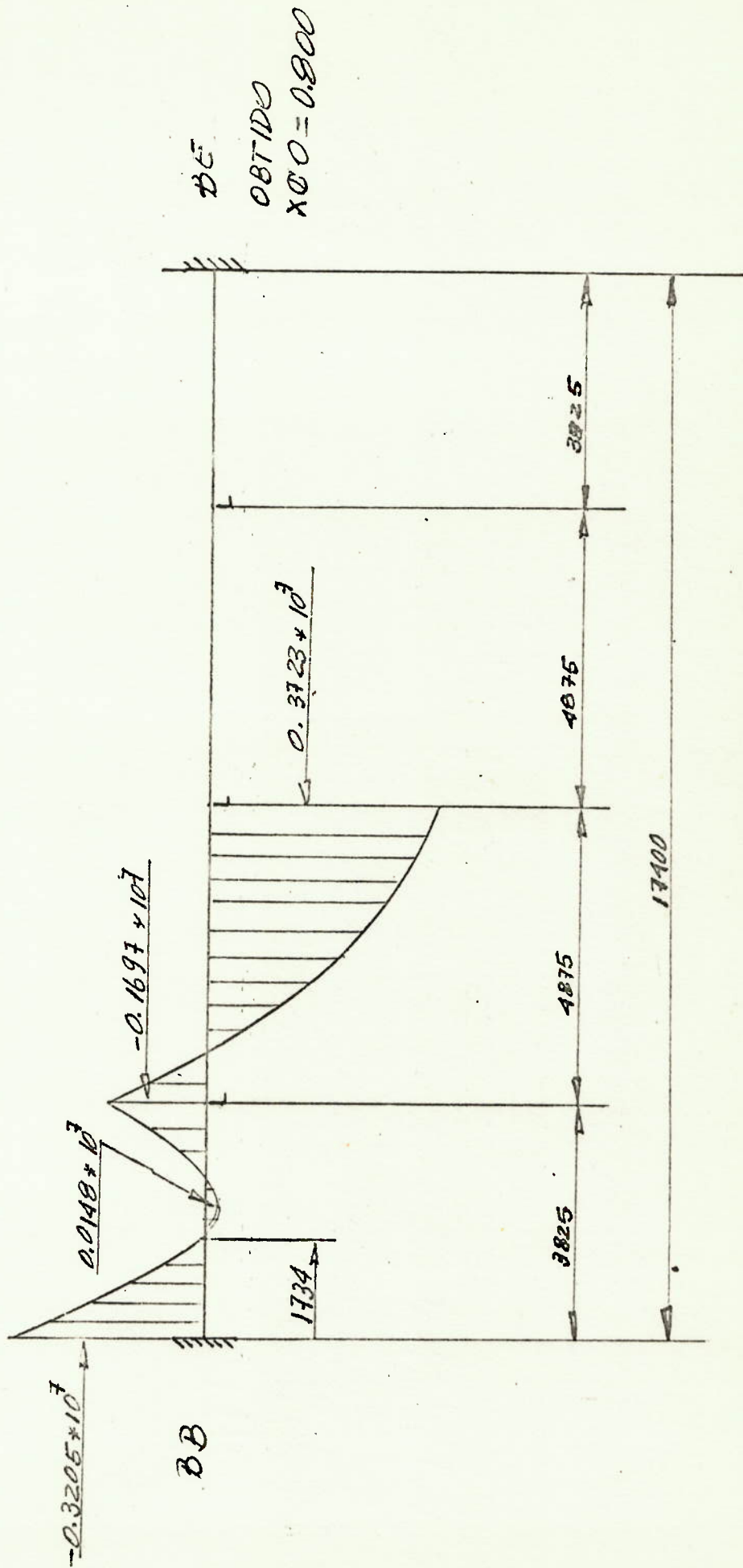


Fig. 4.23

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 CADEIA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 5  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1. KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.2\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM MM  
 XCO=0.669

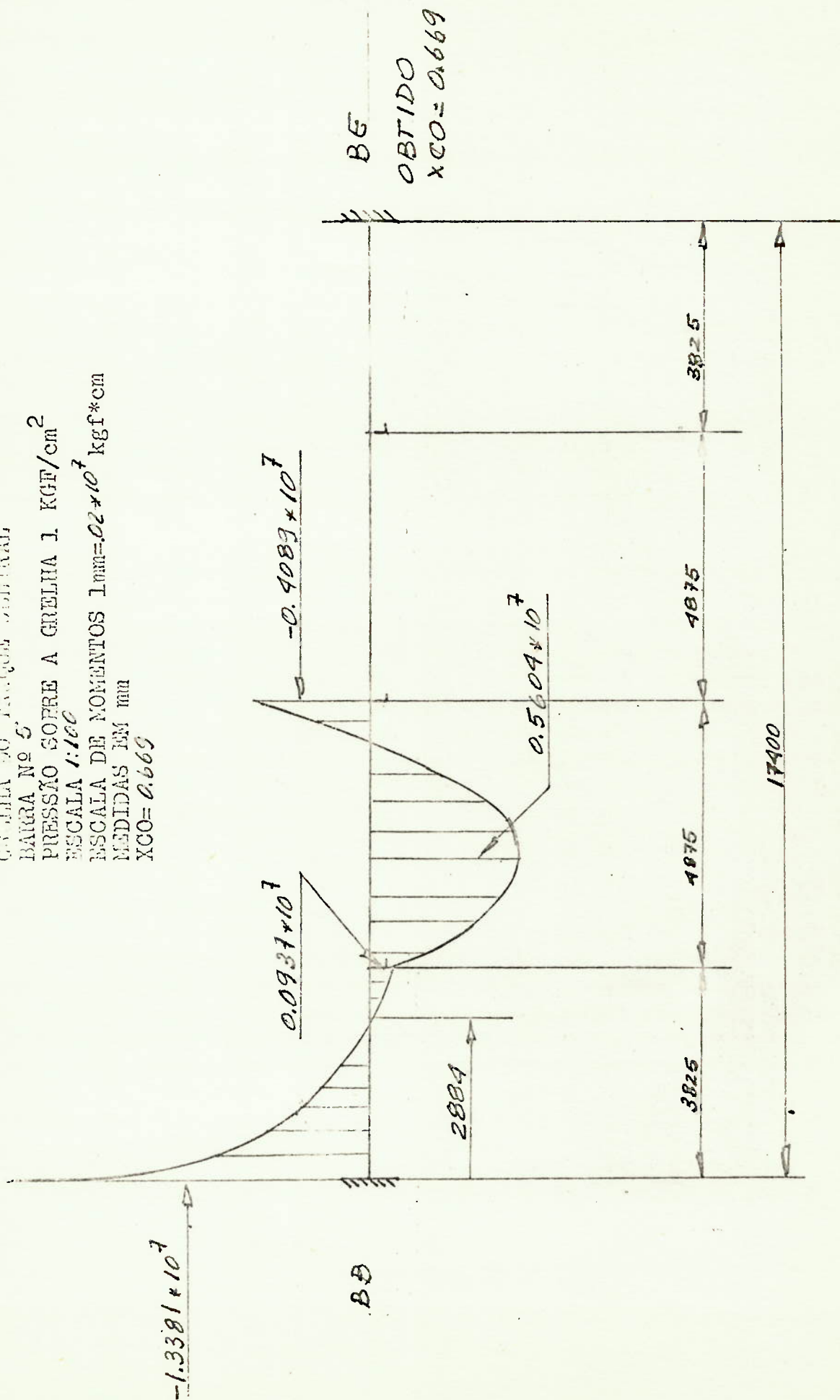


Fig. 4.24

Diagramas de momento fletor obtidos com  $XCO = 0.6$  para todas as vigas da grelha principal do tanque central (tanque nº 8 ou nº 11 da Figura 4.1), levando em consideração as deflexões por força cortante.

NAVIO TANQUE DE 11.6000 TFB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETTORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BAUTA Nº 1.3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.05 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM MM  
 XCO = 0.6

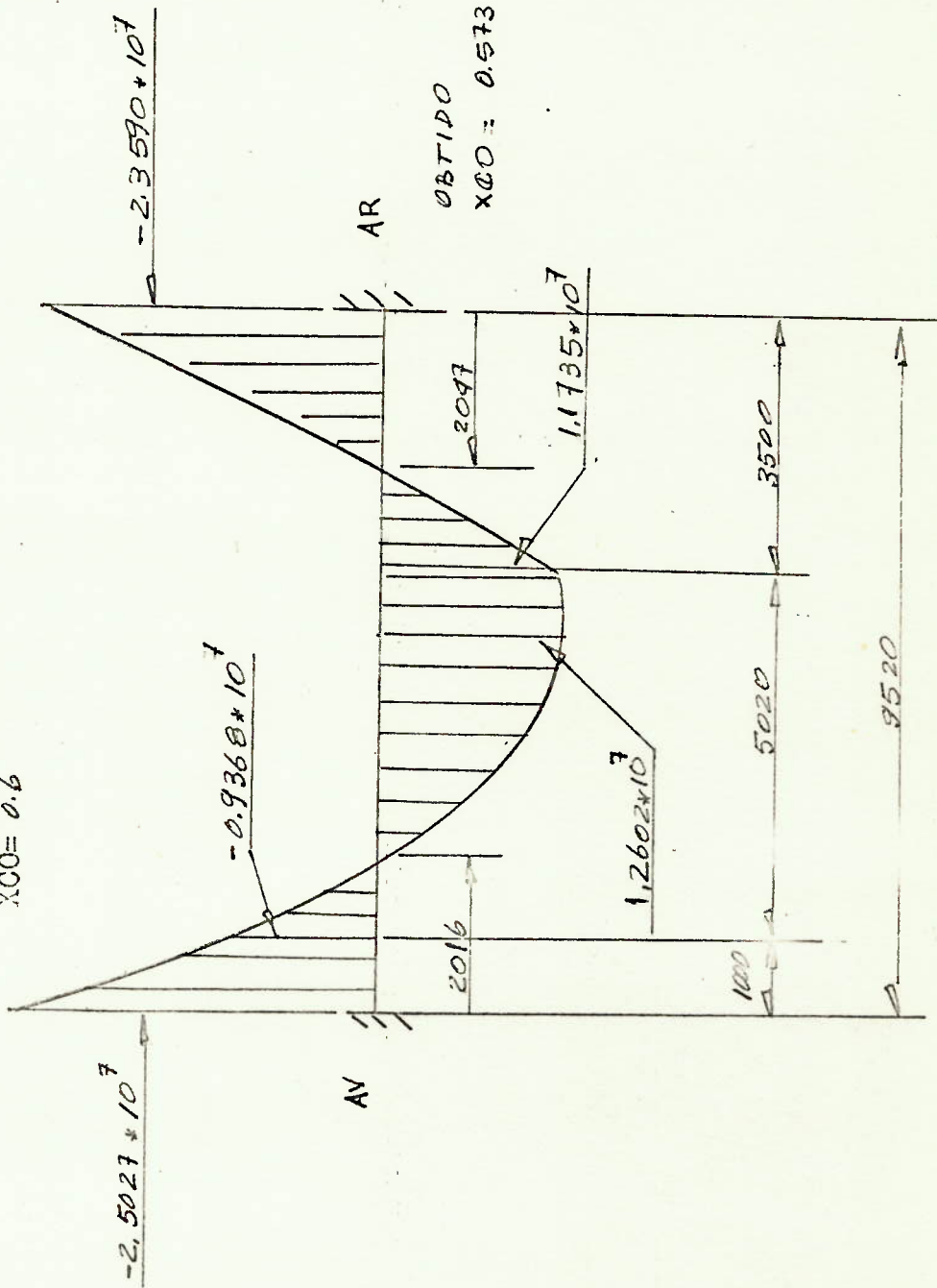


FIG. 4.25



NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETTORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 2.  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm =  $0.05 \times 10^7$  kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.6

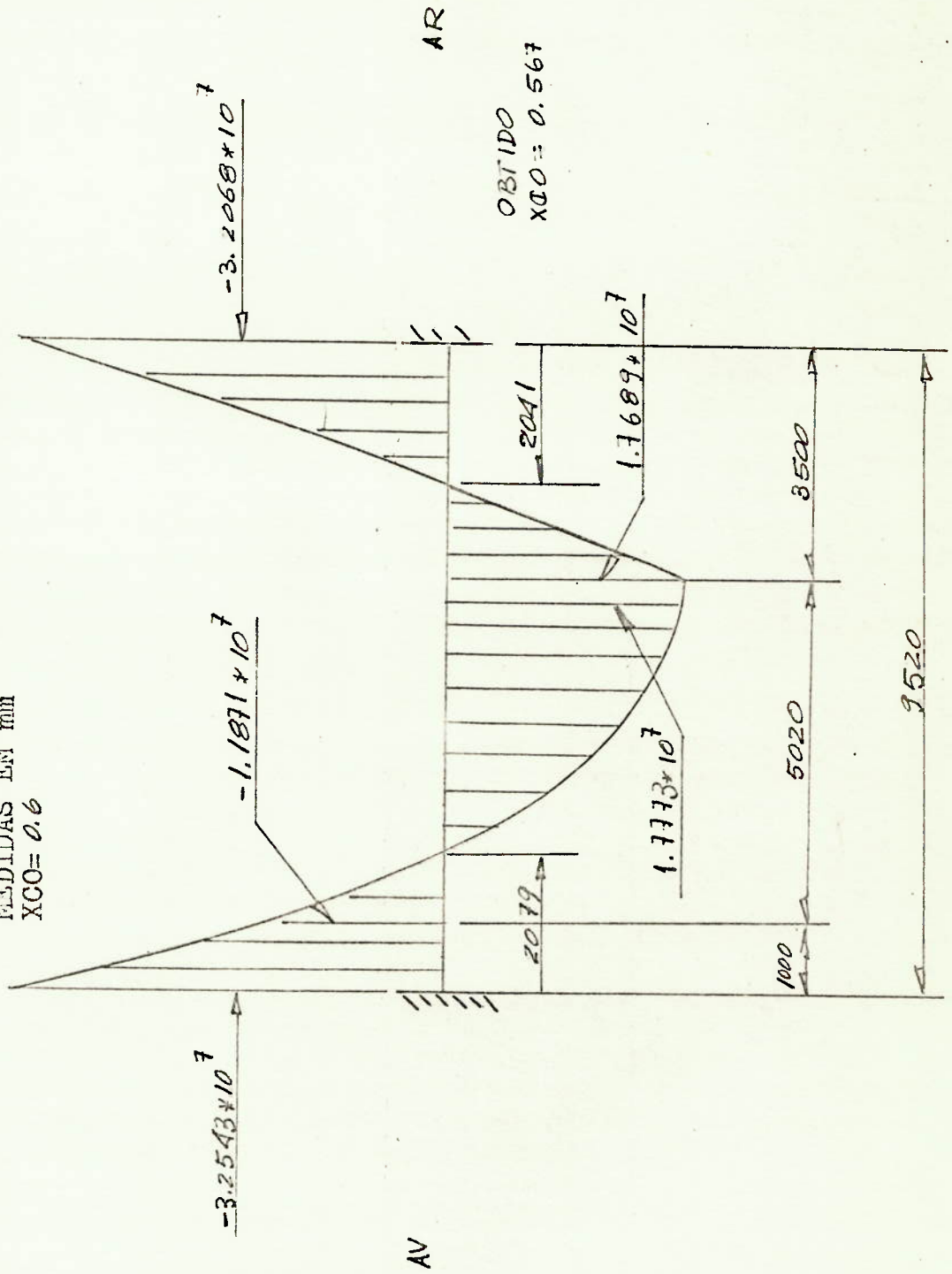


Fig. 4.26

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 406  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.01\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.6

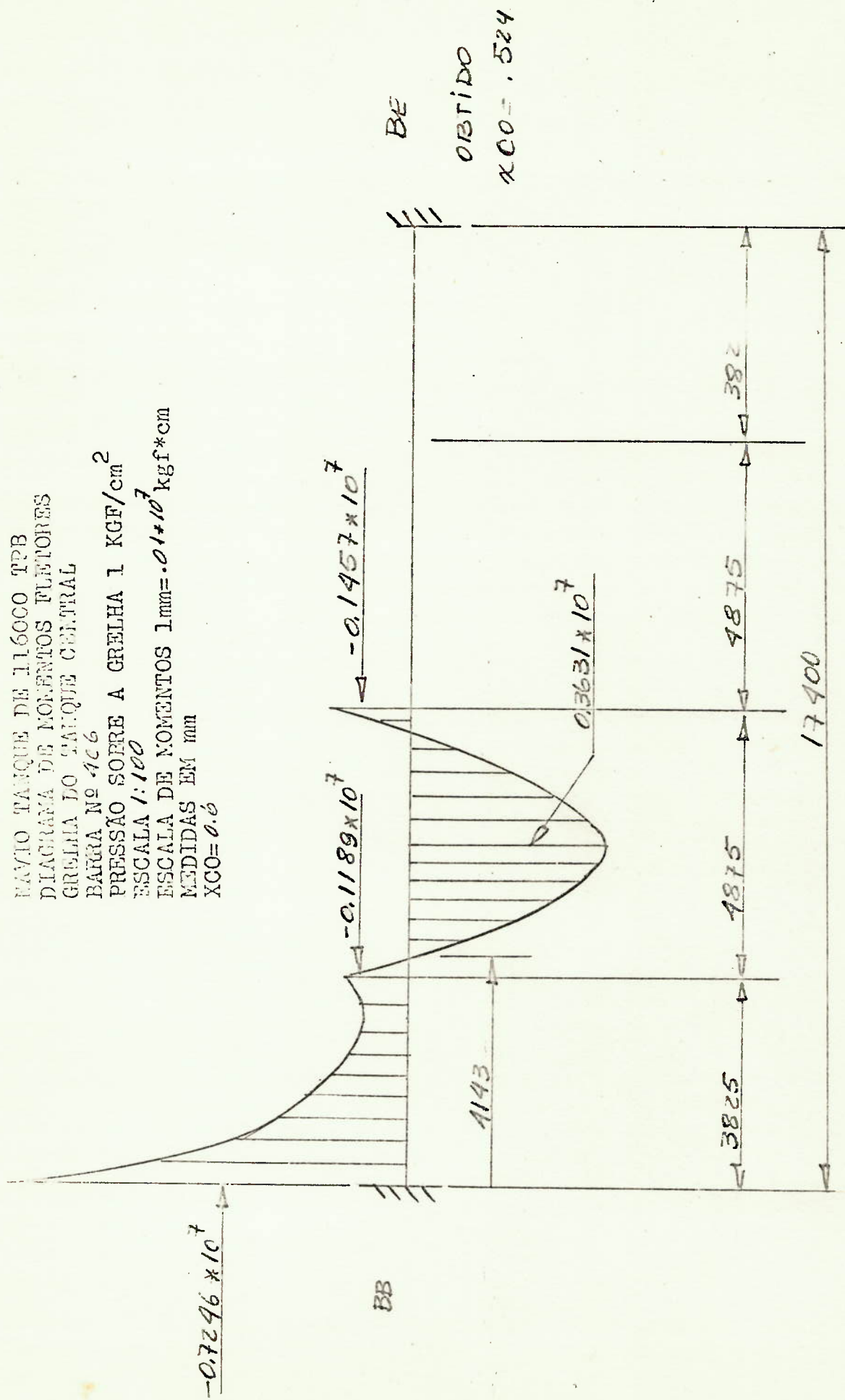


Fig. 4.27

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 5  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = .02\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XC0 = 0.6

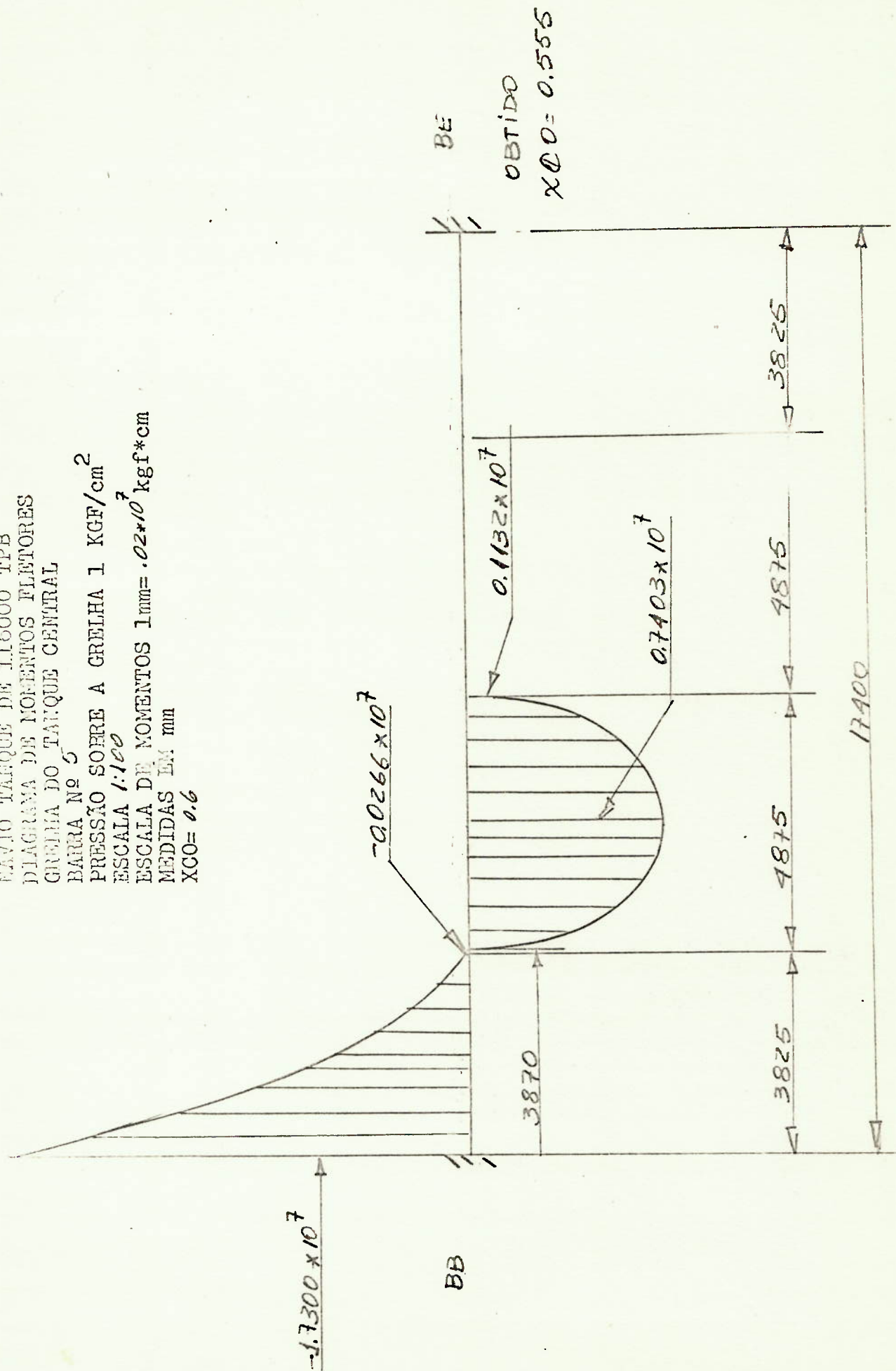


Fig. 4.28

Diagramas de momento fletor obtidos com  $XCO = 0.8$  para todas as vigas da grelha principal do tanque central (tanque nº 8 ou n) 11 da Figura 4.1), levando em conta as deflexões por força cortante.

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 1 e 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.5 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8

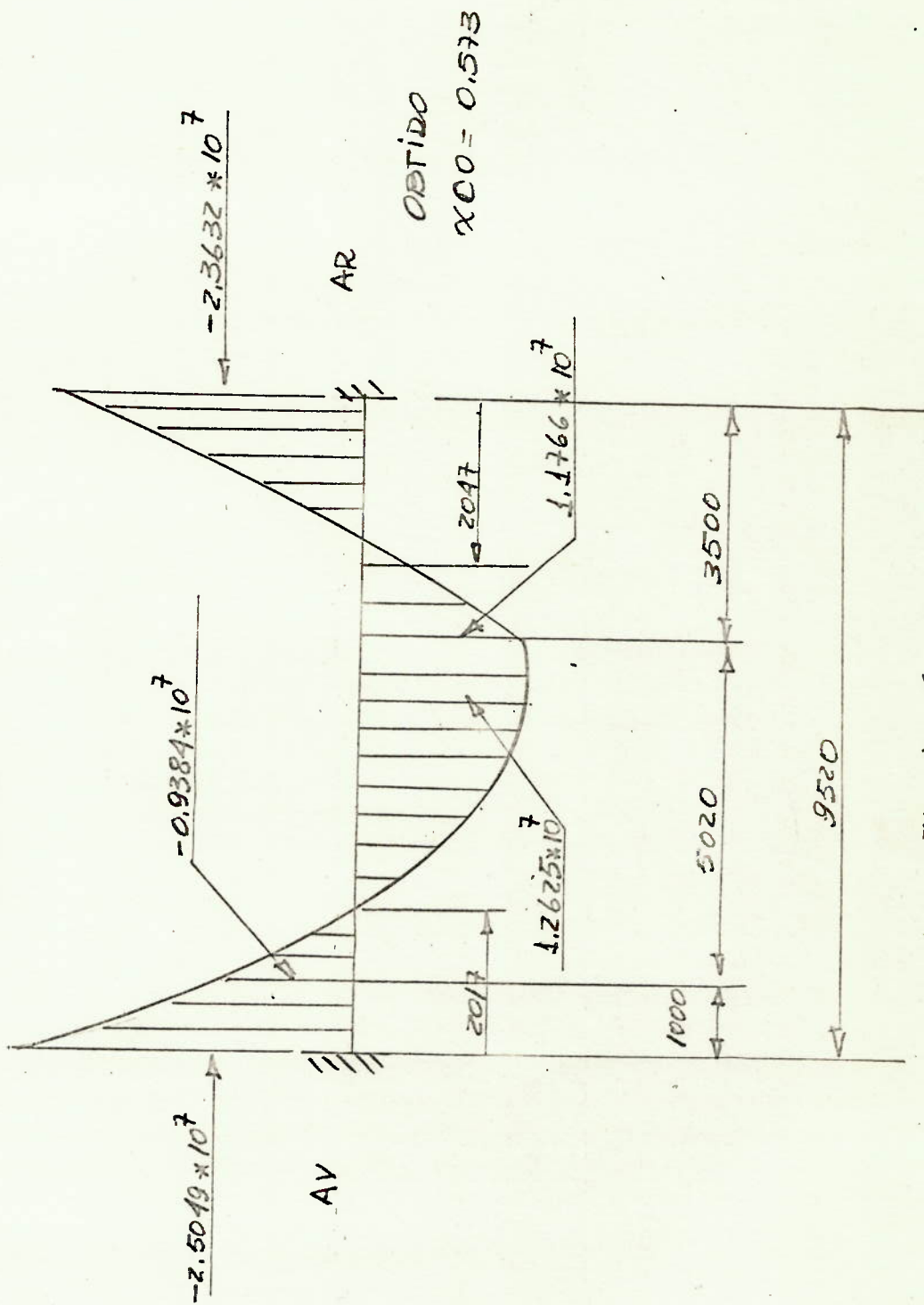


Fig. 4.29

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = .05 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8

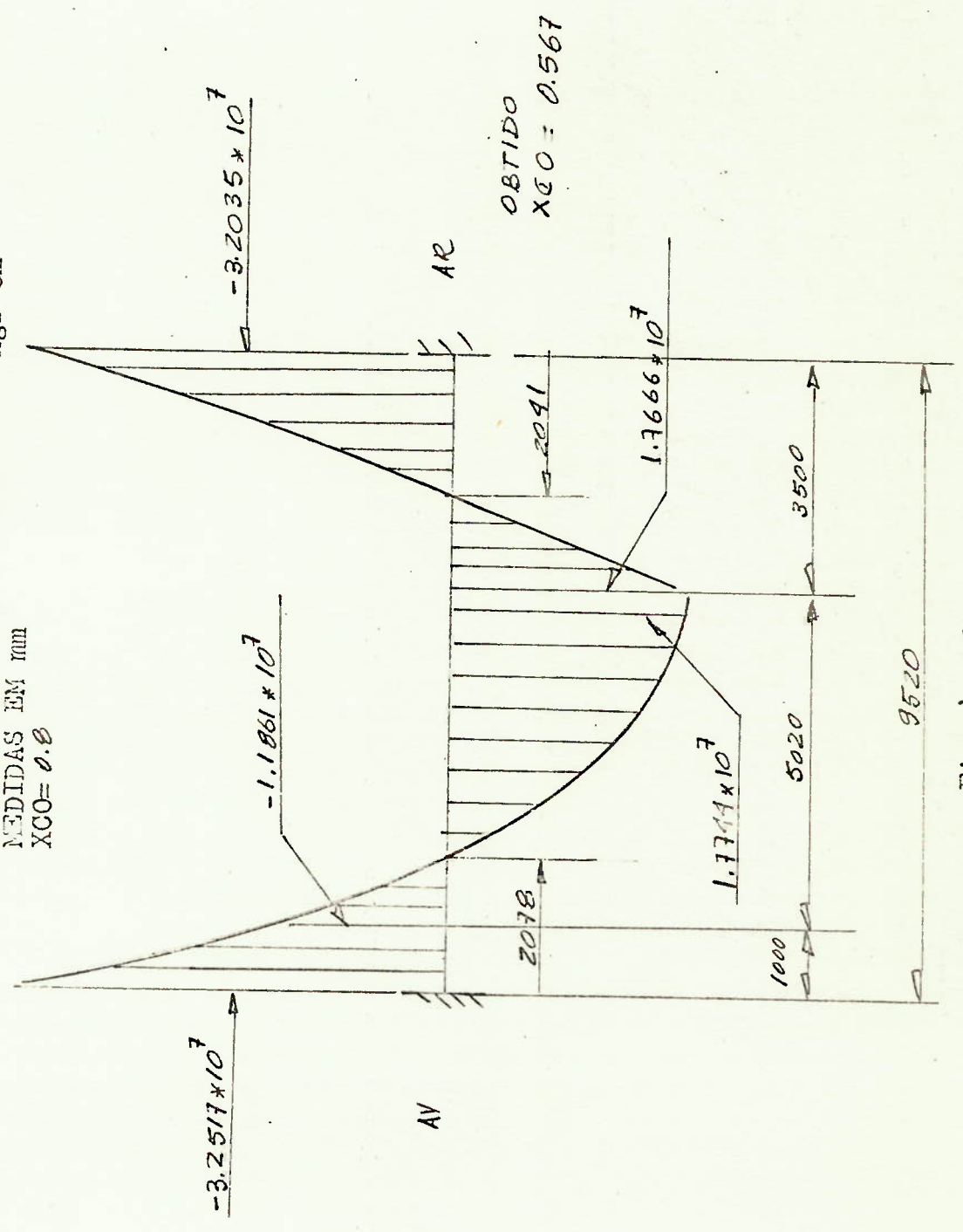


Fig. 4.30

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 4  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8

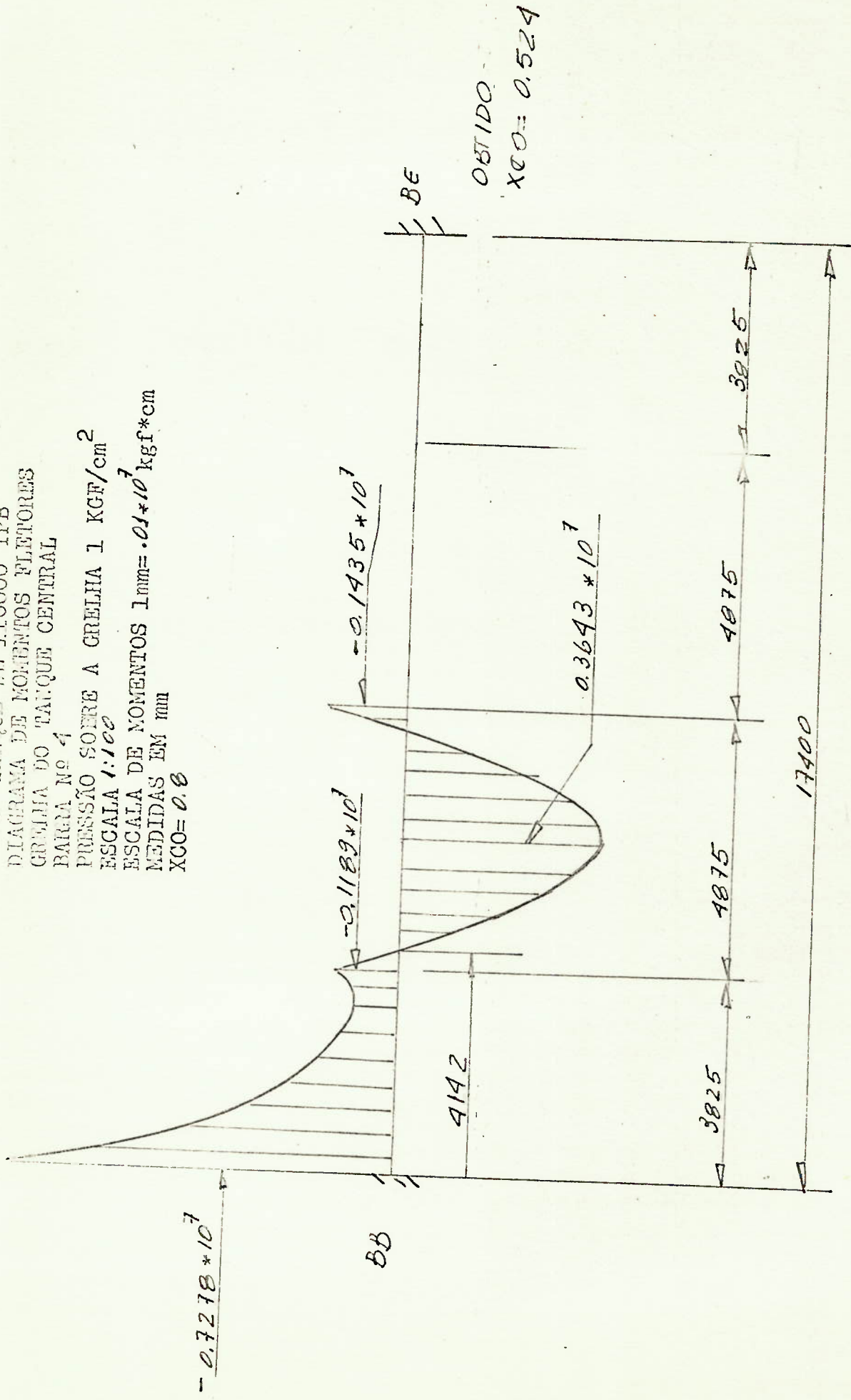


Fig. 4. 31

NAVIO TANQUE DE 11600 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 5  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.02 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8

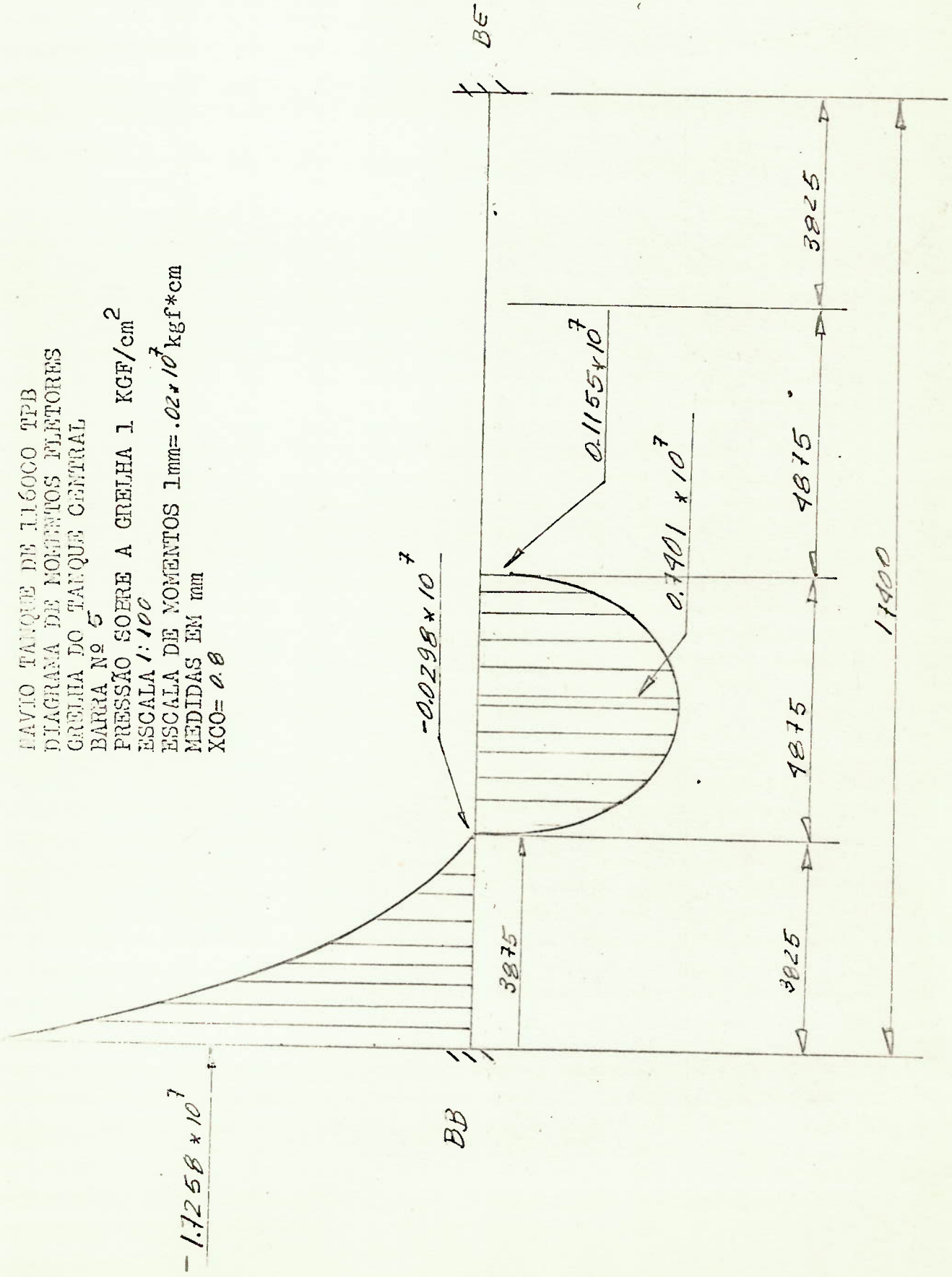


FIG. 4.32



CALCULO TAUQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 CÁMERA DO TAUQUE CENTRAL  
 PARA Nº 2

PRESSION SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.5\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.564

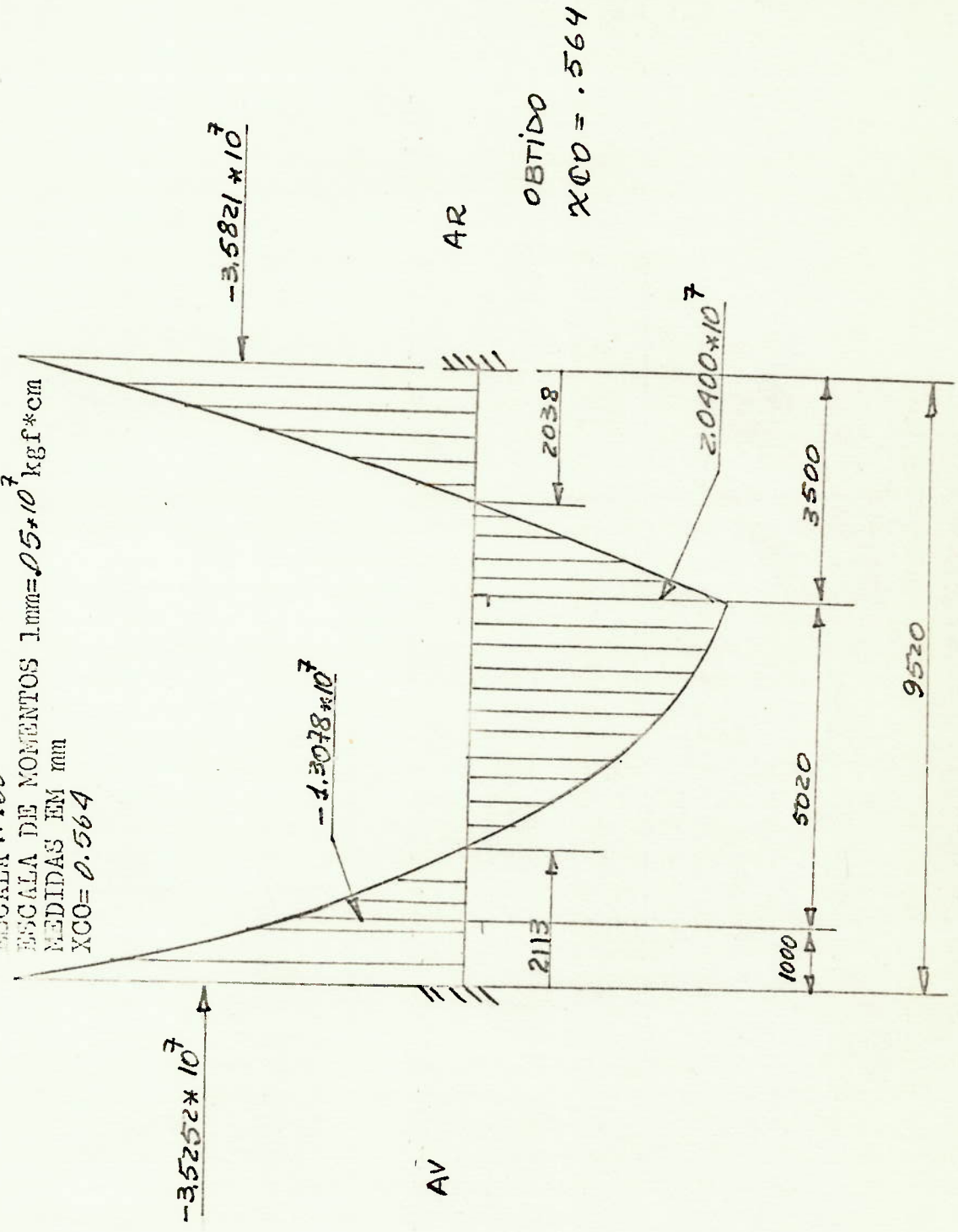
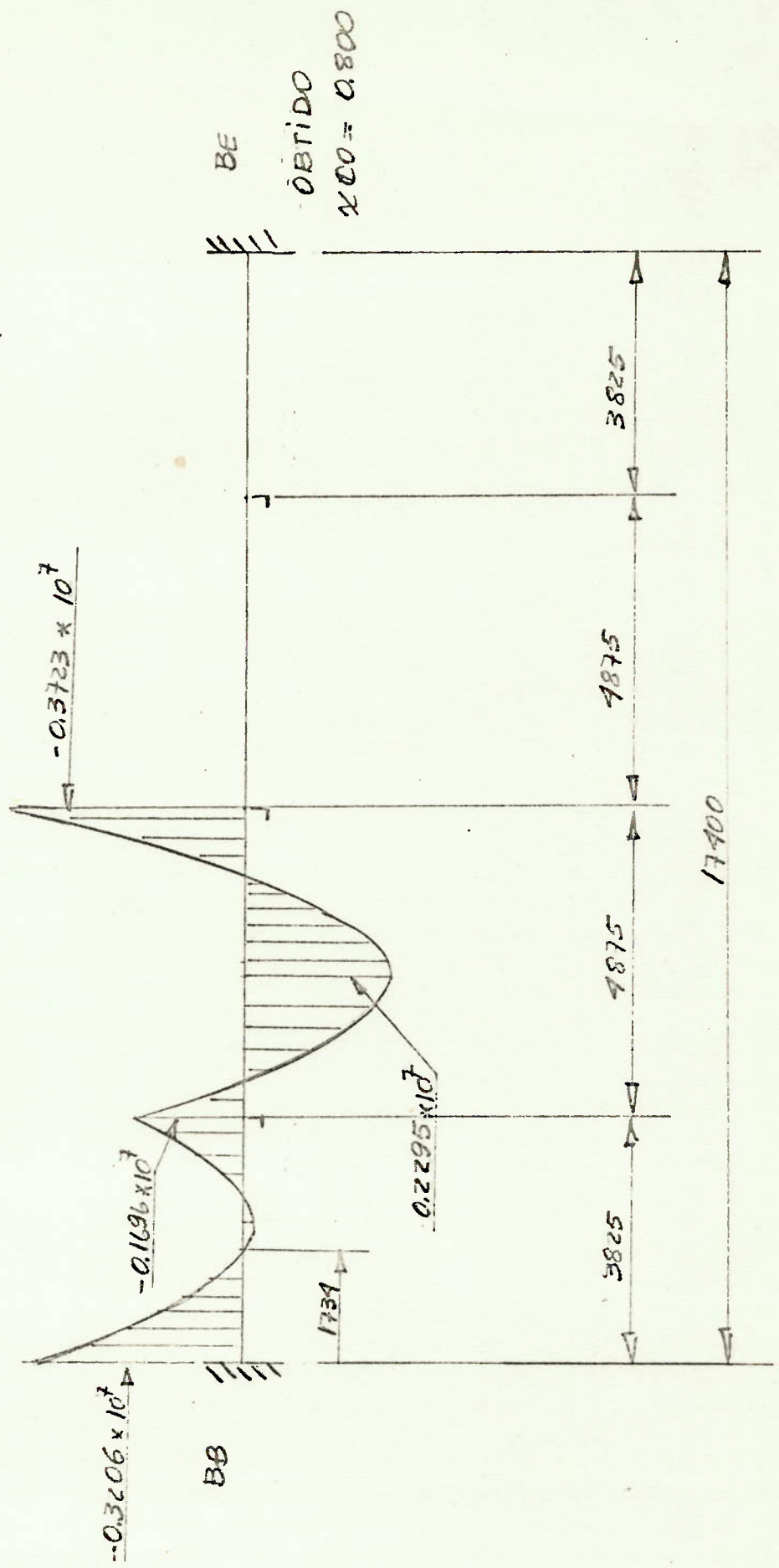


Fig. 4.18

NÍVIO TÁBUA DE 116000 TPB  
 GRÁFICA DE MOMENTOS FLETORES  
 CARGA DO TÁBUA GERAL  
 BARRA Nº 4  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1 x 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.830



BE  
 OBTIDO  
 XCO = 0.800

FIG. 4.19

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETTORES  
 GRELHA DO TAPQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 5  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.02 x 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.685

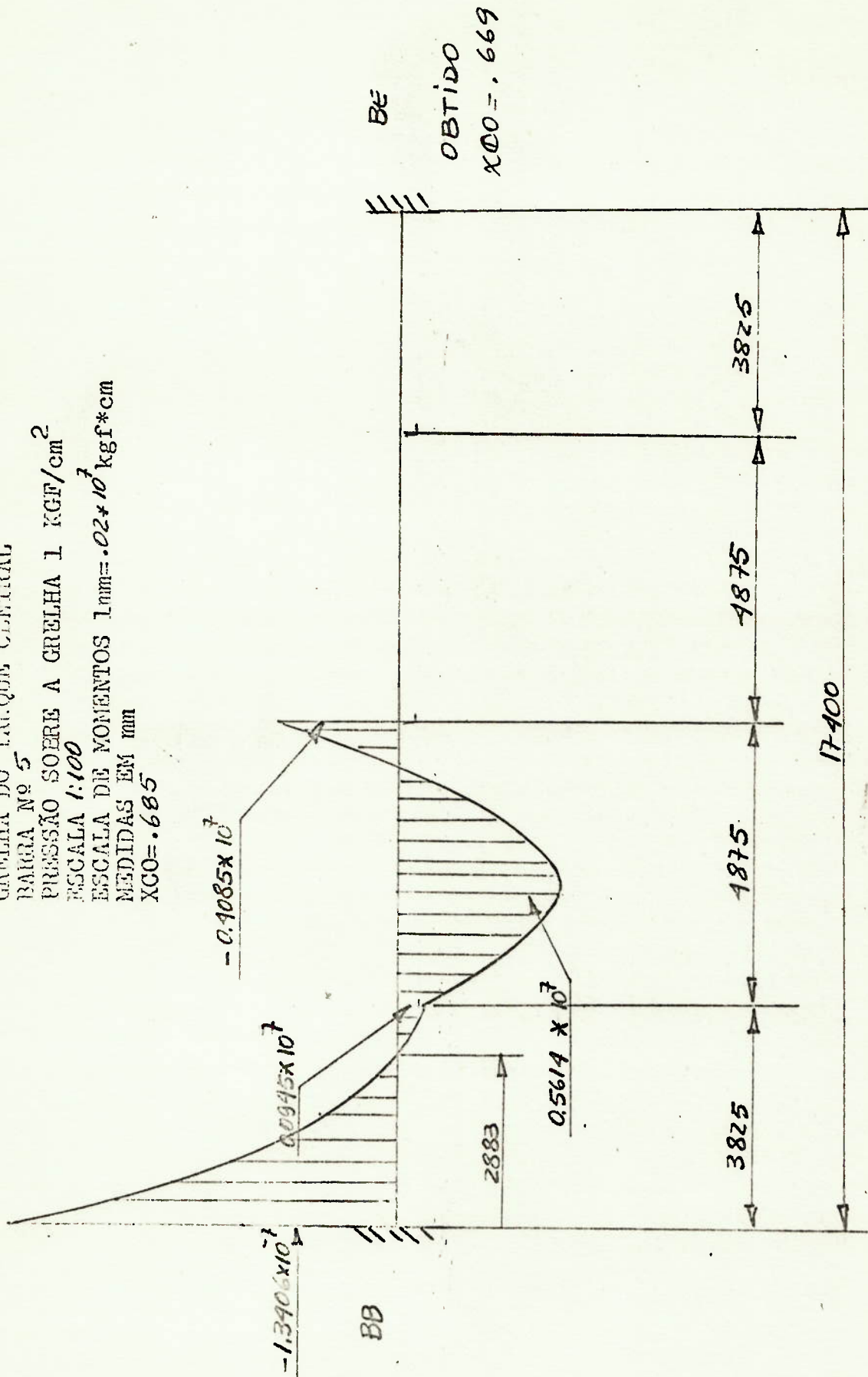


Fig. 4.20

A Tabela 4.1 resume os valores de XCO obtidos nos diagramas 4.5 a 4.20.

VIGA	XCO Inicial	1a.Iteração	2a.Iteração
1	0.6	0,576	0,576
2	0.6	0,564	0,564
3	0.6	0,576	0,576
4	0.6	0,805	0,800
5	0.6	0,670	0,669

VIGA	XCO Inicial	1a.Iteração	2a.Iteração
1	0.8	0,576	0,576
2	0.8	0,564	0,564
3	0.8	0,576	0,576
4	0.8	0,830	0,800
5	0.8	0,685	0,669

Tabela 4.1

Como se vê, a partir de diferentes valores iniciais, os valores de XCO convergem rapidamente para um mesmo valor.

A seguir estão os diagramas obtidos utilizando-se os valores definitivos de XCO, para mostrar a estabilidade no ponto de convergência.

Diagramas de momento fletor obtidos com  $XCO = 0.8$  para todas as vigas da grelha principal do tanque central (tanque nº 8 ou nº 11 da Figura 4.1), sem levar em conta as deflexões por força cortante.

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRUHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 123  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.05\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.8

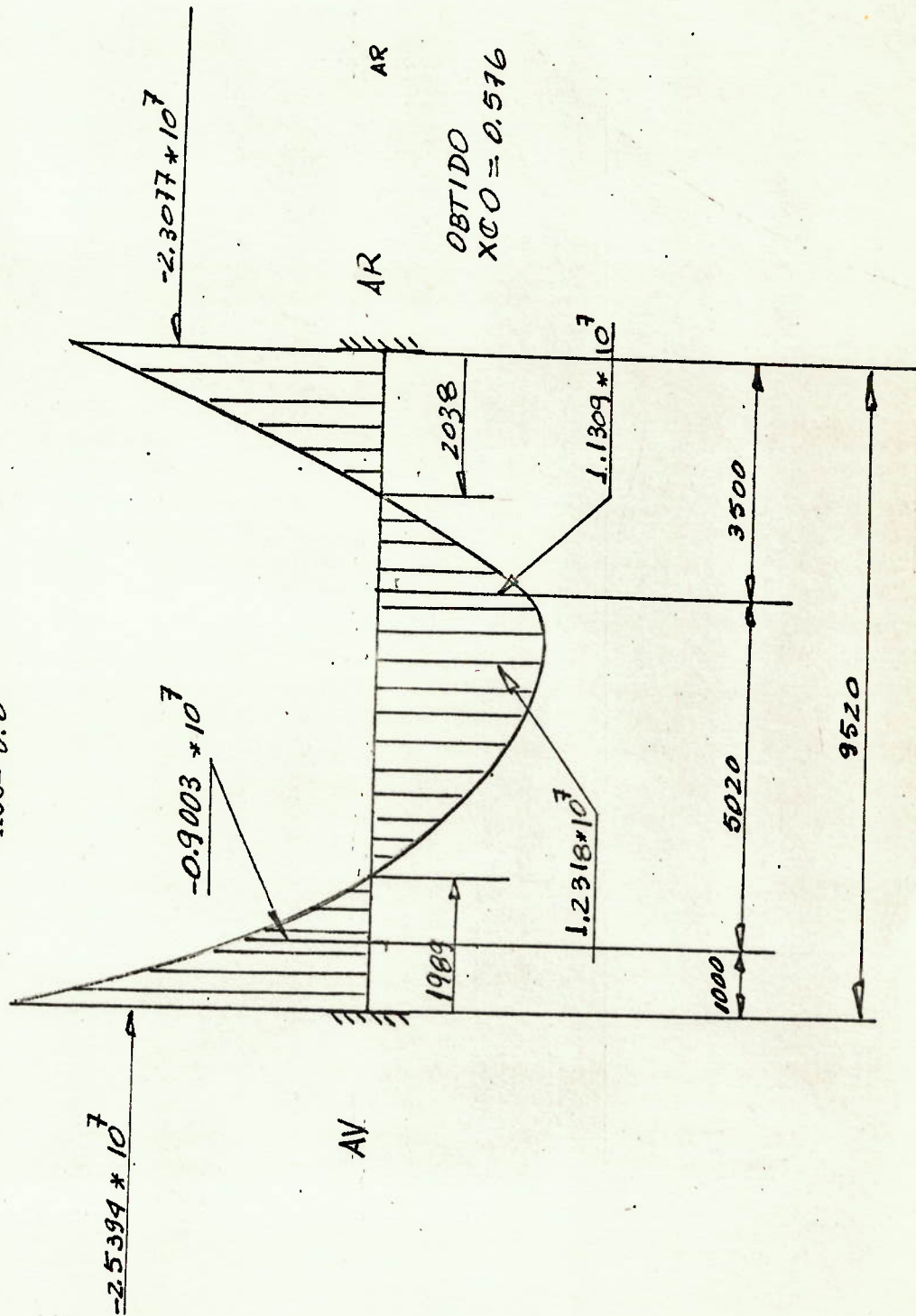


Fig. 4.13

TAVO TANQUE DE 11600 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TACOQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.05 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM MM  
 XCO = 0.8

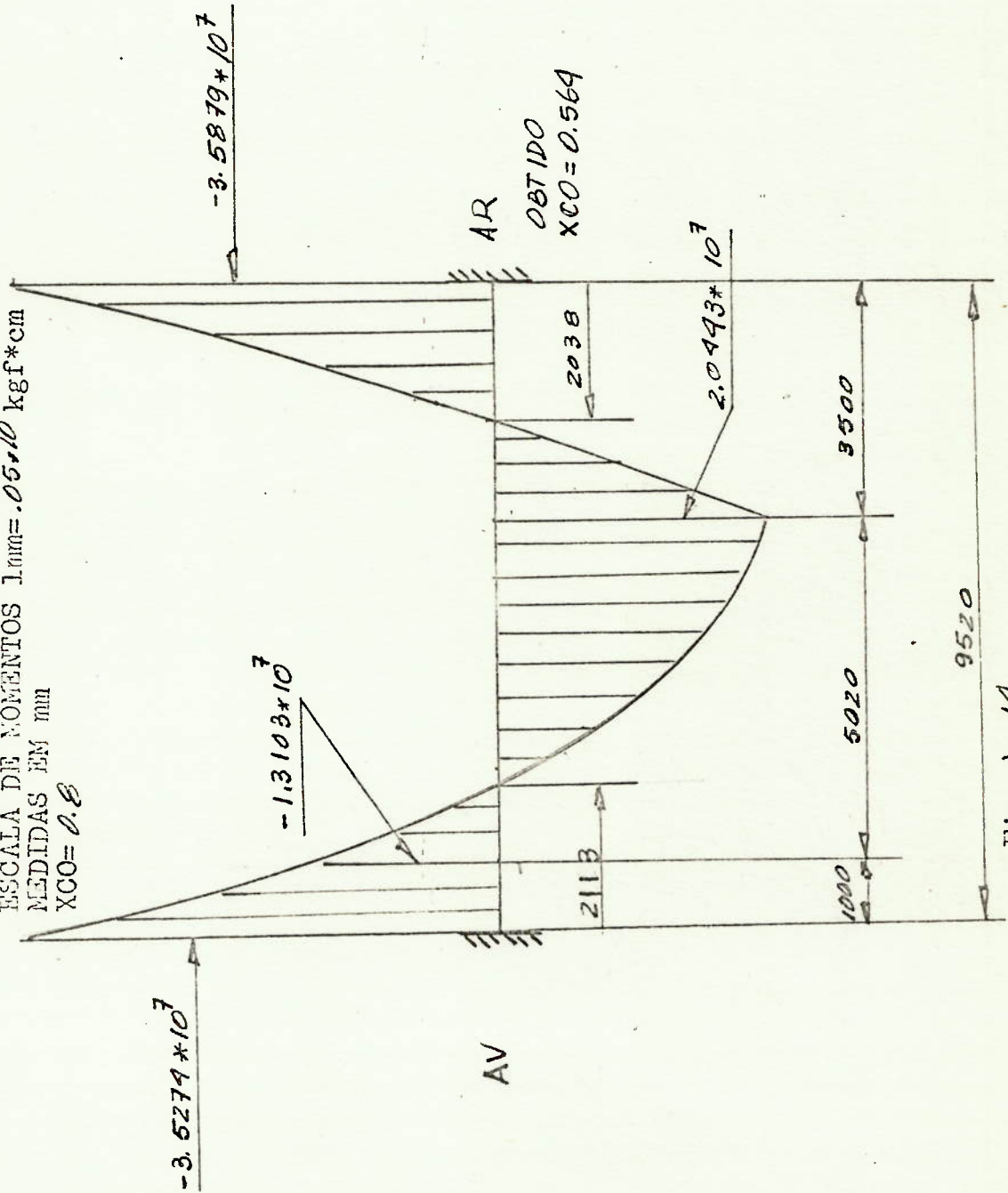


FIG. 4.14

NAVIO TANQUE DE 11600 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 4  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.01x10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.0

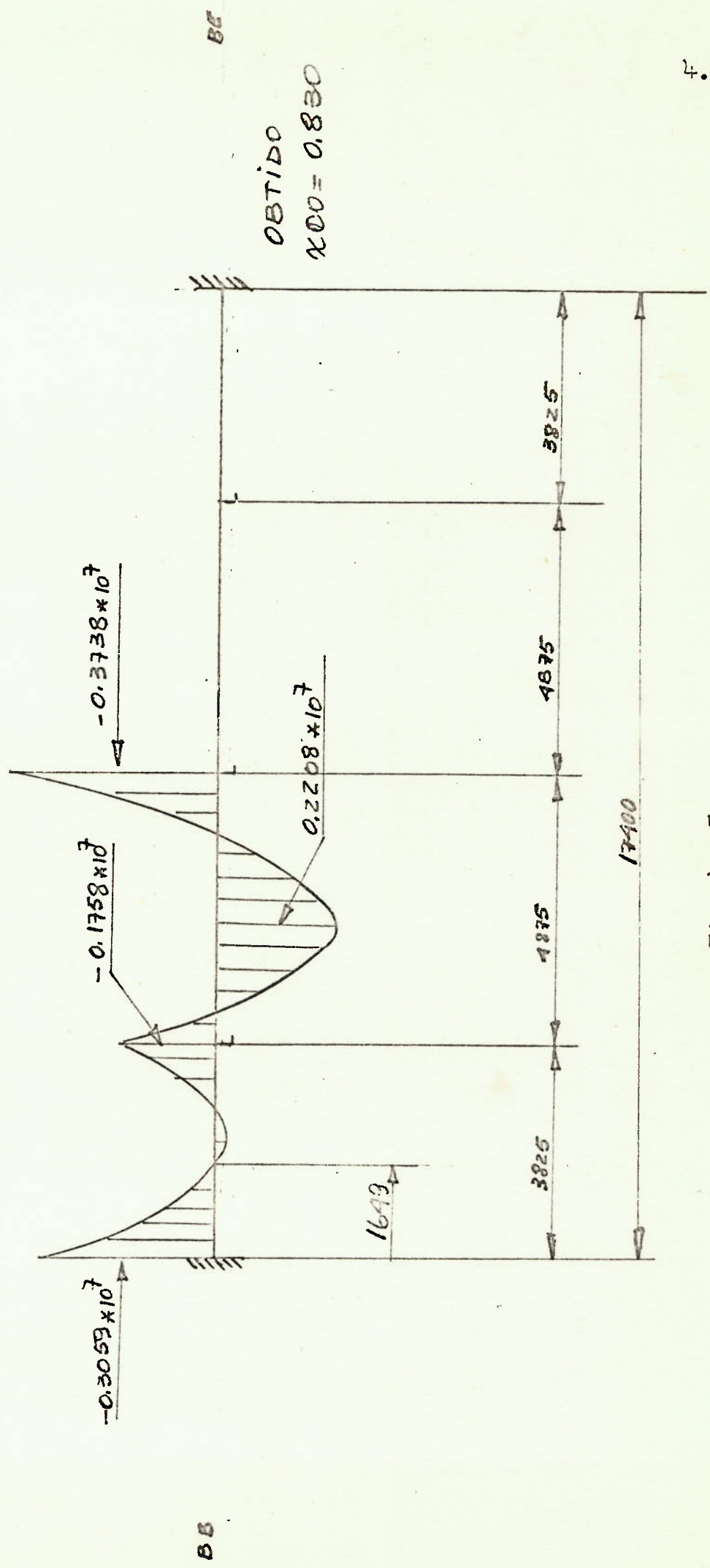
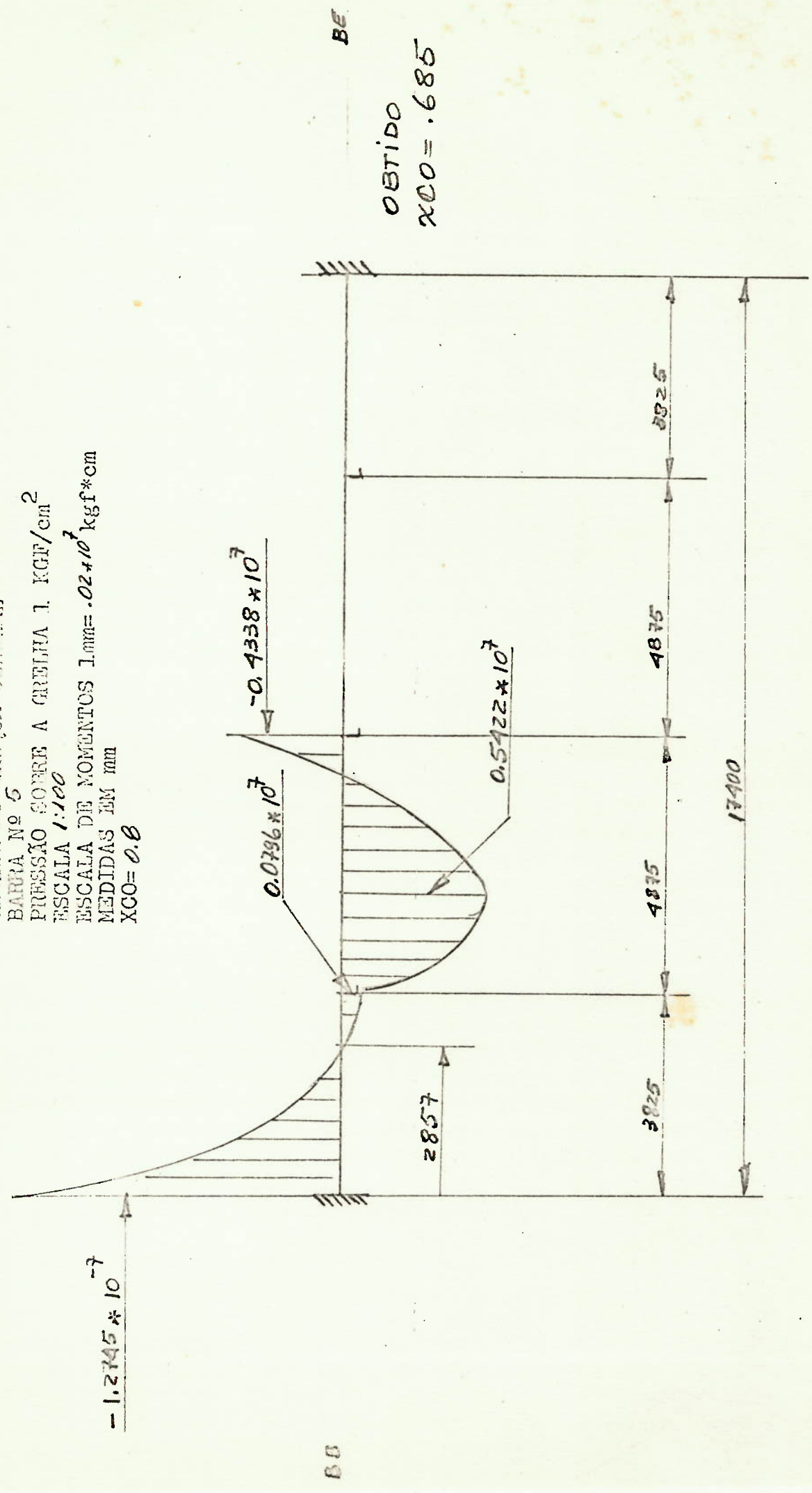


Fig. 4.15



CÁLCULO DE MOMENTOS DE TORÇÃO EM UM EIXO DE 16000 TPB  
 DE ACHATAÇÃO 3 E ELEMENTOS TUBO-CHAVES  
 CREMILHA DO EIXO DO EMBALAJE COMERCIAL  
 BARRA Nº 5

PRESSÃO SOBRE A CREMILHA 1. KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = .02 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8



OBTIDO  
 XCO = .685

Fig. 4.16

Diagramas de momento fletor.

Grelha principal do tanque central.

Primeira iteração (XCO inicial 0.8).

Valores de XCO utilizados:

VIGA	1	2	3	4	5
XCO	0.576	0.564	0.576	0.830	0.685

(Sem considerar as deflexões devidas à força cortante).

LAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GALHEIA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 1 e 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm =  $0.5 \times 10^7$  kgf\*cm  
 MEDIDAS EM MM  
 XCO = 0.576

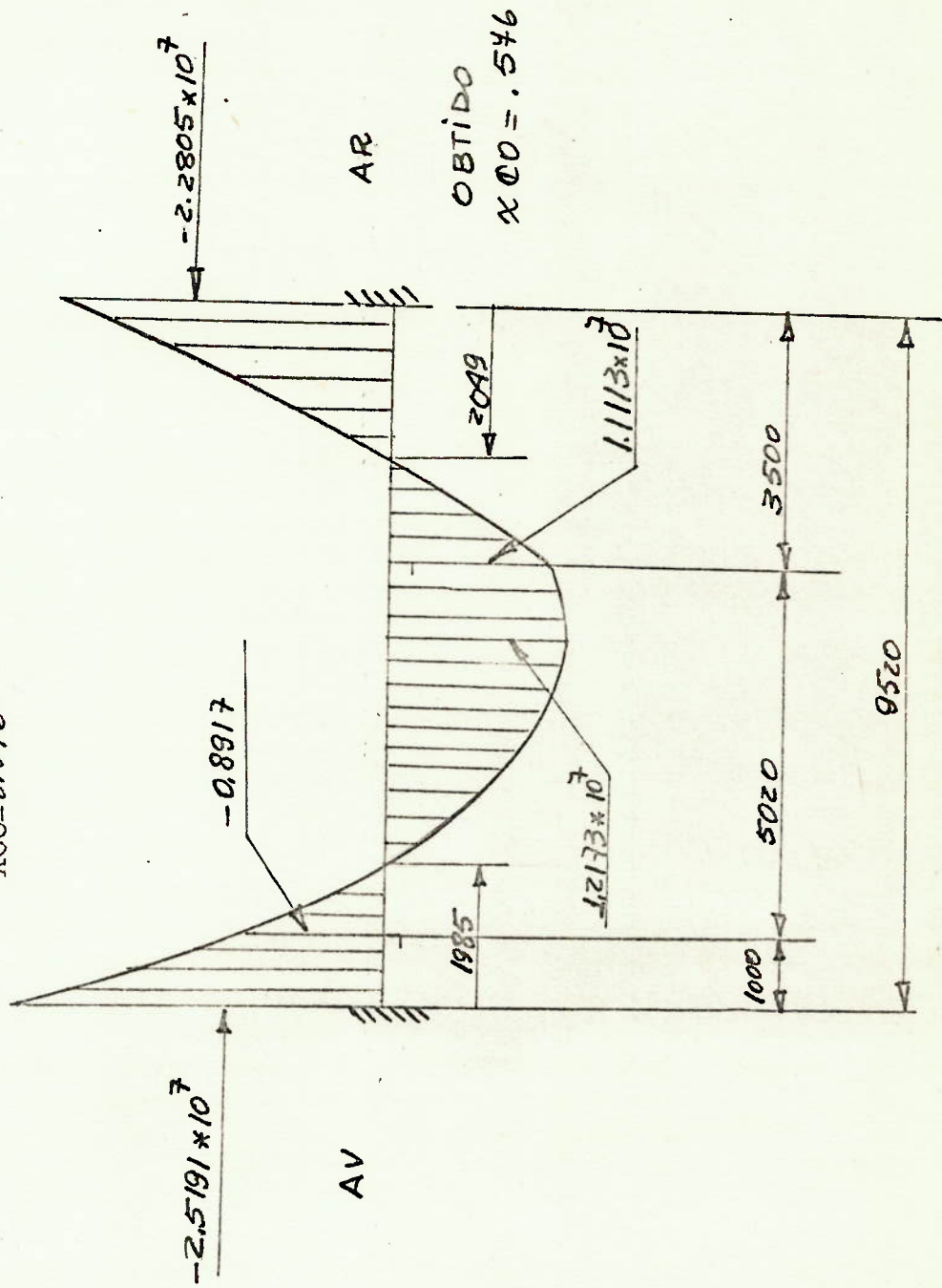


Fig. 4.17

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 FIGURA 4  
 RESSAIO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1 mm = .01 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM MM  
 XCO = 0.6

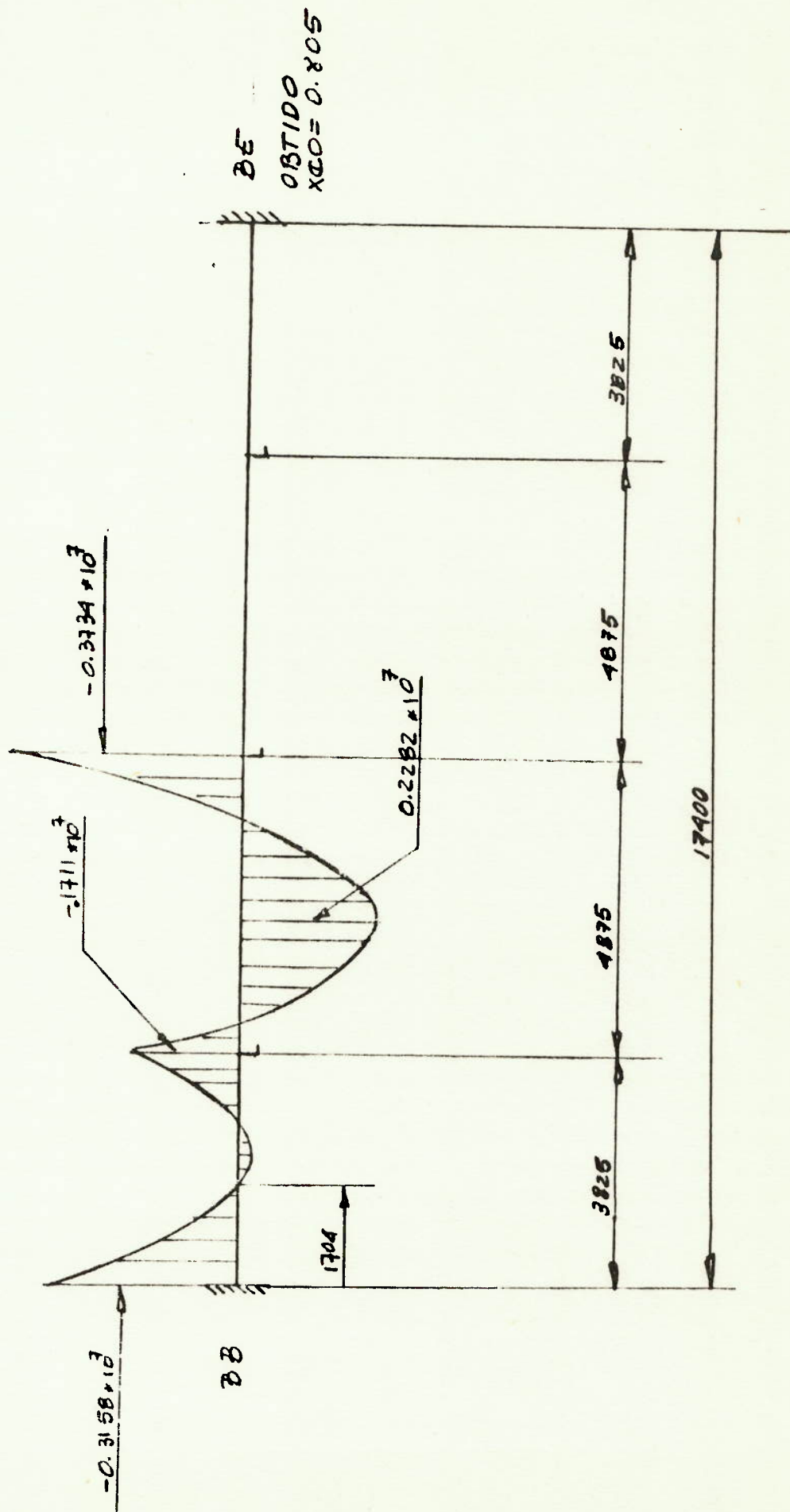


Fig. 4.7

NAVIO TANQUE DE 11600 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 5  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.2 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.6

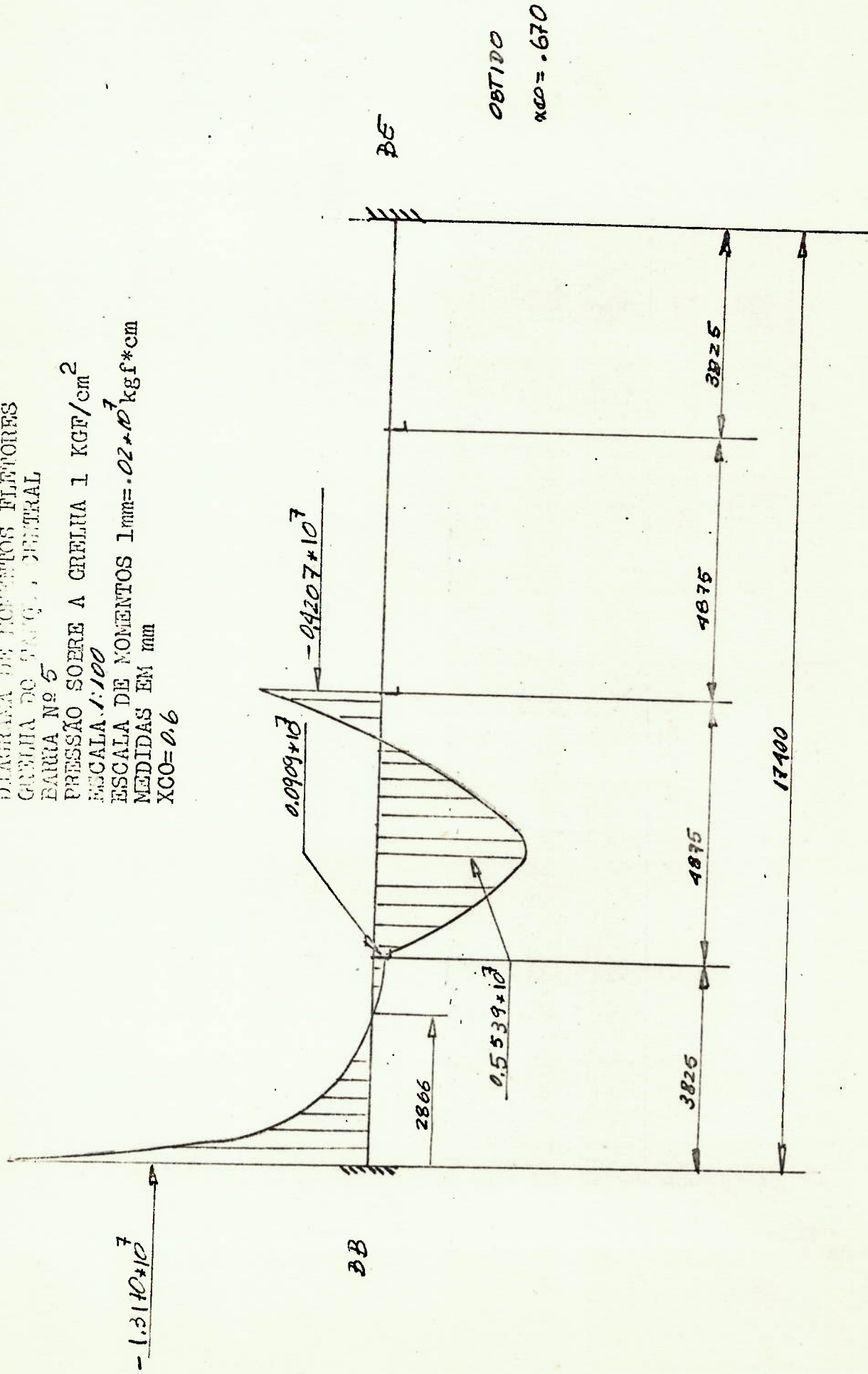


Fig. 4.8

Diagramas de momento fletor.

Grelha principal do tanque central.

Primeira iteração (XCO inicial 0.6).

Valores de XCO utilizados:

VIGA	1	2	3	4	5
XCO	0.576	0.564	0.576	0.805	0.670

(Sem considerar as deflexões devidas à força cortante)

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 CENTRAL DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 123  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.5x10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.576

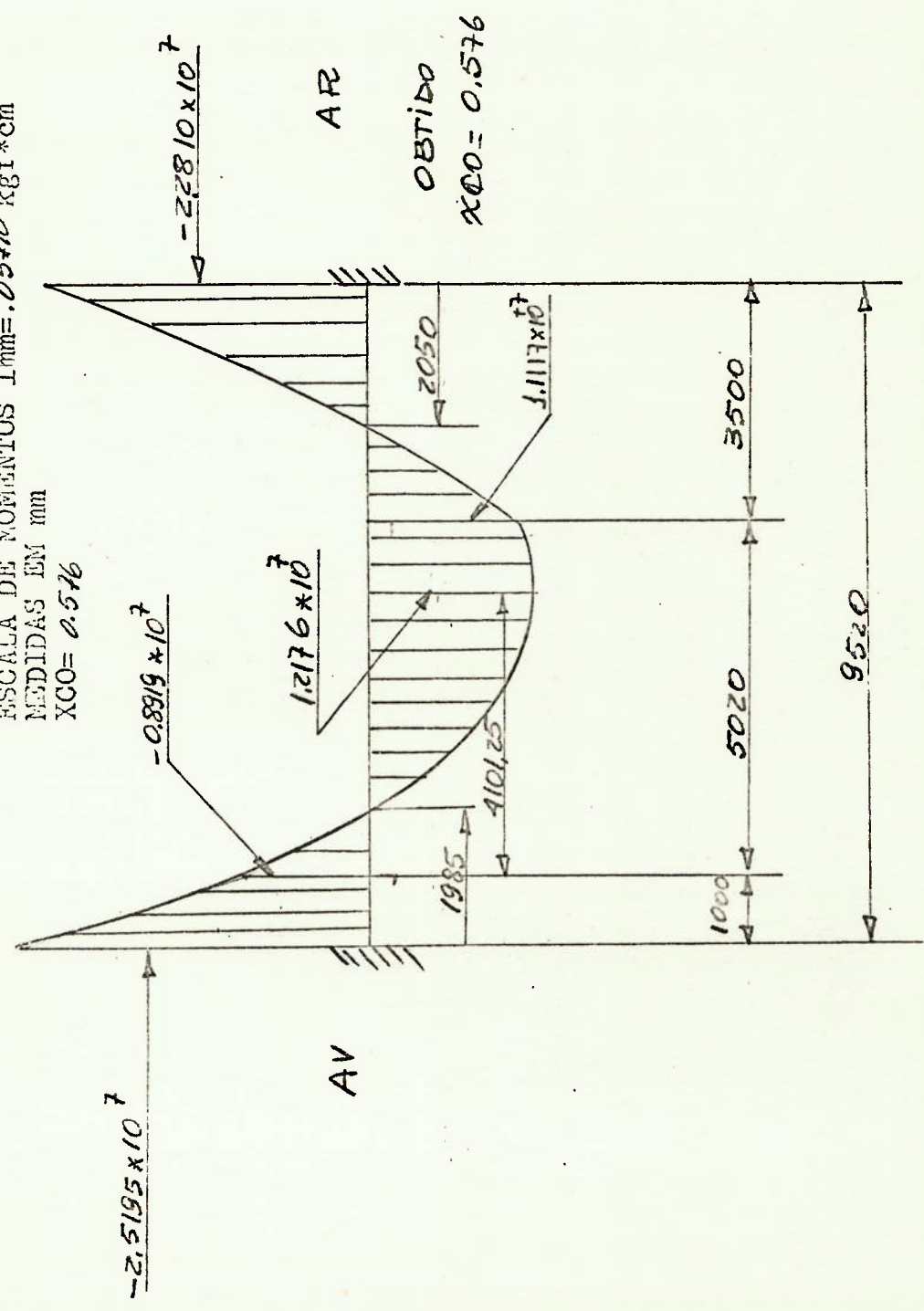


Fig. 4.9

NAVIO TATQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TATQUE CENTRAL  
 BARRA N<sup>o</sup> 2

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm =  $.05 \times 10^7$  kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.564

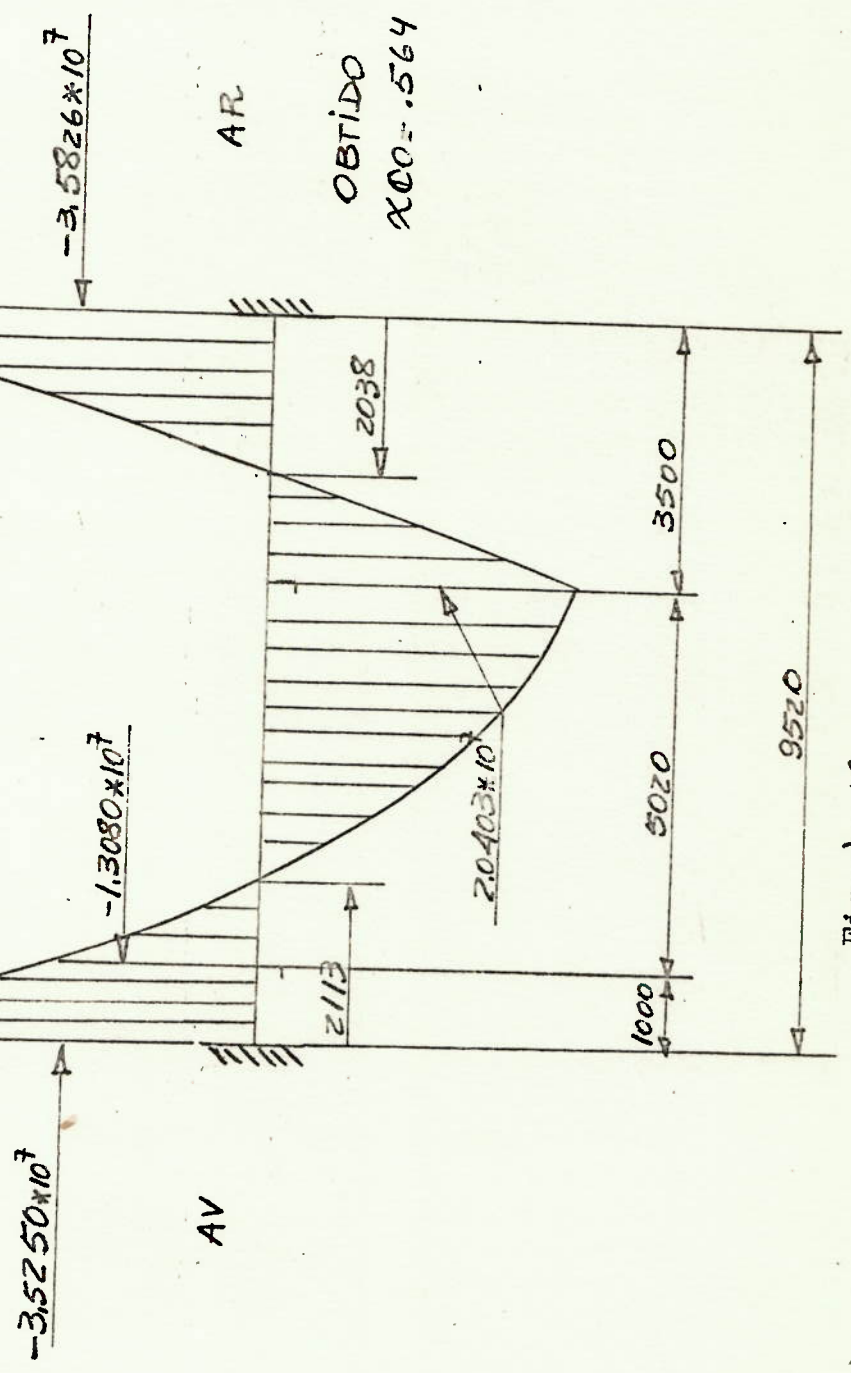


Fig. 4.10



BAVIO TAIQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TAIQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 4  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.1\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.805

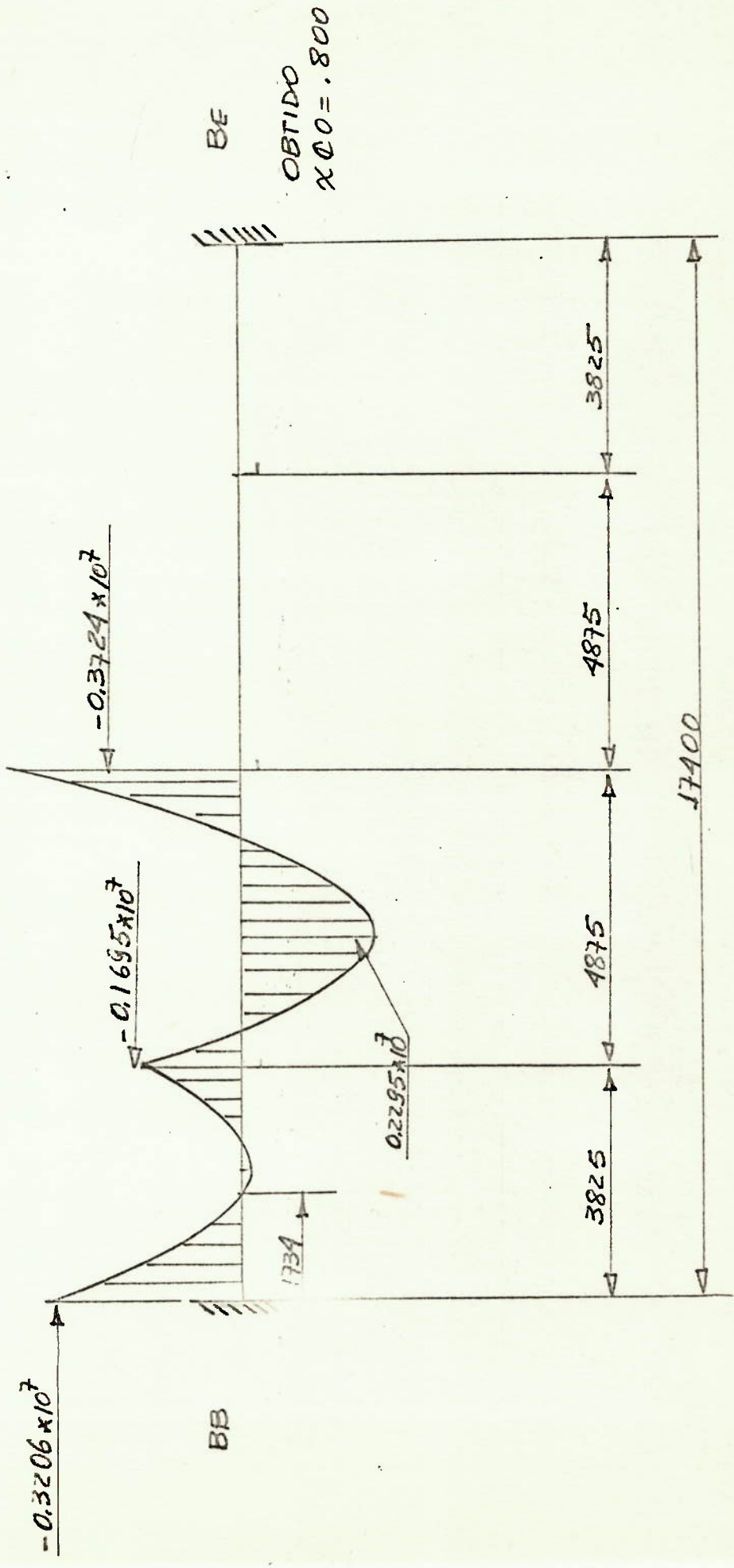


Fig. 4.11

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 5  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = .02 x 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.670

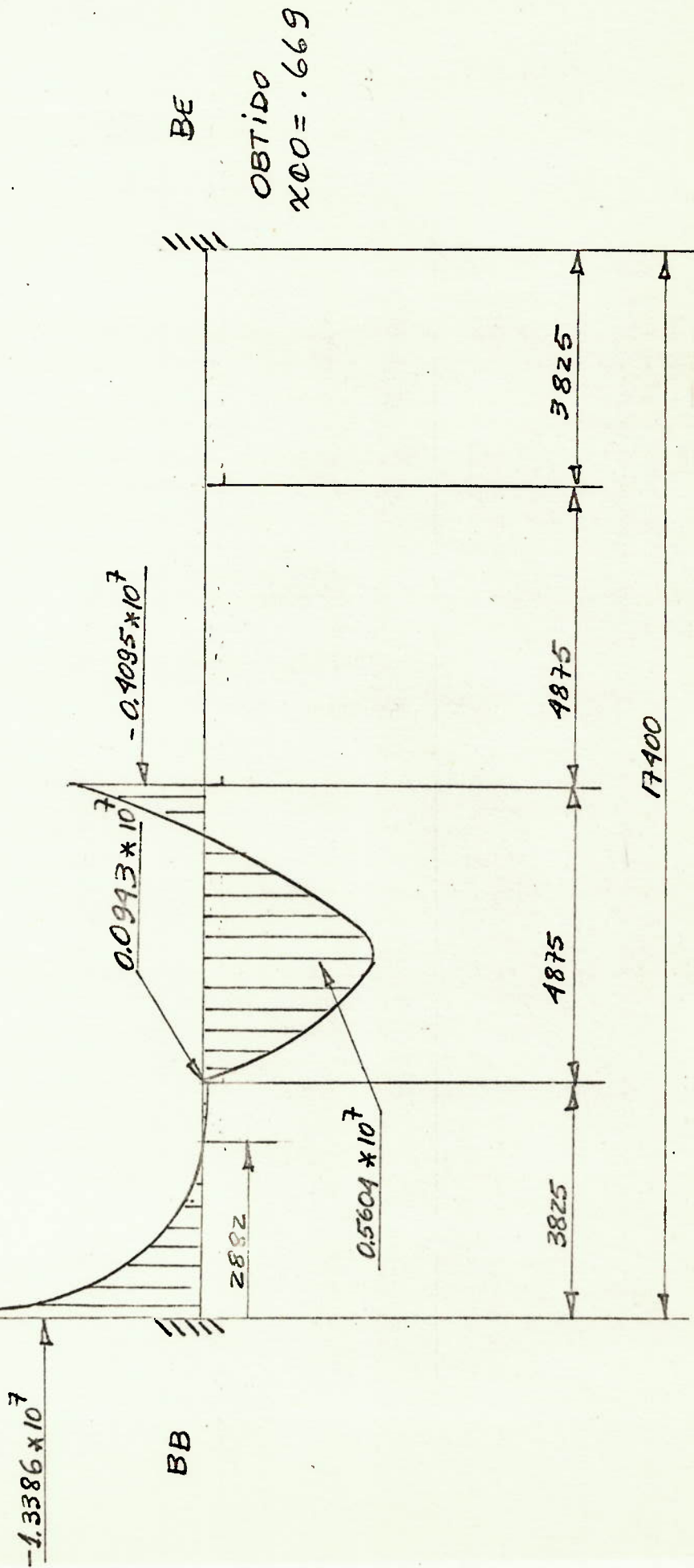


Fig. 4.12

mas de momento fletor em cada uma das vigas que constituem a grelha, com exclusão do método da placa ortotrópica, cujo resultado é exposto por meio de tabela de tensões. Haverá um esquema da grelha idealizada precedendo cada série de resultados.

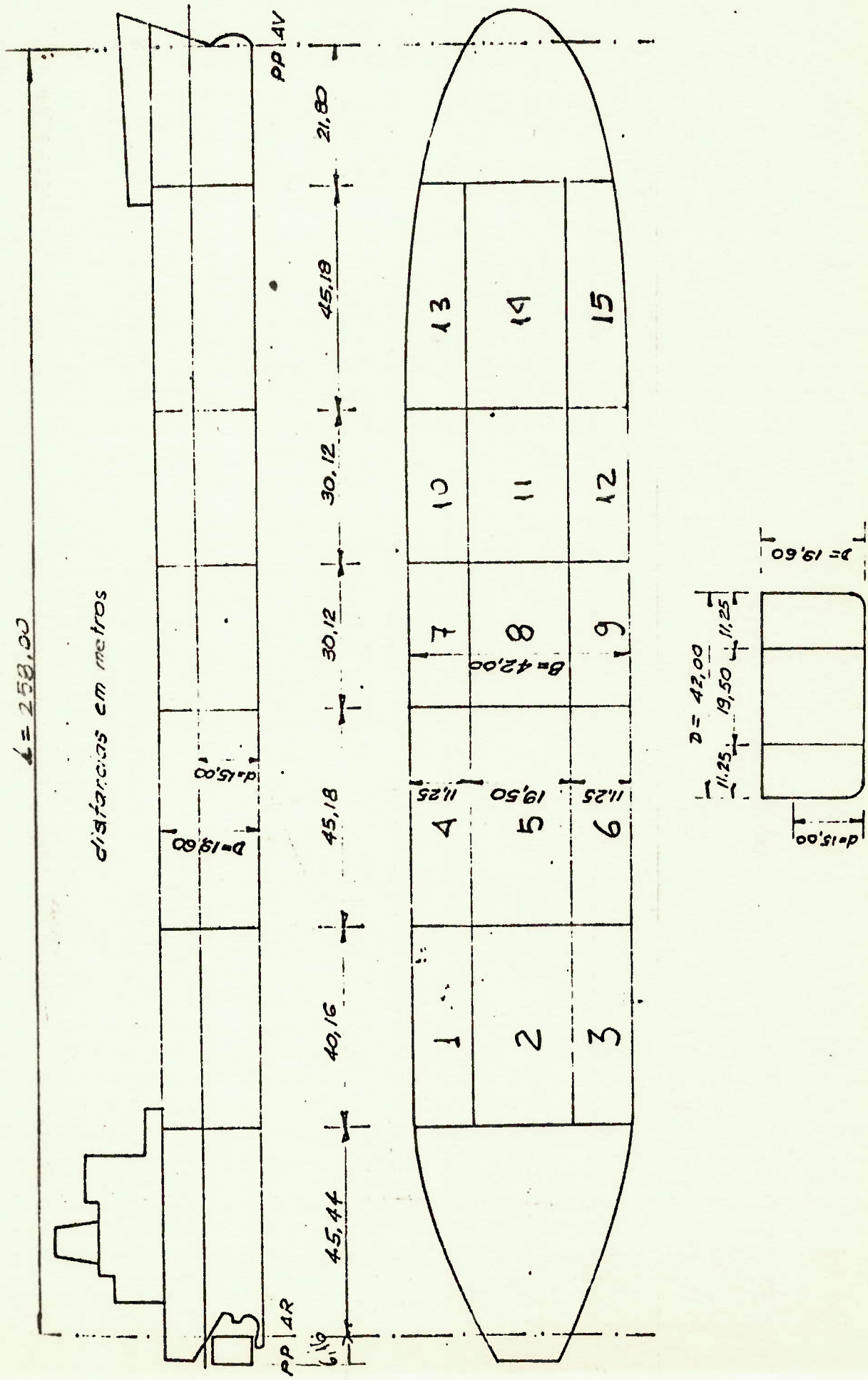
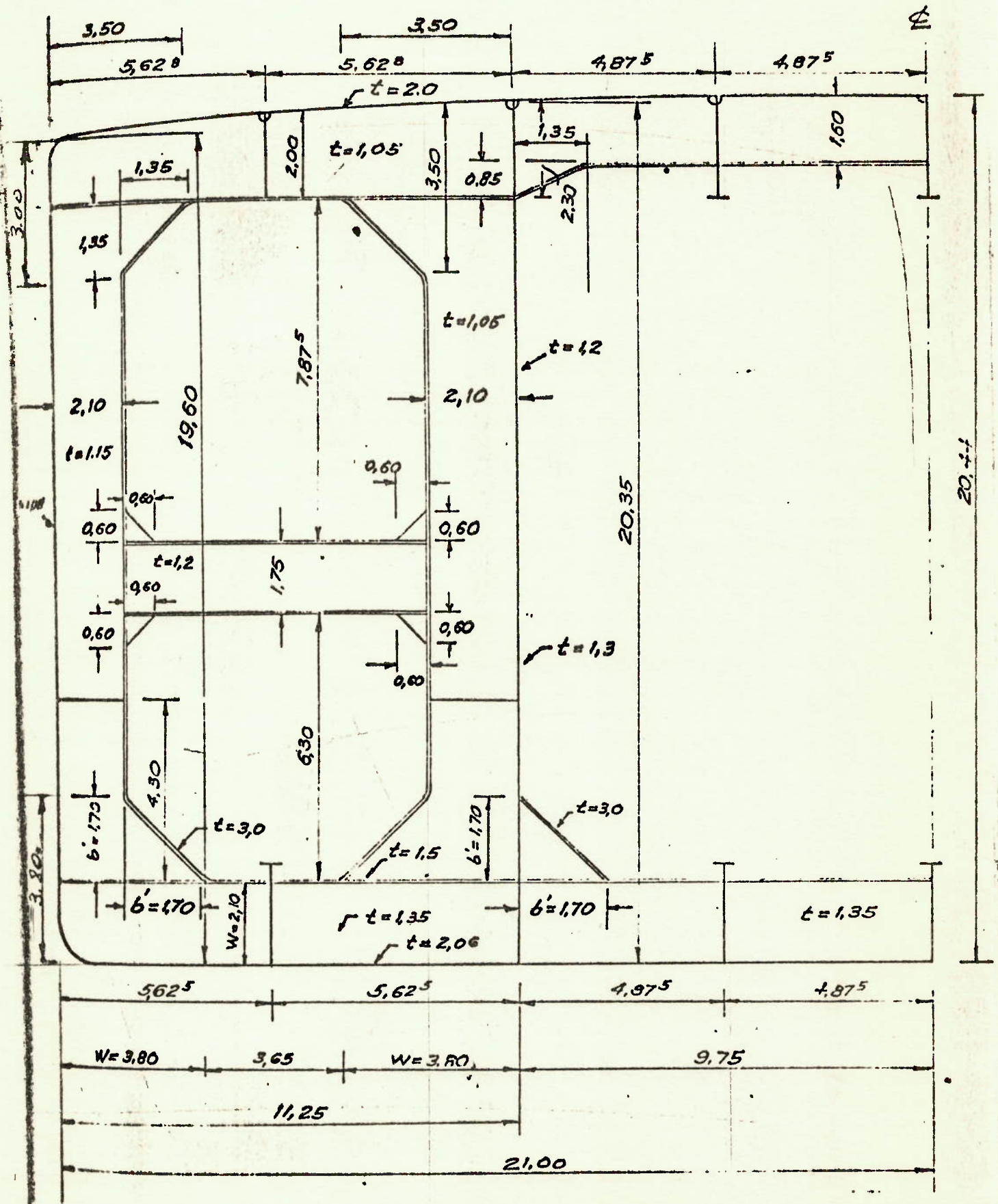


FIG. 4.1



Distancias: - m  
 Espessuras: - cm

FIG A-2

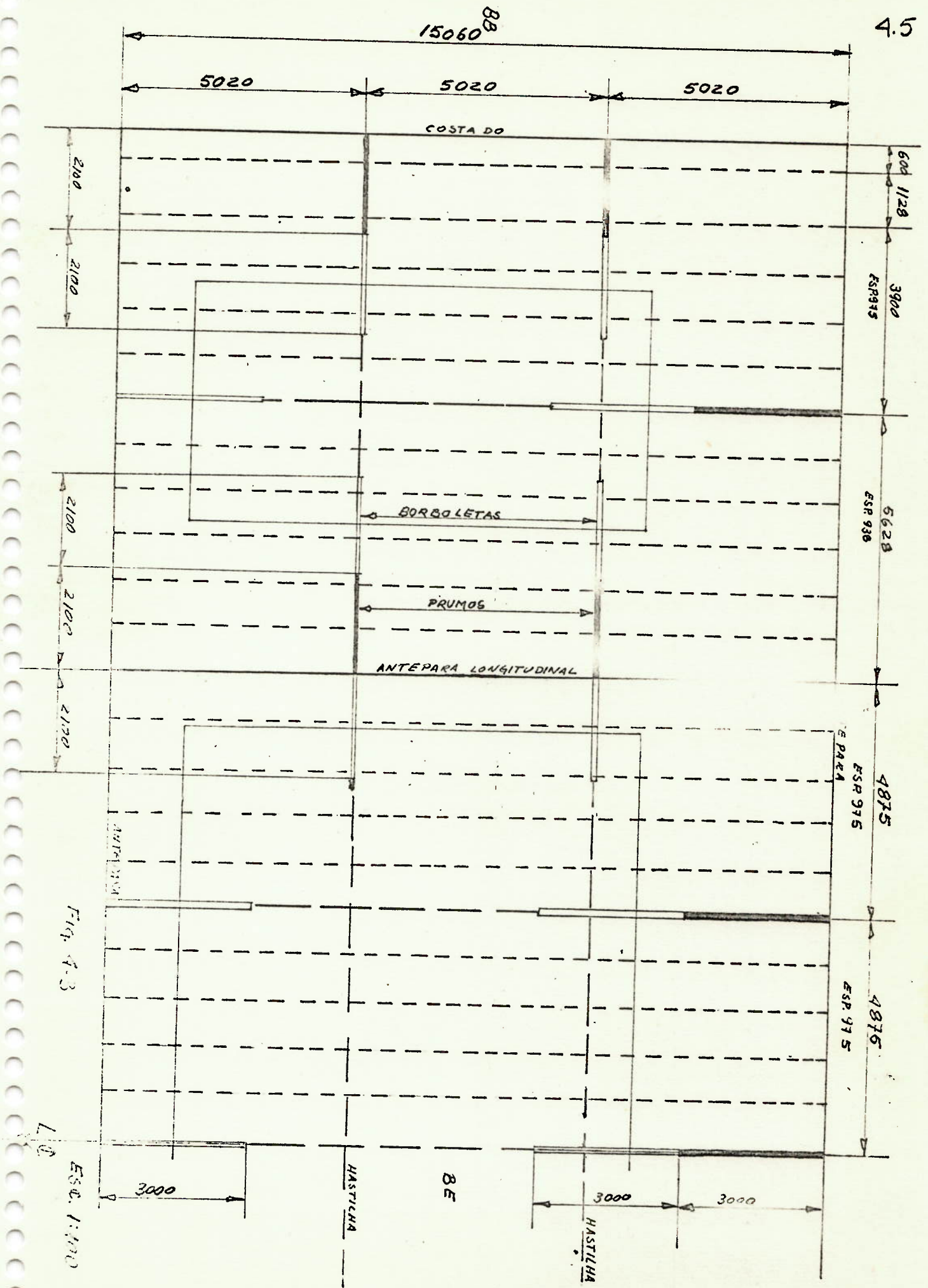


Fig. 4.3

ESL. 1:100

LN

#### 4.2 DETERMINAÇÃO DA LARGURA EFETIVA POR CONVERGÊNCIA

Como foi visto no Capítulo III, ítem 3.3, um dos dados para a determinação da largura efetiva é a distância entre pontos de momento fletor nulo ( $L_0$ ). Este dado só pode ser conhecido após a solução da grelha. Em geral, o que é feito é atribuir um valor estimado de  $L_0$ . Devido à grande importância do valor da largura efetiva para o cálculo das tensões, sugerimos o cálculo de  $L_0$  por iteração. Isto será válido se o valor de  $L_0$  convergir para o mesmo ponto, independentemente do valor inicial atribuído.

Para verificação dessa convergência foram estudadas três grelhas: a principal do tanque central, a principal do tanque lateral e uma grelha secundária do tanque lateral.

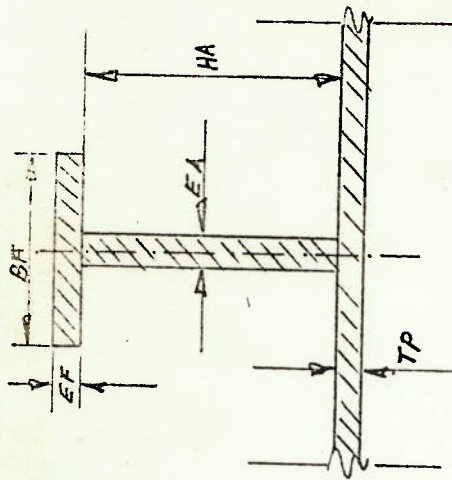
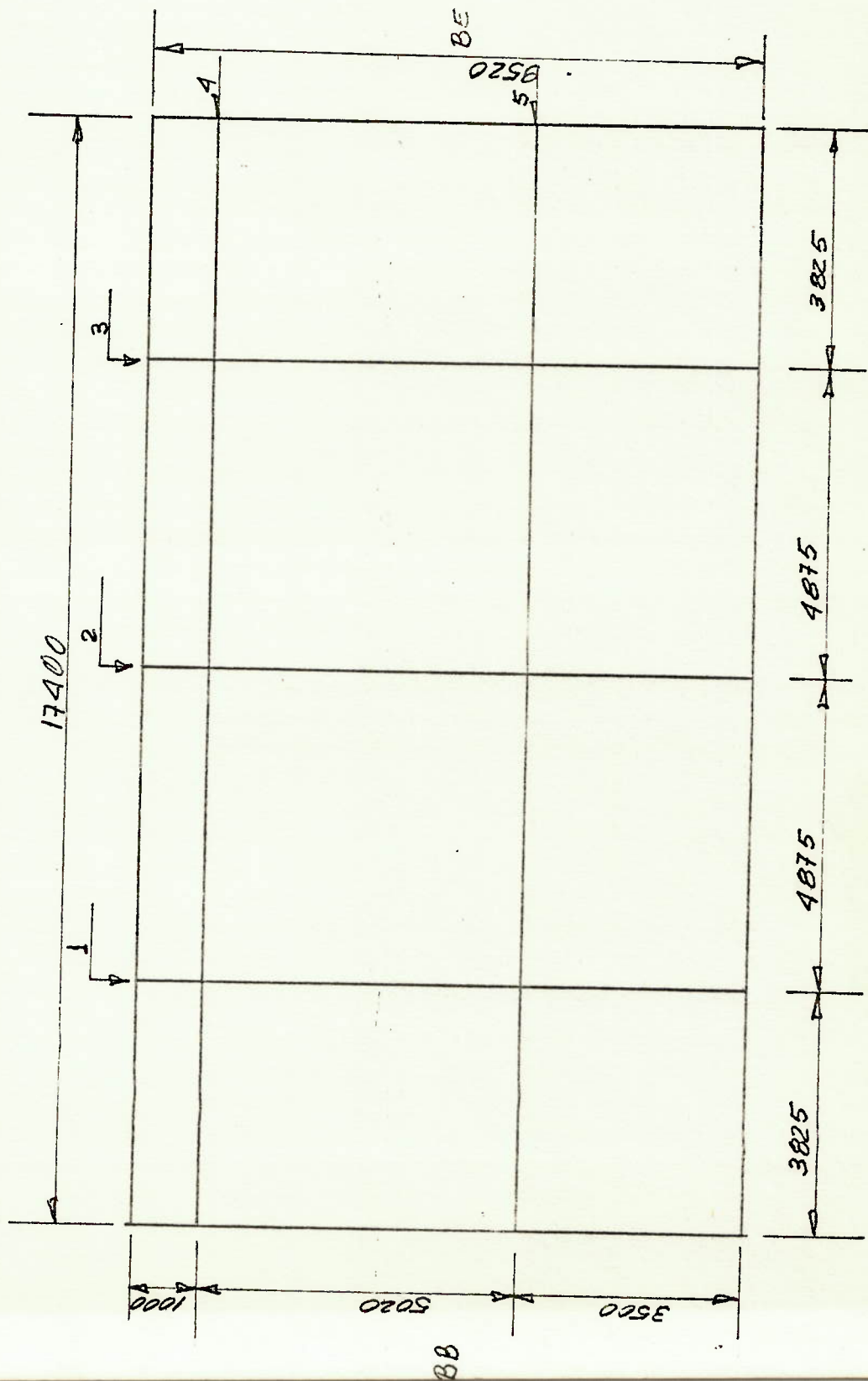
O método utilizado foi estudar a convergência de  $L_0$ , partindo dos valores de 60% do vão para todas as barras, e depois, partindo de 80% do vão para todas as barras. Isto foi feito separadamente, usando duas considerações:

- a) sem levar em conta as deformações por força cortante;
- b) levando em conta estas deformações.

Para a grelha secundária atribuíram-se valores iniciais de  $L_0$ , de modo a obter convergência mais rápida.

O método de solução foi o da flexibilidade, e XCO nos gráficos representa  $L_0/L$ , onde  $L$  é o vão total da viga.

GRELHA DO FUNDO  
TANQUE CENTRAL (TANQUES 8 ou 11)



	HA	EA	BF	EF	TP
1	2450	17,6	400	21,6	21,83
2	2450	17,6	400	21,6	21,83
3	2450	17,6	400	21,6	21,83
4	2100	11,5	400	27,6	21,83
5	2100	11,5	400	27,6	21,83

Fig. 4.4

MEDIDAS EM m.mv  
ESCALA 1:100



Diagramas de momento fletor obtidos com  $XCO = 0.6$  para todas as vigas da grelha principal do tanque central (tanque nº 8 ou nº 11 da Figura 4.1), sem levar em conta as deflexões por força cortante.

NAVIO TANQUE DE LIGADO TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRUPO DO TANCQUE GERAL

BARRA Nº 123

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.05\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.6

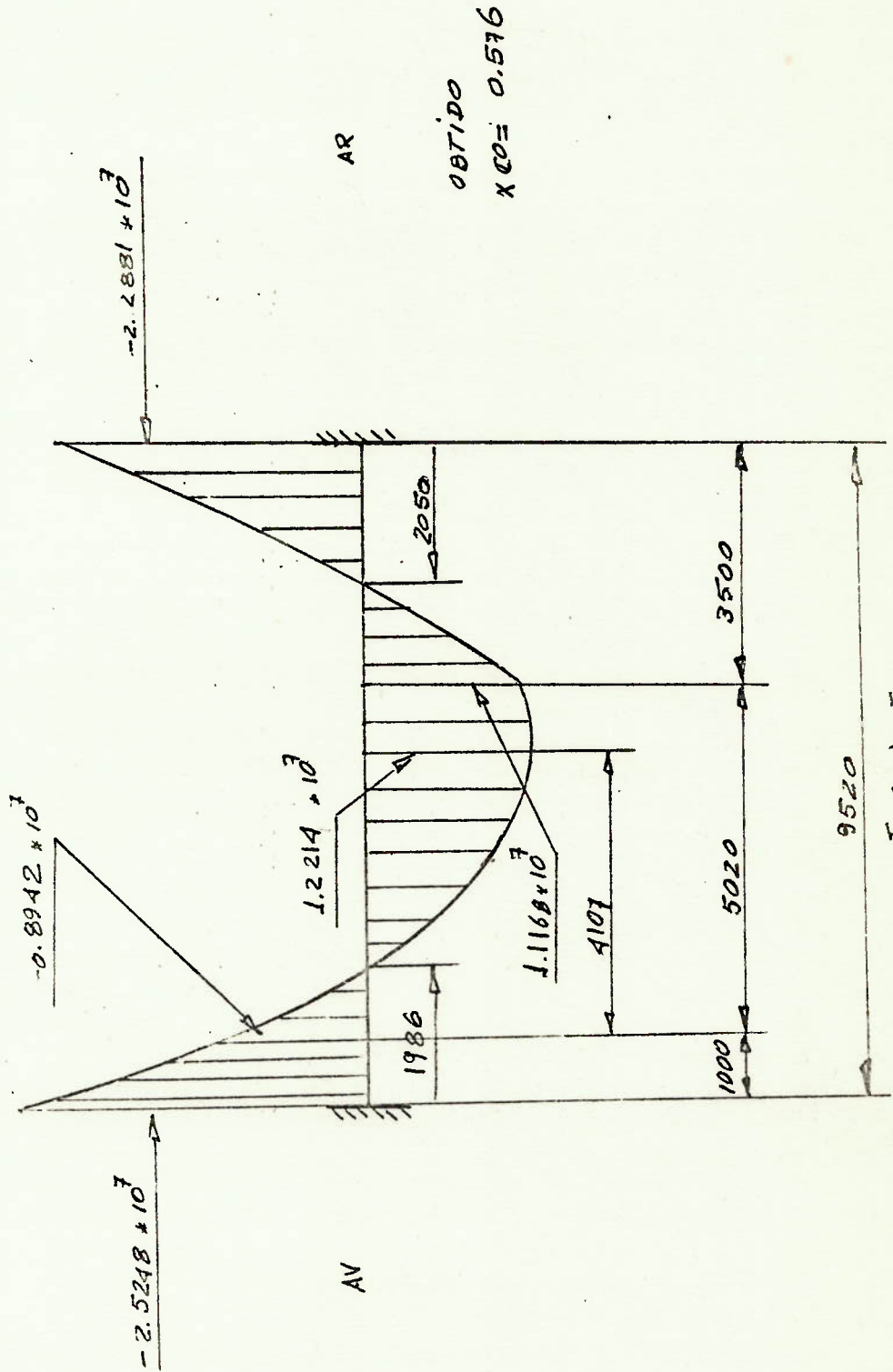


Fig. 4.5

NAVIO T. 107 E DE 11600 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRUPO Nº 20 TUBO Nº 1 GERAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GREIJA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.5x10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.6

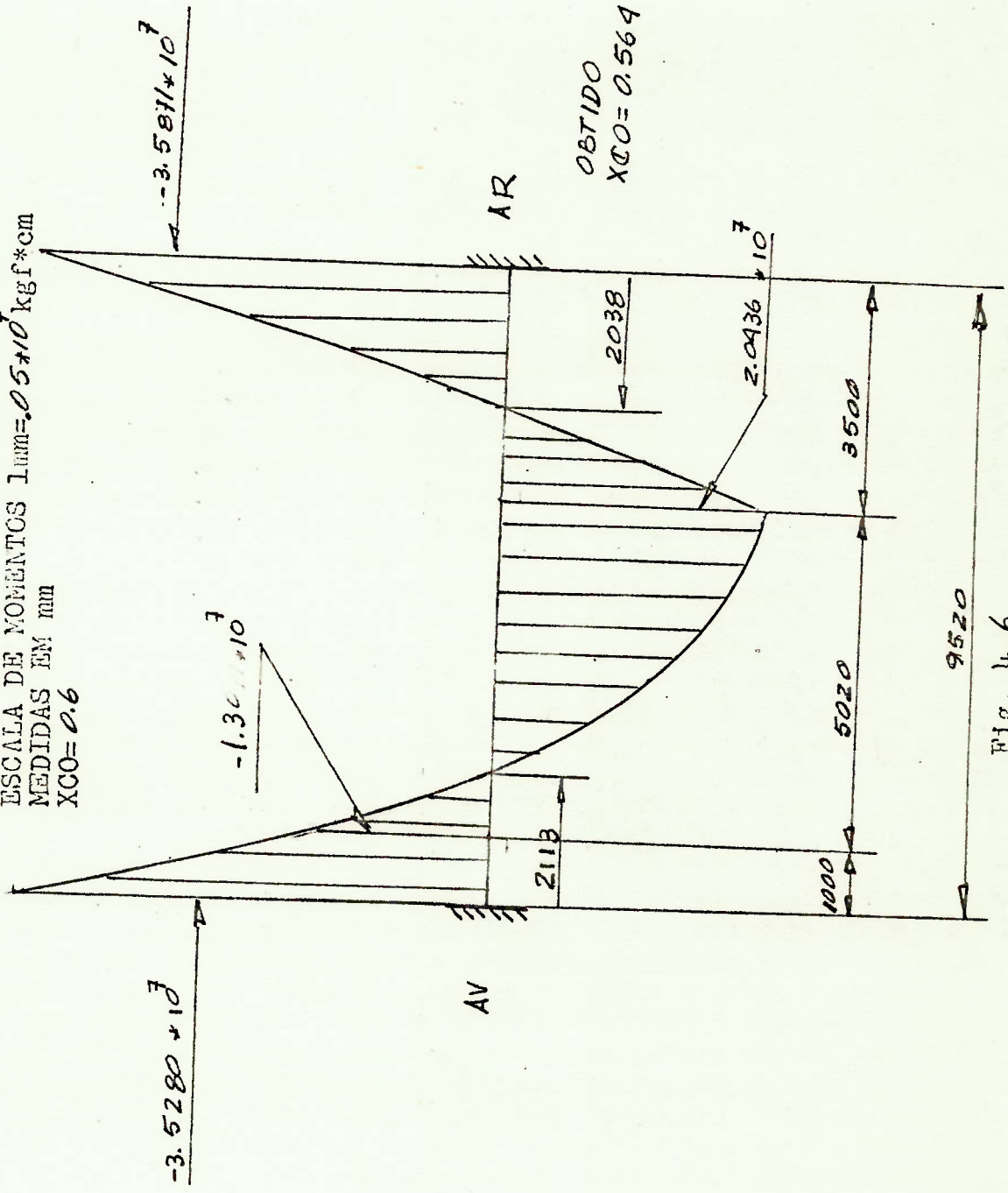


FIG. 4.6

Feitas estas considerações, a equação 3.20 pode ser escrita na forma

$$\frac{\lambda}{b} = \frac{\sum \frac{K_n \lambda_{n/b}}{(\lambda_{n/b}) + \beta}}{\sum K_n / (\lambda_{n/b} + \beta)}$$

onde  $K_n$  depende da forma do carregamento, do tipo de perfil, e  $\lambda_n$  da geometria (caso 1, 2 ou 3) e do vão  $L_0$ .

Dessa forma, é possível para cada caso e tipo de carregamento, traçar a curva que relaciona  $\lambda/b$  com  $L_0/b$  para cada valor de  $\beta$ .

Quando isto é feito para carga uniformemente distribuída ( $K_n = (-1) \frac{n-1}{2} \frac{1}{m^3}$ ) as curvas independem de  $\beta$ .

A principal dificuldade na aplicação dos resultados do Prof. SCHADE para a resolução de grelhas chapeadas está no desconhecimento do valor  $L_0$ . De fato, o diagrama de momentos fletores em cada barra dependerá da rigidez relativa das barras, e, portanto, da largura efetiva considerada. Esta dificuldade será superável por cálculos reiterativos se houver convergência nos valores de  $L_0$  obtidos.

Para verificação desta convergência, foram analisadas três grelhas do fundo de um navio petroleiro. A resolução da grelha foi feita utilizando-se o programa exposto no Apêndice I. Os valores de  $L_0$  são estudados pela razão  $XCO = L_0/L$ , onde  $L$  é o vão real da viga.

Foram feitas ainda as seguintes hipóteses:

a) A largura efetiva é constante ao longo de cada barra e igual àquela correspondente ao ponto máximo de momento fletor dentro do comprimento  $L_0$ .

b) Foram utilizadas as larguras efetivas correspondentes à carga uniformemente distribuída no comprimento  $L_0$ .

c) As grelhas foram consideradas como que se enquadrando no Caso 3.

Estas são as hipóteses usuais na utilização de largura efetiva para análise de grelhas.

A metodologia utilizada foi a seguinte:

Primeira Parte - Foi desprezada a deformação por força cortante.

a) Foi atribuído para cada barra um determinado valor de XCO arbitrário.

b) Foram obtidos os diagramas de momentos fletores de cada uma delas, e com isso, novos valores de XCO.

c) Com estes novos valores de XCO, a grelha foi novamente resolvida, obtendo-se novos diagramas de momentos e novos valores de XCO.

d) As operações (b) e (c) são repetidas até que se obtenham valores de XCO constantes para cada barra.

e) As operações (a) e (d) são repetidas, partindo-se, porém, em (a) de outros valores de XCO.

Segunda Parte - Como a primeira, considerando-se, porém, as deformações por força cortante.

Estes cálculos estão expostos no Capítulo IV, e pode-se observar que:

a) Os valores de XCO (e portanto, de largura efetiva) são rapidamente convergentes.

b) O ponto de convergência é o mesmo, não importando qual o valor inicial atribuído.

c) A consideração da deformação por força cortante leva a valores diferentes de  $L_0$  no ponto de convergência, e esta é mais rápida nesse caso.

Estas observações se devem ao fato de que os momentos fletores numa grelha não são funções fortes do J de uma viga, obtendo-se, assim, desde o início, esforços solicitantes pouco diferentes dos finais. A convergência é necessária, porém, pois o módulo de resistência e, portanto, as tensões, são funções fortes da largura efetiva.

CAPÍTULO IV

APLICAÇÃO DE DIFERENTES MÉTODOS DE  
SOLUÇÃO DE GRELHAS E COMPARAÇÃO DE SEUS RESULTADOS

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo mostramos os resultados da aplicação dos métodos descritos no capítulo anterior, às grelhas do fundo de um navio petroleiro, cujas características vêm a seguir:

Deslocamento .....	116.000 TPB
Comprimento entre perpendiculares	258,00 m
Boca moldada .....	42,00 m
Pontal moldado .....	19,60 m
Calado de projeto .....	15,00 m
Velocidade de serviço .....	16,20 nós

A região do fundo utilizada para aplicação foi a dos tanques 7, 8, 9 e 10, 11, 12 (veja Figuras 4.1, 4.2 e 4.3). A idealização das condições de apoio foi feita de acordo com o exposto no Capítulo III, item 1-2. Foram consideradas as grelhas do tanque central e dos tanques laterais como independentes. Os longitudinais foram levados em conta, conforme o exposto no Capítulo II, item 1-2. Para a apreciação dos métodos, foi considerada pressão uniformemente distribuída, de baixo para cima, de 1 kgf/cm<sup>2</sup>.

Os resultados obtidos são expostos na forma dos diagra-

Este ítem tratará da determinação da largura dessa placa colaborante, segundo o Prof. SCHADE (1).

As hipóteses para a análise são as seguintes:

- a) A grelha deve ser ortogonal e comportar-se elasticamente.
- b) Os reforços paralelos devem ser iguais e igualmente espaçados.
- c) O efeito da deformação terciária, na largura efetiva, é considerado desprezível.
- d) O carregamento é perpendicular ao chapeamento e é igual para os reforços paralelos.

Para se obter dados utilizáveis foram feitas particularizações, que, no entanto, abrangem a maioria dos casos normais encontrados. São as seguintes as particularizações:

- a) A placa é de espessura constante.
- b) São analisados três arranjos:

1º Caso - Placa com uma barra central, sem vinculação nos lados paralelos à barra (Figura 3.11.a).

2º Caso - Placa com duas barras iguais, ligadas nas bordas da placa (Figura 3.11.b).

3º Caso - Placa com barras repetidas paralelas iguais (Figura 3.11.c).

- c) Coeficiente de Poisson admitido 0.3.
- d) O perfil composto (placa colaborante e barra) estará sujeito a flexão normal (vide ítem 3.3.1).



e) Barras e placa de materiais com os mesmos característicos elásticos.

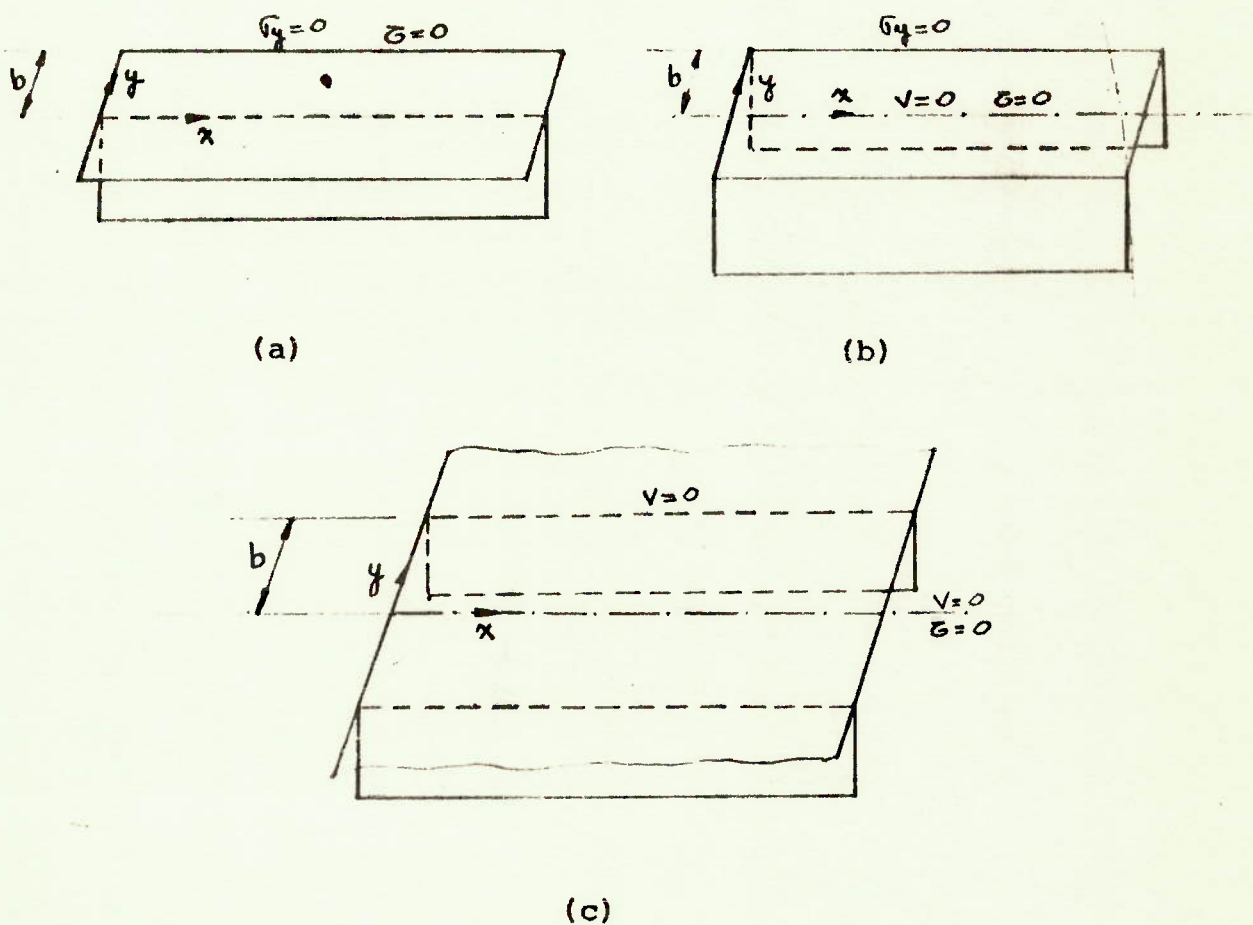


Figura 3.11

Vamos estabelecer a hipótese de estado plano de tensão na placa, e chamemos de  $F$  a função de Airy.

Logo, sabemos que:

$$\nabla^4 F = 0 \quad \sigma_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \quad \tau_{xy} = - \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y}$$

Consequentemente,

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{E} \left( \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} - \nu \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \right) \quad (a)$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{E} \left( \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} - \nu \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} \right) \quad (b) \quad \text{Eq. 3.13}$$

$$\gamma = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\sigma}{G} xy = \frac{-2(1+\nu)}{E} \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \quad (c)$$

Vamos supor que a função  $F$  seja representada por uma série infinita.

$$F = \sum_{n=1}^{\infty} F_n$$

onde

$$F_n = f_n \operatorname{sen} wx \quad \text{Eq. 3.14}$$

$$\text{ou} \quad F_n = f_n \operatorname{cos} wx \quad \text{Eq. 3.15}$$

sendo  $w = n\pi/L$ . ( $L$  = vão da barra), e

$$f_n = f_n(y) = (A_n + C_n wy) \operatorname{cosh} wy + (B_n + D_n wy) \operatorname{senh} wy$$

Qualquer das duas formas (eq. 3.14 e eq. 3.15) satisfaz a equação  $\nabla^4 F$ .

Verifica-se que, com a forma admitida para a função  $F$ , ficam limitadas as condições de contorno que podem ser satisfeitas nas extremidades, pois:

$$\text{Se } F_n = f_n \operatorname{sen} wx, \text{ teremos: } \left. \begin{array}{l} \sigma_x = 0 \\ \sigma_y = 0 \\ \tau_{xy} \neq 0 \end{array} \right| x = 0 \text{ ou } x = L$$

Se  $F_n = f_n \cos wx$ , teremos:

$$\left. \begin{array}{l} \bar{\sigma}_x \neq 0 \\ \bar{\sigma}_y \neq 0 \\ \bar{\epsilon}_{xy} = 0 \end{array} \right| \quad x = 0 \text{ ou } x = L$$

Estas restrições tornariam os resultados aplicáveis a uma estreita faixa de casos práticos, mas em verdade pode-se, em grande número de casos, considerar a estrutura e a carga entre dois pontos de momento fletor nulo; o que leva a função  $F$  na forma  $F = \sum f_n \sin wx$ , a satisfazer quase que totalmente as condições de contorno reais nas extremidades do intervalo considerado.

As constantes  $A_n$ ,  $B_n$ ,  $C_n$  e  $D_n$  são determinadas pela imposição das condições de contorno para cada caso. Uma condição de contorno geral para os três é não haver deslocamento na direção  $y$  ao longo do eixo  $x$ , pois este está colocado coincidentemente com um eixo de simetria da estrutura e do carregamento, ou seja:

$$\left. \frac{\partial v}{\partial x} \right|_{y=0} = 0$$

e, portanto, da equação 3.13.c

$$\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} = \frac{-2(1-\nu)}{E} \left. \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \right|_{y=0} \quad \text{Eq. 3.16}$$

Derivando a equação 3.16 em relação a  $x$ , e substituindo na equação 3.13 a derivada em relação a  $y$ , obtemos:

$$\frac{\partial^3 F}{\partial y^3} + (2 + \nu) \frac{\partial^3 F}{\partial x^2 \partial y} = 0 \quad \text{para } y=0$$

Substituindo F pela série teremos para cada n:

$$\frac{\partial^3 f_n}{\partial y^3} - (2 + \nu) w^2 \frac{\partial f_n}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y=0 \quad \text{Eq.3.17}$$

donde se obtém:

$$\frac{B_n}{C_n} = \frac{1 - \nu}{\nu + 1} = 0.5382 \quad (\text{restrição } \underline{c})$$

Portanto, a constante B<sub>n</sub> pode ser eliminada em função de C<sub>n</sub> nos três casos.

As condições de contorno para y = b dependem de cada caso.

1º Caso

$$\sigma_y = 0 \quad \text{para } y = b$$

$$\tau_{xy} = 0$$

Impondo estas condições, teremos:

$$\left. \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \right|_{y=b} = 0$$

Se cada termo da série preencher esta condição  $f_n w^2 \sin wx = 0$ , para  $\forall x$ , então  $f_n = 0$  (para  $y = b$ ); donde

$$(A_n + wb C_n) \cosh wb + (m C_n + wb D_n) \sinh wb = 0 \quad \text{Eq.3.18(a)}$$

De  $\tau_{xy} = 0$ , para  $y = b$ , obtemos

$$\left. \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \right|_{y=b} = 0$$

e ainda

$$A_n w \sinh wb + m C_n \cosh wb + w C_n (\cosh wb + bw \sinh wb) + w D_n (\sinh wb + bw \cosh wb) = 0 \quad \text{Eq. 3.18(b)}$$

Dessas equações 3.18(a) e 3.18(b), obtemos:

$$C_n = -A_n (wb + \sinh wb \cosh wb) / (w^2 b^2 + m \sinh^2 h wb)$$

$$D_n = A_n (m + \cosh^2 h wb) / (w^2 b^2 + m \sinh^2 h wb)$$

2º Caso

$$\tau_{xy} = 0 \quad \text{para } y=b$$

$$\sigma_y = 0$$

e das equações 3.13

$$\left. \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \right|_{y=b} = 0 \quad \text{e} \quad \left. \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \right|_{y=b} = 0$$

daí se obtém que  $C_n = 0$  e  $D_n = -A_n / (wb \operatorname{tgh} wb)$ .

3º Caso

$$\tau_{xy} = 0 \quad \text{para } y=0 \quad \text{e}$$

$$v = 0 \quad \text{para } y=b$$

Portanto, com as equações 3.13 teremos

$$\left. \frac{\partial^2 F_n}{\partial x \partial y} \right|_{y=0} = 0 \Rightarrow C_n = 0$$

e

$$\left. \frac{\partial v}{\partial x} \right|_{y=b} = 0 \Rightarrow D_n = \frac{A_n \operatorname{tgh} wb}{wb - m \operatorname{tgh} wb}$$

Passamos a seguir para a definição de largura efetiva. Na ligação entre a alma da barra e a placa, as tensões

normais de direção  $x$  são diferentes, uma vez que na direção  $y$  as tensões na alma são desprezíveis, mas na placa não o são. Assim, suponhamos que  $\bar{\sigma}_x$  seja a tensão máxima na alma e  $\sigma_{x^*}$  seja a tensão máxima na placa, na região da ligação. Ora, na intersecção com o reforço, a placa tem o mesmo deslocamento que a alma nessa intersecção. Portanto,

$$\epsilon_x = \bar{\sigma}_x / E \quad (\text{na alma})$$

$$\epsilon_x = (\sigma_{x^*} - \nu \sigma_y) / E \quad (\text{na placa})$$

ou seja,

$$\bar{\sigma}_x = \sigma_{x^*} - \nu \sigma_y$$

Pode-se definir largura efetiva a partir de  $\bar{\sigma}_x$  ou  $\sigma_{x^*}$ . Verifica-se que os valores de largura efetiva variam muito pouco para os casos 1 e 3, e são idênticos para o caso 2, usando-se a definição de  $\bar{\sigma}_x$  ou  $\sigma_{x^*}$ . Será usada a definição baseada em  $\bar{\sigma}_x$ . Portanto, a largura efetiva é  $2\lambda$ , onde

$$\lambda = \frac{\int_0^b \bar{\sigma}_x dx}{\sigma_{x^*} - \nu \sigma_y}$$

Seja

$$\lambda_n = \frac{\partial f_n / \partial y}{\partial^2 f_n / \partial y^2 + \nu w^2 f_n} \Big|_{y=0} = \frac{\int_0^b \bar{\sigma}_{xn} dy}{\bar{\sigma}_{xn}} \quad (\text{ou } b)$$

Chamando  $2wb$  de  $\alpha$ , teremos:

1º Caso

$$\frac{\lambda_n}{b} = \frac{\sinh \alpha + \alpha}{(3 - \nu)(1 + \nu) \cosh \alpha + (1 + \nu)^2 \frac{\alpha^2}{2} + 5 - 2\nu + \nu^2} \quad (\text{a})$$

2º Caso

$$\frac{\lambda_n}{b} = \frac{1}{\alpha} \frac{\sinh \alpha + \alpha}{\cosh \alpha + 1} \quad (b) \quad \text{Eq. 3.19}$$

3º Caso

$$\frac{\lambda_n}{b} = \frac{4}{\alpha} \frac{\cosh \alpha - 1}{(3 - \nu)(1 + \nu) \sinh \alpha - (1 + \nu)^2 \alpha} \quad (c)$$

Sabendo-se qual a largura efetiva  $\lambda_n$  associada a cada componente  $\bar{\sigma}_{xn}$ , deseja-se saber qual a expressão da largura efetiva para que realmente  $\bar{\sigma}_x = \sum_{n=1}^{\infty} \bar{\sigma}_{xn}$ .

Para isso, a cada par  $\bar{\sigma}_{xn}, \lambda_n$ , faremos corresponder um valor  $M_n$  de momento, definido por  $M_n = \bar{\sigma}_{xn} S_n$ , onde  $S_n$  é o módulo de resistência associado a  $\lambda_n$ .

$$\text{Assim sendo, } \sum \bar{\sigma}_{xn} S_n = \sum M_n = M.$$

E

$$\lambda = \frac{\sum \int_0^b \bar{\sigma}_{xn} dy}{\sum \bar{\sigma}_{xn}}$$

$$\lambda = \frac{\sum \frac{M_n}{S_n} \lambda_n}{\sum \frac{M_n}{S_n}}$$

Admitindo que  $M_n$  seja da forma

$$M_n = K_n(n, x) g(L, \text{carregamento, condições de extremidades})$$

$K_n$  - depende de  $n$ , de  $x$ , do tipo de carregamento e das condições de extremidade.

$$\lambda = \frac{\sum \frac{K_n \lambda_n}{S_n}}{\sum \frac{K_n}{S_n}} \quad \text{Eq. 3.20}$$

Para o cálculo da largura efetiva teríamos, portanto, que realizar as seguintes operações:

- a) Calcular os  $\lambda_n$  correspondentes ao caso (1º, 2º ou 3º).
- b) Calcular os  $K_n$  correspondentes ao carregamento, condições de extremidade e abscissa  $x$  onde se deseja a largura efetiva.
- c) Calcular  $S_n$ , correspondente a  $\lambda_n$ .

A operação (a) é feita através das equações 3.19.

A operação (b) pode ser simplificada, se ao invés de considerarmos o vão real  $L$ , considerarmos um vão  $L_0$  correspondente à distância entre pontos de momento nulo, recaindo num caso de viga bi-apoiada e tornando a expressão .....  
 $F = \sum f_n \sin wx$  válida para as condições de extremidade no vão  $L_0$ . Assim,  $K_n$  dependerá apenas do carregamento no vão  $L_0$  e do ponto ( $x$ ) onde se calcula a largura efetiva. Se desejamos a largura efetiva no ponto de máximo momento fletor dentro do vão  $L_0$ ,  $K_n$  depende apenas do tipo de carregamento.

Se essas considerações forem utilizadas, a operação (a) fica alterada, pois a expressão de  $w$  na equação 3.14 passa a ser  $w = n\pi/L_0$ .

A operação (c) pode ser feita da seguinte maneira: o módulo de resistência em relação à largura efetiva é



$$S = \frac{d}{6} \left( \frac{4 A_w (\lambda_1 + A_2) + A_w^2 + 12 A_1 A_2}{2A_2 + A_w} \right)$$

onde

$d$  = altura da alma do perfil.

$A_w$  = área da alma.

$A_1$  = área da placa colaborante.

$A_2$  = área da aba livre, ou da outra placa colaborante.

Vamos discutir dois casos de forma da seção.

1º)  $A_1 = A_2$ , o que significa que as abas são da mesma espessura, sujeitas às mesmas condições de apoio e mais largas que a largura efetiva. Isto leva a

$$S = \frac{d}{6} \left( \frac{(2 A_1 + A_w) (6 A_1 + A_w)}{2 A_1 + A_w} \right)$$

sendo  $A_1 = 2 \lambda \cdot t$  e  $A_w = t w + d$ , onde  $t$  é a espessura das abas e  $t w$  espessura da alma. Portanto,

$$S_n = 2 d b t \left( \frac{\lambda_n}{b} + \beta \right)$$

onde  $\beta = t w d / 12 b t$ .

2º) A aba inferior ( $A_2$ ) é suficientemente estreita para que seja considerada totalmente efetiva, e nesse caso,

$$S_n = \frac{4}{3} d b t \left( \frac{d t w + 3 A_2}{d t w + 2 A_2} \right) \left( \frac{\lambda_n}{b} + \beta \right)$$

onde  $\beta = \frac{d t w}{8 b t} \frac{(4 A_2 + d t w)}{(3 A_2 + d t w)}$ .

prezível.

O aumento na altura das almas dos perfis utilizados nesse tipo de navios deve-se a várias razões, tais como: 1) economia de peso; 2) possibilidade de arranjo de peças altas; 3) necessidade de manter as espessuras dentro de limites que não dificultem a soldagem, etc.

No Capítulo IV está indicada a diferença que ocorre nos momentos fletores, considerando-se ou não a deflexão devida à força cortante.

Para o cálculo dessas deflexões foi utilizado o método da energia de deformação, cujo desenvolvimento para viga prismática com seção transversal em I está mostrado a seguir:

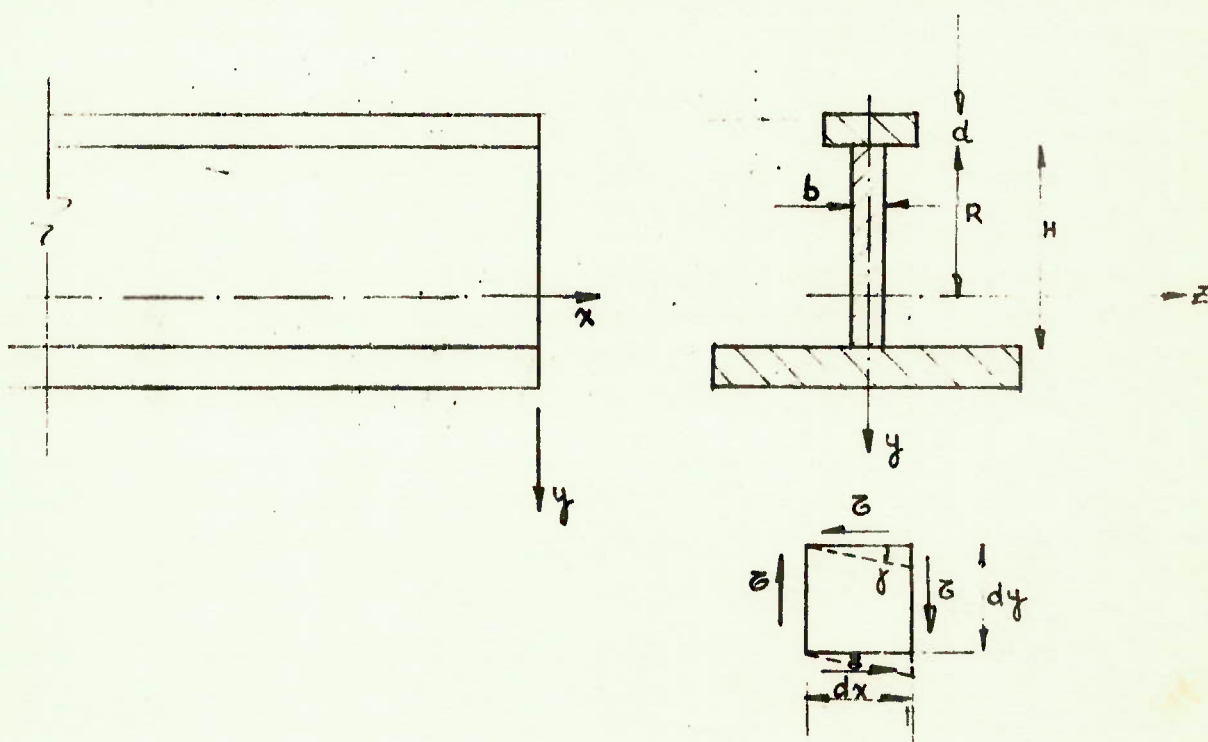


Figura 3.7

A deflexão vertical de um elemento devido ao cisalhamento vale  $d\delta = \gamma dx$ , e dentro do regime elástico

$$d\delta = \tau dx/G \quad (G = \text{módulo de resistência transversal})$$

A energia armazenada no elemento vale

$$dU = \tau b dy \tau dx/2G$$

$$dU = \frac{\tau^2 b}{2G} dy dx$$

Pelo fato de estarmos usando o valor  $b$  constante, estamos desprezando a energia de deformação das mesas.

Se  $Q$  é a força cortante atuando na seção, temos

$$\tau = \frac{Q}{J_z} \int_{S_0} \frac{y}{b} dA \quad (\text{na alma})$$

$\tau$  = tensão de cisalhamento nos pontos de ordenada  $y_0$ .

$S_0$  = área acima de  $y_0$ .

Dai,

$$\tau = \frac{Q}{J_z b} \left( \int_{\text{aba}} y dA + \int_{S'_0} y dA \right) \quad S'_0 = \text{área da alma acima de } y_0.$$

$$\tau = \frac{Q}{J_z b} \left( M_f + (R^2 - y_0^2) \frac{b}{2} \right) \quad M_f = \text{momento estático da mesa, superior em relação a } z.$$

Portanto,

$$dU = \frac{Q^2}{2J_z^2 b G} (Mf + (R^2 - y_o^2) \frac{b}{2})^2 dx dy$$

e

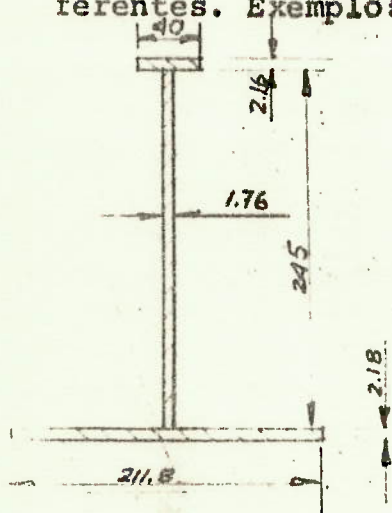
$$U = \int_L \int_{R-H}^R \frac{Q^2}{2J_z^2 b G} (Mf + (R^2 - y_o^2) \frac{b}{2})^2 dx dy$$

L = comprimento da viga.

Dai,

$$U = \frac{1}{2J_z^2 b G} (Mf^2 + Mf \cdot b \cdot R^2 + \frac{b^2 \cdot R^4}{4}) H - \left( \frac{H^3 - 3RH^2 + 3R^2H}{3} \right) \\ (Mf \cdot b + \frac{b^2 \cdot R^2}{2}) + \frac{b^2}{20} (H^5 + 5R^4H - 5H^4R - 10R^3H^2 + 10R^2H^3) \int_L Q^2 dx$$

Na referência (15) o autor sugere, para seções I de abas iguais, o coeficiente que multiplica a integral como  $1/2 HbG$ . Esta fórmula pode ser usada para qualquer perfil I com erro de aproximadamente 6%, mesmo para perfis com abas muito diferentes. Exemplo:



Supondo  $G = 1/2.5$

$1/2 HbG = 0.0020988$

utilizando a fórmula mais completa obtém-se 0.0030849, com um erro de 6,03%.

Figura 3.8

Observe-se que no cálculo da energia de deformação por força cortante, em geral não é levado em conta o trabalho realizado pelas tensões normais no encurvamento da seção transversal, devido à distribuição não uniforme da tensão de cisalhamento. Isto equivale a considerar que as seções transversais permanecem planas sob a ação de força cortante. Isto é razoável, se levarmos em conta que a distribuição das tensões de cisalhamento na alma de perfis I utilizados em construção naval é quase uniforme.

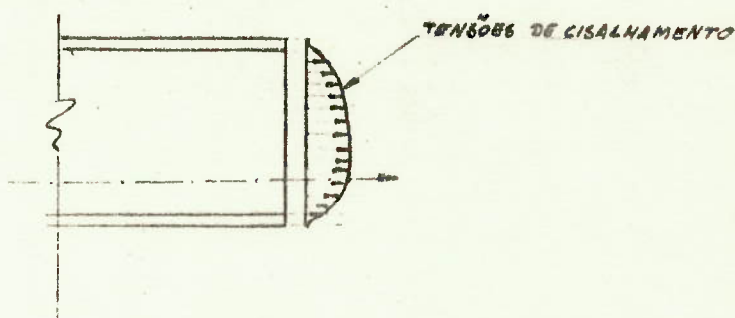


Figura 3.9

Da mesma forma que não foi levada em conta nos itens 3.2.2 e 3.2.3 a deformação por força cortante, não foi considerada no item 3.2.3 a torção dos perfis. Em outras palavras, aquele método supõe que nos cruzamentos das barras, estas apenas se apoiam umas nas outras, o que definitivamente não é verdade numa estrutura do fundo de navio. No cruzamento de barras no fundo de um navio podemos considerar a ligação rígida e, portanto, o ângulo de giro da seção transversal em seu próprio plano é igual ao ângulo da linha elástica da outra barra naquele ponto, e ainda, a descontinuidade nos momentos de torção na primeira é igual à descontinuidade nos momentos fletores da segunda.

Para estudarmos a influência dos momentos de torção envolvidos na solução da grelha, vamos supor o seguinte problema simples: duas barras coplanares, de eixos perpendiculares, conforme a Figura 3.10:

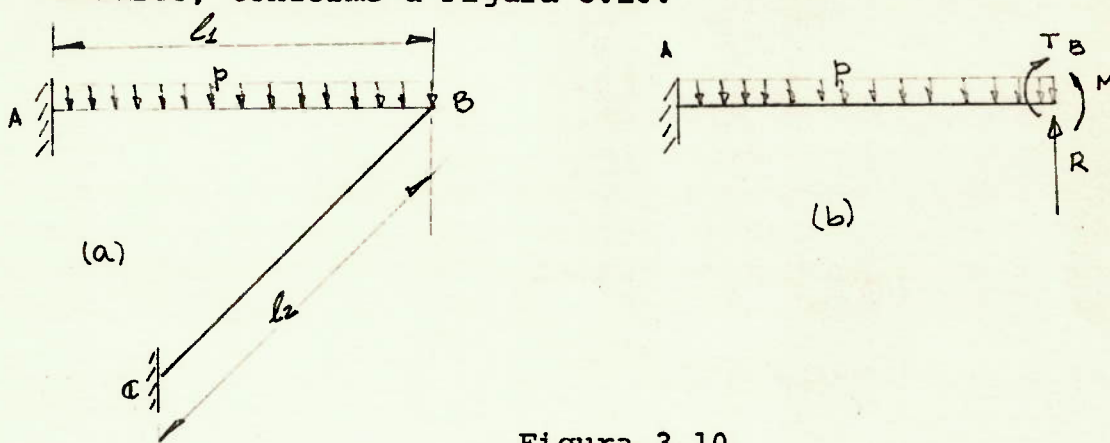


Figura 3.10

Supondo a ligação em B rígida, isolamos a barra AB, colocando em B os esforços aplicados pela barra BC (Figura 3.10 b).

O ângulo da linha elástica da barra AB em B vale

$$\varphi_B = (p l_1^2 / 6 - R l_1 / 2 - M) / E J_1$$

$J_1$  - momento de inércia à flexão da barra AB.

Como o momento M é fletor na barra AB e de torção na barra BC, e o ângulo de torção em B da barra BC é  $\varphi_B$  (ligação rígida), podemos escrever que

$$M = \varphi_B G J_{t2} / l_2$$

$J_{t2}$  - momento de inércia à torção da barra BC.

Donde:

$$\varphi_B (1 + G J_{t2} l_2 / E J_1 l_1) = (P l_1^3 / 6 - P l_1^2 / 2) / E J_1$$

onde o termo  $G J_{t2} l_2 / E J_1 l_1$  representa a contribuição da torção para se determinar  $\varphi_B$ . Se  $l_1$  e  $l_2$  forem da mesma ordem de grandeza, a contribuição da torção depende de  $G J_{t2} / E J_1$ , que se for muito menor que a unidade, poderá ser desprezada. Em navios de grande porte, esta relação para quilhas e hastilhas é da ordem de  $10^{-4}$ .

De fato, na resolução da grelha do fundo de um navio petroleiro de 116000 TPB pelo método da rigidez, o erro máximo encontrado não se considerando os momentos de torção, foi de 0,8% nos momentos fletores, erro esse que ocorre apenas nos momentos fletores de pequeno valor absoluto.

### 3.3.2 Influência da Largura Efetiva.

O que foi exposto até aqui foram métodos para a resolução de grelhas, ou seja, estrutura plana, formada por dois conjuntos de barras que se interceptam ortogonalmente com carga perpendicular ao plano da estrutura. No caso do navio, porém, esta estrutura está ligada a um chapeamento, e a maneira de levar em conta a presença desse chapeamento é associar a cada barra uma largura de placa colaborante que, junto com o perfil formará a seção transversal de uma barra, de tal modo que a resolução da grelha assim formada, forneça tensões normais uniformemente distribuídas na largura da placa colaborante, iguais às tensões normais máximas que realmente atuam sobre a placa.

g) A espessura da aba superior é a mesma nas duas direções, e o mesmo pode-se dizer quanto à aba inferior.

As hipóteses mais limitantes do uso desse método para a solução da estrutura do fundo de navios são (e), (f) e (g), pelas seguintes razões:

e) No caso da estrutura do fundo, a deformação na alma por força cortante pode ser importante.

f) Na realidade, a largura na qual se considera a rigidez uniformemente distribuída ( $S_x$ ) não é o espaçamento entre as barras, mas sim a largura efetiva das mesmas. Tais medidas coincidem apenas quando a razão entre o vão e o espaçamento é maior do que 5 (veja Item 3 deste capítulo).

g) No caso de um fundo simples, a aba superior seria uma largura efetiva do chapeamento, quando a hipótese seria válida. Mas a aba inferior é um reforço, que pode ser de espessura diferente, dependendo da direção x ou y.

Quando as hipóteses se aplicam, a carga é uma pressão uniforme e o arranjo da grelha se enquadra nos tipos estudados por SCHADE na referência (14). Este método é razoavelmente confiável e tem as vantagens de dispensar cálculo automático e conhecimento prévio da teoria, exigindo apenas conhecimento das hipóteses. Infelizmente, a referência (14) não apresenta os gráficos de grelha engastada na periferia, que é um caso de grande interesse na estrutura do fundo de navios.



### 3.2.3 Descrição das Deflexões da Grelha por Funções Básicas.

Conforme foi comentado anteriormente, a condição de grelha com extremidades engastadas é de interesse na resolução da estrutura secundária do fundo, pois as condições de rigidez da estrutura adjacente e/ou as condições de simetria podem tornar essa condição a mais realista.

A dificuldade na resolução de grelhas, com esta condição de contorno, está na equação das deflexões, que em geral é de forma complicada, e cuja derivação envolve um trabalho razoável. Por esta razão, expomos aqui a solução sugerida por CORLETT (11), que faz uso das Funções Básicas, assim chamadas por C.E.INGLIS, que as apresentou na Conferência Parsons Memorial, em 1944.

A função básica tem a seguinte definição:

$$F(x) = A(\cosh \alpha x - \cos \alpha x) - (\sinh \alpha x - \sin \alpha x)$$

onde A e  $\alpha$  são constantes obtidas a partir das condições de contorno.

Como se pode ver, tal função tem derivação muito simples. As condições de contorno a que deve satisfazer são:

$$F(0) = 0 \quad (a) \quad e$$

$$\left. \frac{dF}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (b) \quad \text{Eq. 3.8}$$

$$F(l) = 0 \quad (a)$$

$$\left. \frac{dF}{dx} \right|_{x=l} = 0 \quad (b) \quad \text{Eq. 3.9}$$

As condições 3.8 são satisfeitas para quaisquer valores de  $A$  e  $\alpha$ , e da imposição das condições 3.9 obtemos  $\alpha$  e  $A$ , como se segue:

$$A(\cosh \alpha l - \cos \alpha l) - (\sinh \alpha l - \sin \alpha l) = 0$$

e

$$A(\sinh \alpha l + \sin \alpha l) - (\cosh \alpha l - \cos \alpha l) = 0$$

e, portanto,

$$A = \frac{\sinh \alpha l - \sin \alpha l}{\cosh \alpha l - \cos \alpha l} = \frac{\cosh \alpha l - \cos \alpha l}{\sinh \alpha l + \sin \alpha l}$$

E ainda,

$$\cosh \alpha l \cos \alpha l = 1 \quad \text{Eq.3.10}$$

A solução dessa equação pode ser obtida graficamente, fornecendo os seguintes valores:

$$\alpha_1 l = 4,73004$$

$$\alpha_2 l = 7,85400$$

$$\alpha_3 l = 10,99560$$

$$\alpha_4 l = 14,13715$$

$$\alpha_5 l = 17,27874$$

$$\alpha_6 l = 20,42033$$

Os valores de  $A$  tendem a 1 rapidamente, como pode ser visto pela equação em função de  $\alpha$ , valendo

$$A_1 = 1,0178$$

$$A_2 = 0,9942$$

$$A_3 = 1,0000$$

Eq.3.11

Os valores de  $\Lambda_4, \Lambda_5, \Lambda_6$ , etc., podem ser considerados como valendo 1,0, simplesmente.

Desta maneira, as funções básicas  $F_i (i=1,2,\dots, 6 \dots)$  com os respectivos valores de  $\Lambda_i$  e  $\alpha_i$ , formam um conjunto de funções que atendem às condições de contorno impostas.

Vamos então supor que a equação da superfície de fletida de uma grelha engastada em toda periferia possa ser escrita na forma

$$w = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} a_{mn} F_m(x) \cdot F_n(y)$$

onde  $F_m(x)$  e  $F_n(y)$  são funções básicas.

Para determinação dos coeficientes  $a_{mn}$ , vamos aplicar o método da energia, porém de forma simplificada (conforme foi feito pelo autor da referência (1)).

Para tanto, consideremos a grelha da Figura 3.5, sujeita a uma pressão uniforme  $p$ .

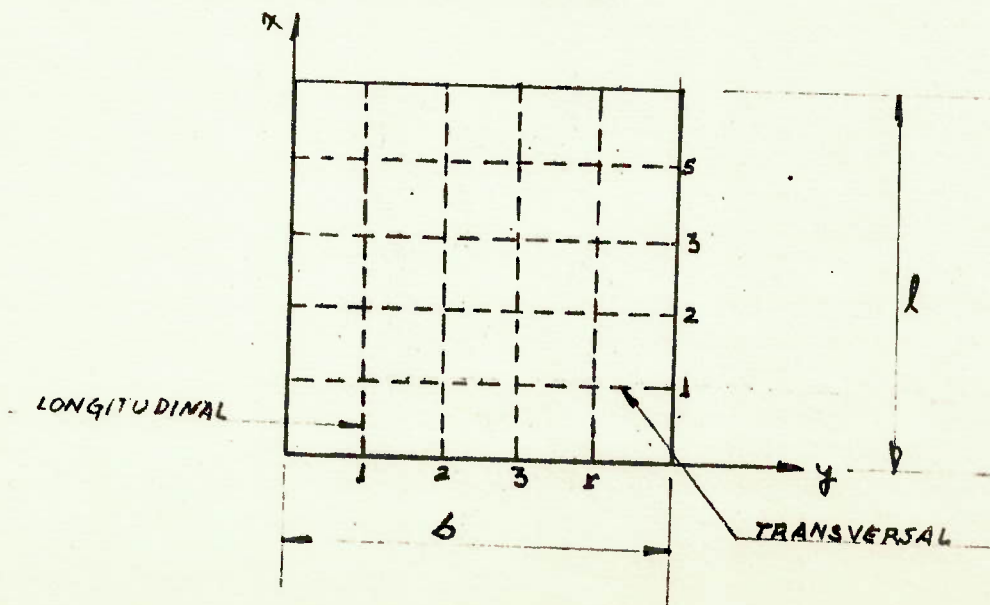


Figura 3.5

A energia de deformação do longitudinal de ordem p

$$é \int_0^l \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} E I_p / 2 (a_{mn}^2 (d^2 F_m(x)/dx^2)^2 F_n^2(y_p)) dx$$

Como se pode ver, está sendo desprezada toda a energia de deformação, que não a devida ao giro da seção em torno da linha neutra ( $I_p$  - momento de inércia do longitudinal de ordem p em relação à linha neutra).

A energia de deformação de todos os longitudinais é

$$\sum_{p=1}^r \int \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} E I_p / 2 (a_{mn}^2 (d^2 F_m(x)/dx^2)^2 F_n^2(y_p)) dx$$

Os únicos valores que dependem do índice p são ....

$$F_n^2(y_p) \cdot e I_p.$$

Seja

$$L_n = \sum_{p=1}^r I_p F_n^2(y_p)$$

Por outro lado, sabemos que

$$\frac{d^2 F_m(x)}{dx^2} = \alpha_m^2 \phi_m$$

onde  $\phi_m$  é uma função de m e x.

Fazendo a integral

$$\phi_m dx = A_m^2$$

Assim, a energia de deformação dos longitudinais é

$$\sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} E/2 (a_{mn}^2 \alpha_m^4 A_m^2 l L_n)$$

A energia de deformação dos transversais é obtida de maneira análoga. A energia total, então, vale

$$V = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} E/2 a_{mn}^2 \alpha_m^4 A_m^2 L_n + \\ + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} E/2 a_{mn}^2 \alpha_n^4 A_n^2 b T_n$$

onde  $T_n = \sum_{p=1}^s I_p F_m^2(x_p)$  (para os transversais).

O trabalho realizado pela carga será

$$\int_0^l \int_0^b \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} F_m(x) F_n(y) dx dy$$

Mas a integral

$$\int_0^l F_m(x) dx = 0 \quad \text{para } m \text{ par;} \quad \text{Eq. 3.12}$$

Assim, se chamarmos

$$\int_0^l F_m(x) F_n(x) dx = \lambda_{mn} b l, \quad \text{teremos}$$

$$\lambda_{mn} = 0 \quad \text{para } m \text{ ou } n \text{ pares.}$$

Os valores de  $\lambda_{mn}$  foram calculados e valem

$$\lambda_{11} = 0.714025$$

$$\lambda_{33} = 0.133225$$

$$\lambda_{13} = \lambda_{31} = 0.308425$$

$$\lambda_{35} = \lambda_{53} = 0,087235$$

$$\lambda_{15} = \lambda_{51} = 0.201955$$

$$\lambda_{55} = 0.057121$$

O trabalho realizado pela pressão uniforme vale em ção,  
tão,

$$\sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} \lambda_{mn} b l \quad \text{onde } m \text{ e } n \text{ são ímpares.}$$

Igualando a energia de deformação ao trabalho realizado pela carga, termo a termo, obtemos os valores de  $a_{mn}$ .

$$a_{mn} = p \lambda_{mn} b l / E (\alpha_m^4 A_m^2 L_n + \alpha_n^4 A_n^2 T_m)$$

Obtidos os termos  $a_{mn}$  por essa expressão, a expressão das deflexões está determinada e, portanto, os momentos fletores podem ser obtidos por dupla derivação.

O momento fletor do longitudinal de ordem  $p$ , na abscissa  $x_0$  será

$$M(x_0, y_p) = -E I_p \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} F_n(y_p) \left. \frac{d^2 F_m(x)}{dx^2} \right|_{x=x_0}$$

O momento fletor no transversal  $t$ , na ordenada  $y_0$  será

$$M(x_t, y_0) = -E I_t \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} F_m(x_t) \left. \frac{d^2 F_n(y)}{dy^2} \right|_{y=y_0}$$

Vamos nos ater, aqui, a uma apreciação apenas das funções básicas, pois o cálculo dos  $a_{mn}$  poderia ter sido feito de outras formas, inclusive utilizando a teoria de placa ortotrópica descrita no item anterior.

As funções básicas, quando utilizadas para descre-

ver as deflexões da grelha, tem as seguintes limitações:

a) É válida apenas para grelhas simétricas em relação a um eixo central paralelo aos lados engastados.

b) A rápida convergência na expressão da deflexão não se verifica na expressão dos momentos fletores.

c) Há perda de precisão no cálculo do valor das funções de ordem superior a 4.

d) A expressão dos momentos fletores não descreve o valor destes nos pontos de descontinuidade da força cortante.

A limitação (a) é inerente à própria função básica, que é simétrica para os valores de  $\alpha l$ , onde  $m$  é ímpar (veja equação 3.12).

Verifica-se que, em geral, três termos são suficientes para obter a deflexão com razoável precisão, porém isto não acontece com os momentos fletores, que exigem, portanto, maior número de termos para que se obtenha um resultado confiável.

Verificou-se, porém, que a simples consideração de maior número de termos não resolve definitivamente a questão, pois um problema de precisão surge para as funções de ordem superior a 4 (em simples precisão num computador IBM/360).

Para explicar qual o problema, consideremos a equação 3.10.

Devido ao rápido crescimento de  $\cosh \alpha l$ , com  $\alpha l$ , os valores de  $\cos \alpha l$  tendem a zero, para manter o produto  $\cosh \alpha l \cos \alpha l = 1$ . Assim, sendo, a solução da equação 3.10, a

partir de ordem 4, nada mais é que  $\alpha l = k\pi/2$ , onde  $k = 9, 11, 13, \text{ etc.}$

Observe-se agora a expressão da função básica, para valores altos de  $\alpha l$ , aplicada ao ponto  $l$ .

$$F_m(l) = A_m(\cosh \alpha_m l + \cos \alpha_m l) - (\sinh \alpha_m l - \sin \alpha_m l)$$

onde  $m \geq 4$ .

Como vimos, (Eq.3.11),  $A_m$  tende a 1.0; o computador assume para valores altos de  $\alpha_m l$ ,  $\cosh \alpha_m l$  muito próximo de  $\sinh \alpha_m l$ ; para  $\sin \alpha_m l$  um valor praticamente 1 ou -1, e para  $\cos \alpha_m l$  um valor extremamente pequeno e, portanto,

$F_m(l)$  tende ao valor +1 se  $m = 9, 13, 17, \dots$  e

$F_n(l)$  tende ao valor -1 se  $m = 7, 11, 15, \dots$

Como consequência podemos afirmar que as funções básicas não podem ser aplicadas em grelhas cujas barras numa direção tenham rigidez muito diferente da rigidez das barras na outra direção (vide item 4.5).

#### 3.2.4 Métodos Matriciais

Este método consiste em resolver a estrutura hiperestática da grelha por meio das equações de equilíbrio e de compatibilidade geométrica, dentro da teoria linear de barras. Ele pode tomar duas formas, ou seja, a da flexibilidade ou a da rigidez. No primeiro caso temos como incôgni -



tas os esforços hiperestáticos e no segundo temos como incógnitas as cinemáticas.

Vamos nos abster aqui de descrever tais processos, que estão apresentados na referência (15).

Este método é poderoso com a utilização de cálculos automáticos, e baseado nele o autor elaborou um programa para computador IBM/360 44 PS, cuja descrição está no Apêndice.

A forma utilizada foi a da flexibilidade, pois julgamo-la mais conveniente para o caso.

Este método é largamente utilizado atualmente por fornecer resultados confiáveis a um custo relativamente baixo em termos de horas/homem para preparação dos dados e tempo de computação.

A análise de estruturas reticuladas por este método é aceita pelas sociedades classificadoras, (18), (10), e é obrigatória pelo D.N.V. (9).

### 3.3 A INFLUÊNCIA DA FORÇA CORTANTE, DO MOMENTO DE TORÇÃO E LARGURA EFETIVA NA SOLUÇÃO DA GRELHA.

#### 3.3.1 Influência da Força Cortante e do Momento de Torção.

Nos métodos anteriormente descritos nenhum comentário é feito sobre o valor do momento de inércia.

Supondo o problema da largura efetiva resolvido, ain

da resta o problema da flexão oblíqua.

No caso de grelhas chapeadas, a rigidez do chapeamento em seu próprio plano faz com que a deflexão do conjunto (barra e chapa colaborante) seja na direção perpendicular ao plano do chapeamento. Nessas condições, na referência (16), página 56, está demonstrado que a expressão  $\sigma = M_x \cdot y / J_x$  (figura 3.6) é válida sem necessidade da consideração da assimetria do perfil.

$M_x$  - momento fletor devido à carga.

$J_x$  - momento de inércia do perfil (barra + chapa colaborante) em relação ao eixo  $x$ .

$G$  - centro de gravidade do perfil.

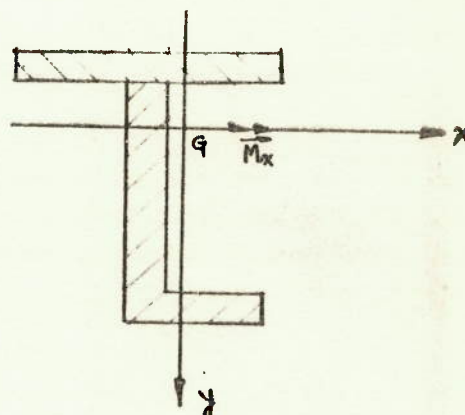


Figura 3.6

Nos métodos das funções básicas e da chapa ortotrópica, descritos anteriormente, (ítems 3.2.3 e 3.2.2, respectivamente) pode-se verificar que foi desprezada a deformação por força cortante. Esta é uma prática usual, pois na maioria dos casos, esta deflexão é desprezível em relação à deflexão causada pelo momento fletor. No caso de navios petroleiros de grande porte, esta prática não é aplicável, pois os perfis das quilhas e transversais possuem uma relação  $J/S$  ( $J$  momento de inércia e  $S$  área da alma) suficientemente grande para que a deflexão devida à força cortante não seja des-

Nas abas, se considerarmos estado plano de tensões, podemos escrever:

$$\epsilon_x = \frac{E}{1 - \nu^2} (\sigma_x + \nu \sigma_y) \text{ e } \epsilon_y = \frac{E}{1 - \nu^2} (\sigma_y + \nu \sigma_x)$$

Daí, chamando-se  $r_{sx}$  a distância da aba superior à linha neutra do perfil de direção  $x$ , e de  $r_{ix}$  a distância da aba inferior à linha neutra do perfil de direção  $x$ ,  $r_{sy}$  e  $r_{iy}$  com significados análogos, podemos escrever que

$$\sigma_{sx} = \frac{E}{1 - \nu^2} \left( r_{sx} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu r_{sy} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (a)$$

$$\sigma_{sy} = \frac{E}{1 - \nu^2} \left( r_{sy} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu r_{sx} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \quad (b)$$

$$\sigma_{ix} = \frac{E}{1 - \nu^2} \left( r_{ix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu r_{iy} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (c)$$

$$\sigma_{iy} = - \frac{E}{1 - \nu^2} \left( r_{iy} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu r_{ix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \quad (d)$$

Eqs. 3.1

Cabe aqui observar que para isto foram assumidas duas hipóteses: (a) as abas sofrem apenas as mesmas deflexões que todo o perfil; (b) as hipóteses de pequenas deflexões são válidas para as abas.

$\sigma_{sx}$  é a tensão normal na aba superior do perfil de direção  $x$ , supondo-a uniformemente distribuída na seção transversal da aba.

$\sigma_{sy}$ ,  $\sigma_{ix}$  e  $\sigma_{iy}$  tem significados análogos.

Portanto, os momentos fletores por unidade de largura, resistidos pelas abas, são:

$$m_{fx} = -\sigma_{sx}.r_{sx}.t_s + \sigma_{ix}.t_i.r_{ix} \quad (a) \quad \text{Eq.3.2}$$

$$e \quad m_{fy} = -\sigma_{sy}.r_{sy}.t_s + \sigma_{iy}.t_i.r_{iy} \quad (b)$$

onde  $t_s$  é a espessura da aba superior e  $t_i$  é a espessura da aba inferior, supostos constantes nas duas direções.

Com as equações 3.1 e 3.2 podemos obter:

$$m_{fx} = -E \left( i_{fx} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu i_{fxy} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)$$

$$e \quad m_{fy} = -E \left( i_{fy} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu i_{fxy} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)$$

onde

$$i_{fx} = \frac{1}{1-\nu^2} (t_s.r_{sx}^2 + t_i.r_{ix}^2) \quad (a)$$

$$i_{fy} = \frac{1}{1-\nu^2} (t_s.r_{sy}^2 + t_i.r_{iy}^2) \quad (b)$$

Eqs.3.3

e

$$i_{fxy} = \frac{1}{1-\nu^2} (t_s.r_{sx}.r_{sy} + t_i.r_{ix}.r_{iy}) \quad (c)$$

O momento total resistido é

$$m_x = m_{ax} + m_{fx} = -E \left( i_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu i_{fxy} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)$$

$$m_y = m_{ay} + m_{fy} = -E \left( i_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu i_{fxy} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)$$

onde  $i_x = i_{fx} + i_{ax}$  e  $i_y = i_{fy} + i_{ay}$ .

Os significados de  $i_x$  e  $i_y$  devem ser explicados. Para isso vamos escrevê-los na forma

$$i_x = \frac{I_x}{S_x} \quad \text{e} \quad i_y = \frac{I_y}{S_y}$$

onde  $I_x$  é o momento de inércia do perfil considerado na direção  $x$ , porém, com a espessura das mesas multiplicada por  $\dots$   $1/l - \gamma^2$ ;  $I_y$  tem significado análogo.  $S_x$  é a largura (direção  $y$ ), na qual se pretende ser a rigidez constante ( $i_x$  constante); nas aplicações,  $S_x$  será o espaçamento entre os longitudinais. Analogamente,  $S_y$ .

Resta-nos, agora, impor as condições de equilíbrio e estabelecer a equação da deflexão.

Do equilíbrio na direção vertical, temos:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + p = 0 \quad (\text{Veja Figura 3.4}) \quad \text{Eq.3.4}$$

onde  $q_x$  e  $q_y$  são as forças cortantes por unidade de largura.

Do equilíbrio de momentos em torno do eixo  $y$  obtemos:

$$q_x = \frac{\partial m_x}{\partial x} + t_s \cdot r_{sy} \frac{\partial \sigma_s}{\partial y} - t_i \cdot r_{iy} \frac{\partial \sigma_i}{\partial y}$$

Do equilíbrio em torno do eixo  $x$  obtemos:

$$q_y = \frac{\partial m_y}{\partial y} - t_s \cdot r_{sx} \frac{\partial \sigma_s}{\partial x} + t_i \cdot r_{ix} \frac{\partial \sigma_i}{\partial x}$$

As tensões de cisalhamento podem ser escritas como

$$\tau_s = G \gamma_s = G(rsx + rsy) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

e

$$\tau_i = G \gamma_i = -G(rix + riy) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

Substituindo os valores de  $q_y$ ,  $q_x$ ,  $\tau_i$  e  $\tau_s$  na equação 3.4, obtemos a equação diferencial de  $w$ , sabendo que  $G = E/2(1 + \nu)$ .

$$ix \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + iy \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 2 if \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} = \frac{p}{E} \quad \text{Eq.3.5}$$

onde  $if = \frac{1}{4} ((1 - \nu)(if_x + if_y) + 2(1 + \nu) if_{xy})$ .

A energia potencial de deformação elementar num campo ortotrópico desse tipo, levando em conta a rotação das seções e a distorção das abas, vale

$$dV_p = \frac{1}{2} (-m_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - m_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \tau_s \gamma_{sts} + \tau_i \gamma_{iti}) dx dy$$

ou

$$dV_p = \frac{E}{2} (ix (\frac{\partial^2 w}{\partial x^2})^2 + iy (\frac{\partial^2 w}{\partial y^2})^2 + 2\nu if_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} +$$

$$(\frac{1-\nu}{2})(if_x + if_y + 2 if_{xy}) (\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y})^2) dx dy \quad \text{Eq.3.6}$$

De posse desses resultados, o Prof. SCHADE resolveu grelhas de diversos tipos e com várias condições de contorno (14). Apresentamos a seguir apenas um caso, para que se tenha idéia do desenvolvimento que conduz aos resultados apresentados.

O caso a ser estudado é o de uma grelha com os reforços de direção  $y$ , bi-apoiados e de comprimento  $b$ , e os reforços de direção  $x$  serão bi-apoiados e de comprimento  $a$ . Os reforços serão igualmente espaçados e iguais para cada direção. A grelha está sujeita a uma pressão uniforme  $p$ .

Assumimos para a deflexão uma função do tipo

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \operatorname{sen} \frac{m\pi x}{a} \operatorname{sen} \frac{n\pi y}{b}$$

Verifica-se que esta função para a deflexão satisfaz as condições de contorno e a equação 3.5, desde que se expresse a pressão em série de Fourier.

Para determinação dos termos  $A_{mn}$ , vamos nos utilizar do teorema da conservação da energia, igualando o trabalho realizado pela pressão  $P$  à energia de deformação.

O trabalho realizado pela pressão é:

$$W = \int_0^a \int_0^b \frac{p w}{2} dx dy$$

donde

$$W = \frac{2 p a b}{\pi^2} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_{mn}}{m \cdot n} \quad (m \text{ e } n \text{ ímpares})$$

A energia de deformação será

$$V_p = \int_0^a \int_0^b dV_p$$

onde  $dV_p$  é dado pela equação 3.6.

Fazendo essa integral, chegamos à seguinte expres -

não para o termo  $m_n$ , com  $m$  e  $n$  ímpares.

$$V_{Pmn} = \frac{E}{2} A_{mn}^2 \left( \frac{ix m^4 \pi^4 b}{4a^3} + \frac{iy n^4 \pi^4 a}{4b^3} + 8 \frac{ifxy \nu mn \pi^2}{ab} \right)$$

Fazendo a igualdade termo a termo,  $V_{Pmn} = W_{mn}$ , obteremos  $A_{mn}$ .

$$A_{mn} = 16 pab/E \pi^4 mn \left( ix m^4 \pi^2 b/a^3 + iy n^4 \pi^2 a/b^3 + 32 ifxy \cdot mn/ab \right)$$

Portanto, a deflexão pode ser escrita como

$$w = \frac{p b^4}{E iy} K \quad \text{onde}$$

$$K = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} 16 a iy/\pi^4 mn b^3 \left( ix m^4 \pi^2 b/a^3 + iy n^4 \pi^2 a/b^3 + 32 \nu ifxy mn/ab \right) \quad \text{Eq. 3.7}$$

De posse da expressão da deflexão, é possível determinar as tensões em qualquer ponto das abas por meio da equação 3.1.

Vale a pena, neste ponto, relembrar os significados de certas grandezas:

$iy = \frac{Ix}{Sx}$  onde  $Ix$  é o momento de inércia das barras, sendo que a espessura das abas multiplicada por  $1 - \nu^2$  e  $Sx$  é o espaçamento das barras de direção  $x$ .

$iy$  tem significado análogo.

$ifxy$  é dado pela fórmula 3.3, mas para efeito de apli-



cação pode ser usado como

$$i_{fxy} = \frac{i_{fx} + i_{fy}}{2}$$

Utilizando-se dessa teoria, o Prof. SCHADE (14) publicou uma série de gráficos, nos quais é possível obter os valores de K da fórmula 3.7, e os análogos nas fórmulas das tensões, por meio de adimensionais convenientes, para certos pontos.

Estes gráficos permitem, portanto, que se calcule com grande rapidez e manualmente as tensões nos principais pontos de grelhas de determinados tipos sob a ação de pressão uniforme.

Julgamos de algum interêsse recapitular as hipóteses dentro das quais se elaborou esta solução:

- a) Regime elástico e estado plano de tensões nas abas e nas almas.
- b) Pequenas deflexões, e as abas não sofrem outra deflexão que não a da barra.
- c) Pequenas espessuras.
- d) As tensões distribuem-se uniformemente na seção transversal das abas e as tensões normais distribuem-se linearmente, nas almas.
- e) No cálculo da deflexão só se consideram as deformações por rotação da seção transversal e distorção das abas.
- f) A rigidez de um nó, na direção x, se estende na largura  $S_x$  e, analogamente, na direção y.

não a influência, nas deformações, da força cortante e do momento torção (há indícios de que estes efeitos não são levados em conta pelas sociedades classificadoras).

### 3.2.2 O Método da Placa Ortotrópica.

Uma solução interessante para o problema de grelha foi desenvolvida por SCHADE (13) e (14), baseada na teoria da placa ortotrópica.

Para melhor apresentação, vamos desenvolver inicialmente alguns pontos sobre anisotropia, incluindo a particularização para estado plano de tensões, e, a seguir, a aplicação em grelhas.

De maneira geral, as relações entre tensões e deformações para um elemento podem ser escritas na forma

$$\{\sigma\} = [D] \{\epsilon\}$$

onde

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{Bmatrix} \quad e \quad \{\epsilon\} = \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix}$$

e  $[D]$  uma matriz (6 x 6) ligada a um sistema de referência.

Nestas relações já foram consideradas as relações

$\tau_{xy} = \tau_{yx}$ ,  $\tau_{xz} = \tau_{zx}$  e  $\tau_{yz} = \tau_{zy}$  fornecidas pelas equações de equilíbrio do elemento.

A matriz  $D$  é formada, em princípio, por 36 elementos, porém algumas simplificações podem ser feitas.

a) Se derivarmos a energia de deformação sucessivamente em relação a dois deslocamentos diferentes, obteremos o mesmo resultado, não importando a ordem de derivação, dentro da hipótese da energia ser contínua em relação a esses dois deslocamentos. Assim sendo, chamando de  $w$  a energia de deformação:

$$\delta w = \tau_x \delta \epsilon_x + \tau_y \delta \epsilon_y + \dots + \tau_{yz} \delta \gamma_{yz}$$

$$\frac{\partial w}{\partial \epsilon_j} = \tau_j = \sum_{r=1}^6 d_{jr} \epsilon_r$$

onde os índices caracterizam cada uma das deformações.

$$\frac{\partial^2 w}{\partial \epsilon_j \partial \epsilon_p} = d_{jp},$$

por outro lado,

$$\frac{\partial^2 w}{\partial \epsilon_p \partial \epsilon_j} = d_{pj}$$

portanto,  $d_{jp} = d_{pj}$  e, então, a matriz  $[D]$  é simétrica em relação à diagonal principal.

b) Suponhamos um caso em que todas as deformações sejam nulas, com exceção de  $\gamma_{xy}$ . Neste caso, teríamos que..  $\tau_x = d_{14} \gamma_{xy}$ . O sinal de  $\gamma_{xy}$  depende da orientação dos eixos  $x$  e  $y$ , mas  $\tau_x$  não depende dessa orientação; portanto,

neste caso,  $\sigma_x = 0$  e para isso  $d_{14} = 0$ , desde que, por hipótese,  $\gamma_{xy} \neq 0$ . Analogamente,  $d_{14}, d_{15}, d_{16}, d_{24}, d_{25}, d_{26}, d_{34}, d_{35}, d_{36}, d_{45}, d_{46}, d_{56}$  e os simétricos, são nulos.

Portanto, sem nenhuma consideração de isotropia, a matriz  $[D]$  pode ser escrita:

$$[D] = \begin{array}{cccccc} d_{11} & d_{12} & d_{13} & 0 & 0 & 0 \\ & d_{22} & d_{23} & 0 & 0 & 0 \\ & & d_{33} & 0 & 0 & 0 \\ \text{Simétrica} & & & d_{44} & 0 & 0 \\ & & & & d_{55} & 0 \\ & & & & & d_{66} \end{array}$$

c) Fazendo agora a hipótese de estado plano de tensões, no plano  $xy$  teremos por definição  $\sigma_z = 0$ ,  $\gamma_{xz} = 0$  e  $\gamma_{yz} = 0$ . Pela aplicação das relações entre tensões e deformações, e utilizando a matriz  $[D]$  já simplificada, teremos..  $\sigma_{yz} = d_{66} \gamma_{yz}$ ; no estado plano de tensões  $\gamma_{yz} = 0$ , portanto, ou  $d_{66}$  tende ao infinito, ou  $\sigma_{yz} = 0$ . Mas  $d_{66}$  é uma característica elástica do material e, portanto, não tende ao infinito, donde  $\sigma_{yz} = 0$ .

Então, dentro das hipóteses de regime elástico e estado plano de tensões, as relações entre tensões e deformações podem ser escritas como:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} d_{11} - d_{13}^2/d_{33} & d_{12} - d_{23} d_{13}/d_{33} & 0 \\ d_{12} - d_{23} d_{13}/d_{33} & d_{22} - d_{23}^2/d_{33} & 0 \\ 0 & 0 & d_{44} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{vmatrix}$$

d) Pode-se demonstrar ainda que, nas hipóteses de regime elástico e estado plano de tensões, quando definidas as características elásticas do material em duas direções, estão definidas as características em qualquer outra direção. Em outras palavras, a anisotropia, no caso de estado plano de tensões, recai em ortotropia.

Seja a matriz  $[D]$ , tal que  $\{\sigma\} = [D] \{\epsilon\}$ , onde  $\{\sigma\}$  e  $\{\epsilon\}$  são relativos a um sistema de referência  $xy$ . Vamos obter a partir de  $[D]$ , a matriz  $[D]'$ , tal que  $\{\sigma\}' = [D]' \{\epsilon\}'$ , onde  $\{\sigma\}'$  e  $\{\epsilon\}'$  são relativos ao sistema de referência  $x'y'$ .

Para isso, vamos considerar a matriz  $[K]$ , tal que  $\{\sigma\} = [K] \{\sigma\}'$  e a matriz  $[T]$  tal que  $\{\epsilon\} = [T] \{\epsilon\}'$

Como a energia de deformação não depende do sistema de referência, são válidas as relações:

$$\{\epsilon\}'^T \{\sigma\}' = \{\epsilon\}'^T \{\sigma\} = \{\sigma\}'^T \{\epsilon\}' = \{\sigma\}'^T \{\epsilon\}$$

onde o sobre-índice T indica transposta.

Podemos ainda escrever:

$$\{\epsilon\}'^T [T]^T \{\sigma\} = \{\epsilon\}'^T [K]^{-1} \{\sigma\}$$

$$[T]^T = [K]^{-1}$$

Assim sendo, se

$$\{\sigma\} = [D] \{\epsilon\} \quad \text{e} \quad \{\sigma\}' = [D]' \{\epsilon\}'$$

$$[K] \{\sigma\}' = [D] [T] \{\epsilon\}'$$

$$[D]' = [T]^T [D] [T]$$

Passamos, a seguir, ao estabelecimento da equação diferencial da deflexão de uma placa ortotrópica, dentro das hipóteses de regime elástico, estado plano de tensões e pequenas deflexões.

Como já foi visto,

$$\begin{vmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} E'x & E'' & 0 \\ E'' & E'y & 0 \\ 0 & 0 & G \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{vmatrix}$$

Nas pequenas deflexões, as seguintes relações geométricas são válidas:

$$\epsilon_x = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad \epsilon_y = -z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad \text{e} \quad \gamma_{xy} = -2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

onde  $w$  é a deflexão.

Dessas relações se obtém:

$$\sigma_x = -z \left( E'x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + E'' \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)$$

$$\sigma_y = -z \left( E'y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + E'' \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)$$

$$\sigma_{xy} = -2 G z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

No caso de uma placa de espessura constante, podemos escrever os momentos por unidade de comprimento como

$$m_x = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x z \, dz = - (D_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + D_1 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2})$$

$$m_y = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_y z \, dz = - (D_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + D_1 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2})$$

$$m_{xy} = - \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{xy} z \, dz = 2 D_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

onde  $h$  é a espessura da placa,  $D_x = E'x h^3/12$ ,  $D_y = E'y \dots h^3/12$ ;  $D_1 = E''h^3/12$  e  $D_{xy} = G h^3/12$ .

Convém observar que para as relações acima mais uma hipótese foi feita, ou seja,  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\sigma_{xy}$  não dependem de  $z$ . Isto equivale, na maioria dos casos, à hipótese de placas finas.

Do equilíbrio do elemento da placa temos que:

(Fig. 3.3)

$$\frac{\partial^2 m_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 m_y}{\partial y^2} - 2 \frac{\partial^2 m_{xy}}{\partial x \partial y} = - p$$

onde  $p$  é a carga por unidade de área no ponto.

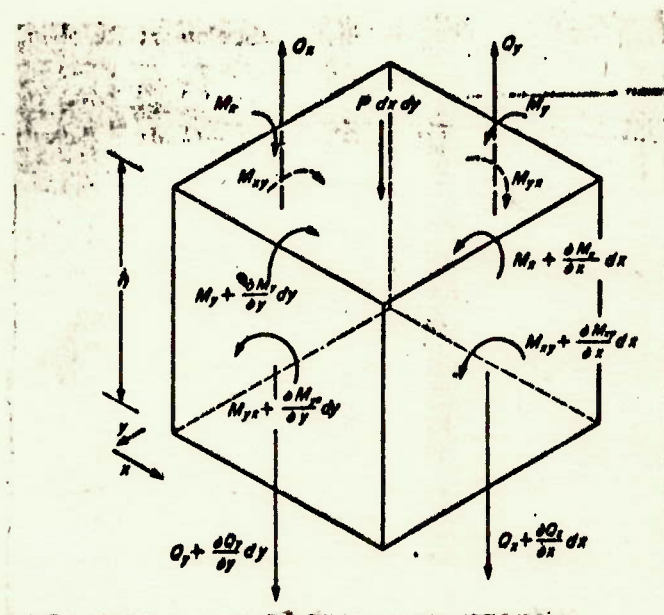


Figura 3.3

Daí teremos que a equação diferencial da deflexão para o caso de placa ortotrópica dentro das hipóteses já mencionadas é:

$$D_x \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2(D_1 + 2D_{xy}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_y \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = p$$

A dificuldade em estender esses resultados de placa ortotrópica para o caso de grelha está justamente na determinação dos valores de  $D_x$ ,  $D_1$ ,  $D_{xy}$  e  $D_y$ . Esta dificuldade foi levantada por SCHNADEL, cujo trabalho se encontra na referência (13), e consiste basicamente no seguinte:

Suponhamos o cruzamento de duas barras, uma na direção  $x$  (longitudinal) e outra na direção  $y$  (hastilha). (Veja Figura 3.4). Vamos separar o momento que age sobre cada uma delas em momento fletor resistido pela alma, e momento fletor re



sistido pelas abas. O momento fletor resistido pelas almas podem ser escritos como:

$$m_{ax} = - D i_{ax} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad \text{e} \quad m_{ay} = - E i_{ay} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$$

pois elas se comportam simplesmente como vigas.  $i_{ax}$  e  $i_{ay}$  serão, portanto, os momentos de inércia das almas em relação à linha neutra dos respectivos perfis, por unidade de comprimento.  $E$  é o módulo de elasticidade do material, e  $m_{ax}$  e  $m_{ay}$  são momentos resistidos pelas almas, por unidade de comprimento.

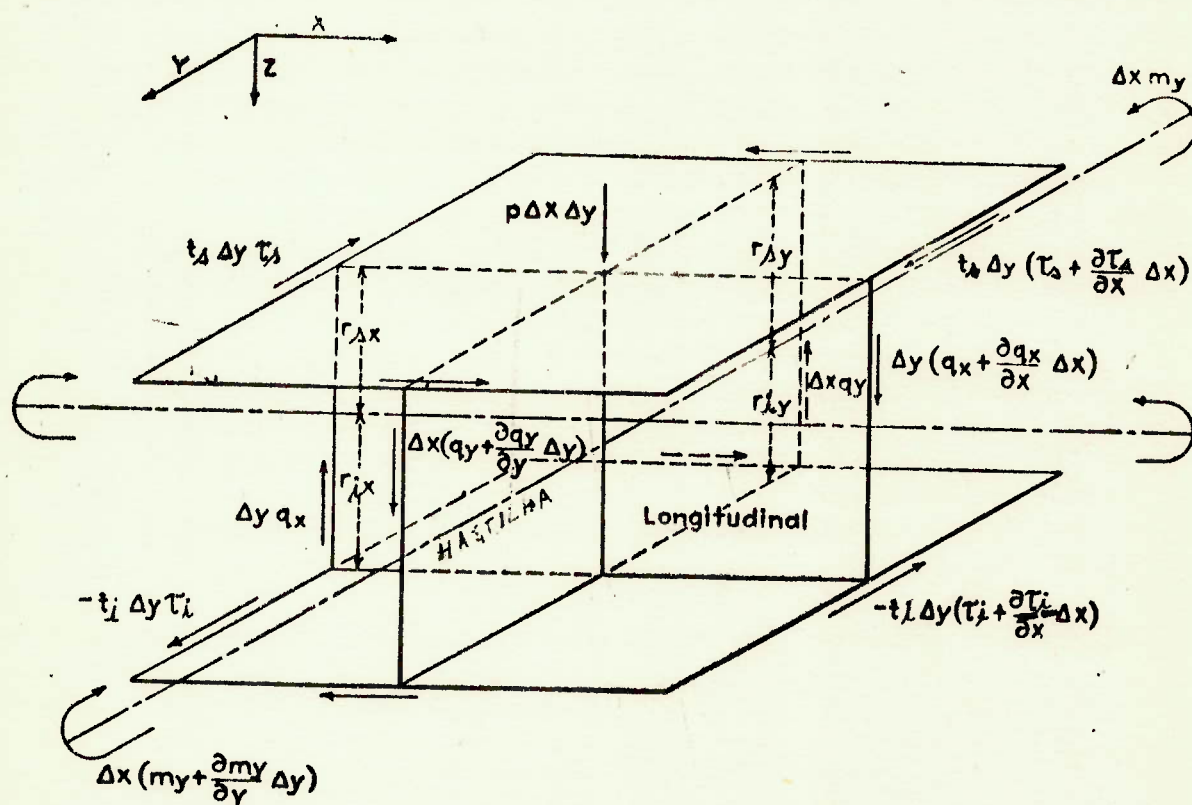


Figura 3.4

D = pontal (m);

S = vão medido entre os transversais (m);

s = espaçamento entre os longitudinais.

Valem aqui as observações feitas anteriormente no dimensionamento dos longitudinais pelo A.B.S., com as seguintes ressalvas:

a) a largura efetiva é especificada como sendo .. 610 mm (item 5302);

b) colocando as fórmulas dadas pelas duas sociedades na mesma forma e nas mesmas unidades, chega-se a:

$$\text{A.B.S.} \quad \dots \quad SM = 11,05 \cdot s \cdot (D + 2,44) \cdot l^2$$

$$\text{L.R.} \quad \dots \quad SM = 13,5 \cdot s \cdot D \cdot l^2$$

Donde se verifica que estas duas sociedades diferem pouco quanto às suas exigências no módulo de resistência dos longitudinais, pois um maior valor do coeficiente na exigência do L.R. encontra um valor maior na carga considerada pelo A.B.S.

Quanto ao dimensionamento dos transversais e quilhas, esta regra (ítems 4603 e 4803) exige como módulos de resistência mínimos aqueles dados pelas fórmulas:

$$I/y = 62 K_1 b_t S_G D s / (n + 1) \quad (\text{cm}^3) \quad \text{para as quilhas, e}$$

$$I/y = 62 K_1 s D S_T^2 \quad (\text{cm}^3) \quad \text{para as hastilhas, onde:}$$

s = espaçamento dos transversais (m);

D = pontal (m);

$S_G$  = vão dos longitudinais (de antepara a antepara) (m);

$b_t$  = boca do tanque (m);

$S_T$  = vão dos transversais (de antepara a antepara, ou de antepara a costado) (m);

$n$  = número de quilhas na largura do tanque;

$K_1$  = coeficiente que depende:

- a) do arranjo do fundo (número de quilhas e hastilhas;
- b) do vão das quilhas e das hastilhas;
- c) dos momentos de inércia dos transversais e quilhas.

É mencionado que os momentos de inércia, assim como os módulos de resistência, deverão ser calculados levando-se em conta o chapeamento associado (vide Capítulo II).

Quanto a até que ponto da borboleta deve ser considerado para a medida dos vãos, o L.R. usa um critério diferente do A.B.S. (vide Capítulo II), que depende, porém, dos mesmos parâmetros. Para as medidas usuais em navios verifica-se que estes critérios são bastante próximos.

O Det Norske Veritas 1972, na página 64, Capítulo II, seção 11, item 3-203, exige como módulo mínimo de seção para os longitudinais, aquele dado pela fórmula

$$Z = \frac{7}{f_1} \left(1 + \frac{L}{250}\right) l^2 s(D + 2,5) \quad (\text{cm}^3)$$

onde:

$f_1$  = fator que depende do material empregado; para

- o aço médio vale 1;
- $L$  = comprimento do navio, não maior que 200m (m);
- $l$  = vão dos longitudinais (entre transversais ou entre transversal e antepara) (m);
- $s$  = espaçamento entre longitudinais (m);
- $D$  = pontal (m).

A presença de  $L$  (comprimento do navio) na fórmula que dá o módulo de seção dos longitudinais, deve ser para levar em conta o aumento de  $\sigma_1$  com o comprimento do navio, fazendo com que o  $\sigma_2^*$  admissível seja menor.

Supondo  $f = 1$  e  $L \geq 200m$ , o módulo de seção seria dado por

$$Z = 12,6 l^2 s (D + 2,5)$$

que, comparado com o critério do A.B.S., verifica-se serem muito parecidos (14% de diferença no módulo de seção significa diferenças muito pequenas nas dimensões da seção). Assim sendo, o D.N.V. utiliza o mesmo método para dimensionar os longitudinais, exceto o seu uso de tensão admissível variável com o comprimento do navio, até o comprimento de 200m.

A largura efetiva a ser usada no cálculo do módulo de seção é especificada pela curva apresentada no Capítulo.. II, onde se verifica, portanto, que a largura efetiva usada pelo D.N.V. é menor que a utilizada pelo A.B.S., e talvez por isso o módulo de seção dado pelo D.N.V. seja menor que o dado pelo A.B.S.

Quanto ao estudo dos transversais e das quilhas, na seção 8, Ítem A100, esta sociedade exige uma análise estrutural completa com determinada condição de carga (Ítem C) e com critério da máxima energia de distorção como critério de resistência. Na mesma seção, Ítem A103, é oferecida a alternativa da aplicação do Apêndice I da regra para o cálculo dos módulos de seção e áreas de cisalhamento mínimos.

Observando-se o Apêndice I da regra, verifica-se que o módulo de seção é fornecido em função de uma área de carga, do quadrado do vão e de coeficientes que, por sua vez, dependem de relações como: vão e espaçamento, arranjo da estrutura, elemento considerado, arranjo da estrutura dos tanques adjacentes, etc. Isto nos leva a crer que o Anexo I seja o resultado paramétrico de grelhas, de arranjo frequente no fundo de navios-tanques, resolvido de maneira racional, e com hipóteses e condições que não foi possível determinar. Não há evidência, porém, de que na solução racional da grelha, que deu origem ao Anexo I da regra, tenham sido levadas em conta as deformações por cisalhamento (força cortante ou momento torção), isto pela falta de grandezas, tais como altura do perfil, área da alma, etc.

Da observação das exigências dessas três sociedades classificadoras, podemos depreender que:

a) Todas elas consideram como estrutura o fundo limitado por anteparas transversais e costado, e/ou anteparas longitudinais, levando em conta de maneira empírica o efeito

da estrutura dos tanques adjacentes.

b) Todas elas consideram os longitudinais apoiados nas hastilhas, e o que varia, de uma para outra sociedade classificadora, são as condições de engaste, de carga, de largura efetiva e a tensão admissível. Todas elas, portanto, separam a estrutura do fundo em duas, a saber: uma formada pelos longitudinais considerando as quilhas e hastilhas irrecalcáveis, e outra formada pelas quilhas e hastilhas.

c) Quanto ao tratamento dessa estrutura, a tendência das sociedades, pelo menos para navios de grande porte, é:

- especificar as cargas (a especificação mais detalhada é a do D.N.V.);
- especificar as larguras efetivas;
- especificar as tensões admissíveis (com exceção do L.R.S.);
- especificar áreas mínimas para resistência ao cisalhamento por força cortante;
- exigir tratamento de grelha, o que é feito de maneira mais ou menos cabalística, conforme a regra (o D.N.V. e o L.R.S. dão o tratamento mais racional).

Alguns pontos são ainda deixados em aberto:

- condições de contorno da grelha;
- distribuição das cargas sobre as barras;
- se na resolução da grelha é levada em conta ou

### CAPÍTULO III

#### EXAME DE MÉTODOS PARA ANÁLISE DA ESTRUTURA DO FUNDO E DE SUAS LIMITAÇÕES

##### 3.1 A ESTRUTURA DO FUNDO

A estrutura do fundo dos navios é formada por um conjunto de barras que reforçam um chapeamento, no caso de navios de fundo simples; e dois chapeamentos, no caso de navios de duplo fundo.

O objetivo desejado ao se projetar o fundo de um navio, é obter a resistência adequada com mínimo peso, dentro dos limites ditados pelo custo de fabricação e facilidade de reparo.

O elemento predominante, do qual dependerá o peso final do chapeamento reforçado, não se considerando as características do material empregado, é a distribuição dos reforços.

Claro é que, para facilidade de construção e para prover continuidade estrutural, objetivando adequada difusão dos esforços, os reforços são colocados nas direções longitudinal e transversal do navio.

A relação entre o espaçamento dos reforços longitudinais e o espaçamento entre os reforços transversais definirá o aspecto da unidade de chapeamento e o tipo de estrutura: longitudinal ou transversal. Se a maior dimensão da unidade de cha-

peamento for no sentido proa-popa, a estrutura será de cavernamento longitudinal; caso contrário, será de cavernamento transversal. Quando a forma da unidade de chapeamento se aproxima do quadrado, diz-se que a estrutura é celular.

Até 1908, quando da entrega do navio "Paul Paix", (21), todos os navios eram de cavernamento transversal. Havia razões para isso. A primeira delas era a herança da tecnologia de construção que se utilizava de madeira, quando era difícil prover continuidade por trechos muito longos. Outra razão era a maior dificuldade em se erigir uma estrutura de cavernamento longitudinal. Devemos lembrar também que, na ocasião, era pequeno o total de navios especializados no transporte de granel líquido (os primeiros navios especializados para este fim foram projetados em 1886), e que as hastilhas altas decorrentes do cavernamento longitudinal eram causa de dificuldade no arranjo da carga nos porões dos navios cargueiros.

Algumas condições fizeram com que atualmente prevaleça o cavernamento longitudinal, principalmente no convés e no fundo.

Uma delas, a principal, é a economia de peso na estrutura, decorrente desse cavernamento, principalmente para navios de carga a granel.

O aumento do porte dos navios foi outra razão importante, pois, se considerarmos navios geometricamente semelhantes, com semelhança de cargas, a tensão normal primária aumenta com o porte do navio. Se não, vejamos:



Considerando o momento fletor na seção mestra como proporcional a  $\Delta \times L$ , poderemos escrever para um dado navio que  $M \propto L^2 B D$ . Por outro lado, o momento de inércia da seção pode ser considerado como

$$I \propto BD^3$$

e, portanto, a tensão normal primária

$$\sigma_1 \propto \frac{L^2 BD^2}{BD^3} \propto \frac{L^2}{D}$$

Assim sendo, era necessário prover maior resistência longitudinal.

A contribuição da área da seção transversal dos longitudinais para o módulo de seção do navio não foi aceita de imediato. Houve no início uma injustificada cautela. Atualmente, porém, a seção transversal de qualquer elemento longitudinal que se estenda por um comprimento suficiente ao longo do navio é integralmente computada no cálculo do módulo da seção mestra.

Uma outra condição para o advento do cavernamento longitudinal foi o uso de materiais mais resistentes, que possibilitam espessuras menores no chapeamento, diminuindo, portanto, a tensão crítica de estabilidade, se fossem mantidas as outras condições geométricas. O uso de reforços longitudinais é mais eficiente, sob este aspecto, tanto no que diz respeito à flambagem do painel quanto à flambagem da unidade de chapeamento.

A implantação da soldagem também tornou mais vantajoso o cavernamento longitudinal, devido às deformações causadas pelas tensões residuais. Observando-se a figura 3.1 é razoável afirmar-se que a estabilidade é maior quando a tensão  $\sigma_1$  age na direção x do que quando age na direção y.

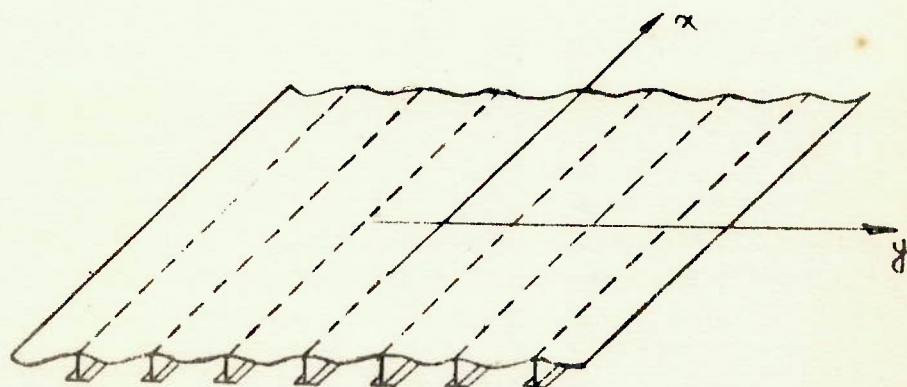


Figura 3.1

Por estas razões, a estrutura do fundo entre duas anteparas transversais é constituída de reforços longitudinais menores e menos espaçados do que os reforços transversais.

Na direção longitudinal, porém, há ainda necessidade de reforços longitudinais de grandes dimensões, pois no caso do navio docado, a reação dos blocos de docagem é distribuída em pequena área, exigindo a existência de um elemento longitudinal da mesma ordem de grandeza, ou talvez maior, que os transversais. Estes elementos longitudinais podem ser quilhas ou anteparas longitudinais, conforme a conveniência em relação à subdivisão interna. Os elementos longitudinais gigantes servem também de apoio para os elementos

transversais gigantes, que de outra forma ficariam com vão livre muito grande.

No caso de navios tanques existem as anteparas longitudinais, e entre elas quilhas laterais, cujo número (de anteparas e quilhas) varia com o porte do navio.

A figura 3.2 mostra um exemplo da estrutura do fundo de um navio tanque cavernado longitudinalmente.

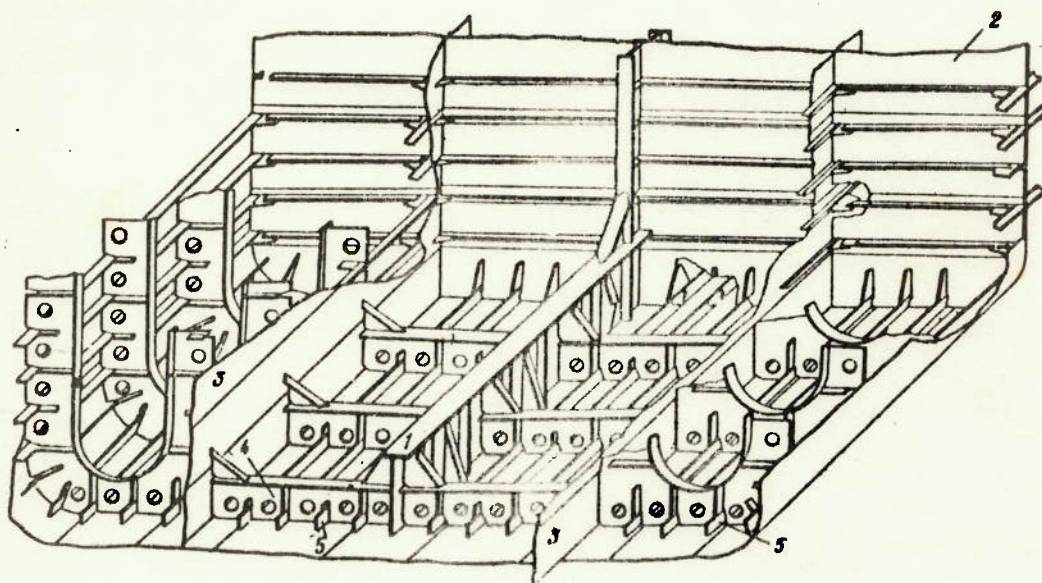


Figura 3.2

1. Quilha
2. Antepara transversal
3. Antepara longitudinal

4. Hastilha
5. Longitudinal.

### 3.2 MÉTODOS DE CÁLCULO DOS ESFORÇOS NA ESTRUTURA DO FUNDO.

Analizamos, a seguir, diversos métodos de cálculo dos esforços secundários na estrutura do fundo de navios tanques.

#### 3.2.1 Métodos de Cálculo Aceitos e Aplicados pelas Sociedades Classificadoras.

O A.B.S. de 1972 (18), na seção 22, ítem 29.2, exige como módulo mínimo de seção dos longitudinais do fundo a-  
quele dado pela fórmula

$$SM = 7.90 C \cdot s \cdot h \cdot l^2 \text{ em cm}^3$$

onde:

$l$  = comprimento entre os pontos de suporte (m);  
 $h$  = distância do longitudinal a um ponto situado a  
 2,44 metros acima do convés a meio navio (m).

Portanto,  $h = (D + 2,44)$ ;

$s$  = espaçamento entre os longitudinais (m);

$C = 1,40$ .

Tal módulo de seção pode ser diminuído de 10% para se descontar a margem de corrosão.

A regra, nesse ítem, especifica que o módulo de seção acima é o módulo da seção formada pelo longitudinal e o chapeamento a ele associado, porém não especifica qual é esse chapeamento. Supomos que a regra, ao se referir a chapeamento associado, considera um chapeamento de largura  $s$ , pois espera-se que a razão  $l/s$  seja suficientemente grande para isso (ve-

ja-se ítem 3 deste mesmo capítulo). Pela fórmula apresentada, presume-se que o longitudinal é considerado como uma viga sujeita a uma carga distribuída, não sendo possível determinar, porém, as condições de apoio com as informações fornecidas pela Sociedade em suas regras. Uma coisa, porém, é certa: os longitudinais são dimensionados independentemente dos transversais e das quilhas. Poder-se-ia argumentar contra essa afirmação, dizendo-se que a regra pressupõe, por imposições anteriores, determinados valores de rigidez das hastilhas. Tal argumento, porém, não é válido, pois a rigidez das hastilhas depende do arranjo do fundo (número de anteparas longitudinais, quilhas, etc.) e os longitudinais independem desse arranjo. Podemos, portanto, concluir que os longitudinais são considerados pela Sociedade Classificadora como vigas sobre apoios irrecalcáveis, com determinada condição de engaste, suportando carga distribuída.

Para as quilhas laterais esta regra impõe, na seção 22, ítem 27.2, um módulo de seção dado por

$$SM = 4,74 C h s l_b^2 \text{ (cm}^3\text{)}$$

onde:

$l_b^2$  = vão da viga medido conforme citado no Capítulo II (m);

s = área suportada (m);

h = pontal (m);

C = 2.0.

Para estas vigas a regra especifica a tensão normal admissível (que corresponde ao por nós chamado  $\sigma_2^*$ ) de  $94 \text{ kg/cm}^2$  para aço comum de construção naval. Chamando  $h$  de  $s$  de  $p$ , e utilizando este valor de tensão admissível, podemos afirmar que o momento fletor máximo assumido vale

$$M = \frac{P l_b^2}{10.3}$$

Supondo que a regra considere a carga uniformemente distribuída, podemos deduzir que se considera a viga como suportada por apoios irrecalcáveis e com uma condição média de engaste.

O vão ( $l_b$ ) a ser considerado não é muito claro na regra, mas por não haver nenhuma variação no módulo de resistência com o número de hastilhas transversais, presumimos que  $l_b$  seja medido entre as hastilhas.

Para as hastilhas, a regra impõe a mesma expressão para o módulo de resistência, apenas mudando o significado de  $s$  para o espaçamento entre hastilhas e o valor de  $C$  para um valor que depende do número de quilhas laterais e das condições de apoio. O valor da tensão admissível neste caso é maior e vale  $1420 \text{ kg/cm}^2$ .

O Lloyd's Register 1972 impõe para o mínimo módulo de resistência dos longitudinais do fundo aquele dado pela fórmula (item 4401 da referência (10):

$$I/y = s S^2 D/74 \text{ (cm}^3\text{)}$$

onde:

$$\begin{aligned} N_x &= \bar{\sigma}_x \cdot t \\ N_y &= \bar{\sigma}_y \cdot t \\ N_{xy} &= \bar{\sigma}_{xy} \cdot t \end{aligned}$$

$t$  - é a espessura da placa

$$D = E t^3 / 12 (1 - \nu^2)$$

$p$  = carregamento lateral relativo a  $\bar{\sigma}_3$ .

$\bar{\sigma}_3$  pode ser escrito como:

$$\bar{\sigma}_{3x} = \frac{E z}{1 - \nu^2} \left( \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w_1}{\partial y^2} \right)$$

$$\bar{\sigma}_{3y} = \frac{E z}{1 - \nu^2} \left( \frac{\partial^2 w_1}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} \right)$$

Como se vê, a tensão terciária depende das outras tensões. Em geral, a solução de problemas desse tipo é apresentada da seguinte forma:

Da consideração da equação

$$\nabla^4 w'_1 = \frac{p}{D}$$

e das condições de contorno, obtém-se  $\bar{\sigma}'_3$ ; a seguir, consideram-se os fatores de amplificação ( $\phi_x$  e  $\phi_y$ ) tais que:

$$\bar{\sigma}_x = \bar{\sigma}_x + \phi_x \bar{\sigma}'_{3x} \quad \text{e} \quad \bar{\sigma}_y = \bar{\sigma}_y + \phi_y \bar{\sigma}'_{3y}$$

onde  $\bar{\sigma}_x$  e  $\bar{\sigma}_y$  são as tensões totais.

Os fatores de amplificação  $\phi_x$  e  $\phi_y$  são funções de:

$\bar{\sigma}_x, \bar{\sigma}_y, \bar{\sigma}_{xy}, a/b, x, y, \left[ w, \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial w}{\partial y} \right]$  no contorno, onde  $w$  é a deflexão total real.

A condição de independência exige que  $\phi_y = 1$ , e  $\phi_x = 1$ , ou seja,  $\sigma_3 = \sigma_3$ .

Para efeito de projeto, as seguintes hipóteses são feitas:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_x &= \sigma_1 & e & \quad w_0 = 0 & \quad \frac{\partial w_0}{\partial y} = 0 \\ \bar{\sigma}_y &= 0 & \quad \frac{\partial w_0}{\partial x} &= 0 \\ \bar{\sigma}_{xy} &= 0 \end{aligned}$$

Estas hipóteses fazem com que  $\phi_x \approx 1$  e, portanto, admite-se que

$$\phi_x = 1, \text{ e } \phi_y (\sigma_1, a/b, x, y, w_1, \partial w_1 / \partial x, \partial w_1 / \partial y)$$

A hipótese de  $\bar{\sigma}_{xy} = 0$  parece-nos aceitável em termos de engenharia, por ter valores pequenos, assim como  $\bar{\sigma}_y$ , porém, a consideração de  $\bar{\sigma}_x = \sigma_1$ , desprezando a componente devida à deformação secundária, parece-nos menos evidente, se bem que significa uma simplificação notável para cálculo de  $\phi$ , uma vez que  $\sigma_2$  não é uniformemente distribuída no contorno da unidade de chapeamento, como o é  $\sigma_1$ .

As hipóteses relativas a  $w_0$  e suas derivadas representam as condições enunciadas por St.DENIS (3), e parecem-nos plenamente aceitáveis.

Estudemos agora a deformação primária; para isso vamos considerar a viga navio sujeita às deformações secundárias e terciárias.



Chamaremos de  $w_1$  a linha elástica da viga navio, devido ao efeito de  $\sigma_1$  e  $w_0$  a linha elástica devida às deformações secundárias e terciárias. Dentro da teoria de pequenas deflexões ( $w_1$  e  $w_0$  pequenos), e considerando a hipótese de Bernouille, podemos escrever que:

$$\frac{d^4 w_1}{dy^4} = \frac{p}{E J_x}, \text{ onde } p = \text{carregamento relativo a } \sigma_1, \text{ e}$$

$$J_x = \text{momento central de inércia da seção transversal.}$$

O valor de  $J_x$  é influenciado pelas tensões secundárias e terciárias, por deformarem as seções transversais. Parece-nos claro que esta influência é perfeitamente desprezível.

A discussão de  $\sigma_2^*$  é análoga à feita para  $\sigma_2^{**}$ .

### 2.2.2 Condição (b)

A simultaneidade das tensões depende da simultaneidade do carregamento, e está nas mãos do projetista satisfazer essa condição.

### 2.2.3 Condição (c)

De fato, as tensões  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  longitudinais atuam no mesmo plano das seções transversais da viga navio, e as tensões  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  transversais, no plano vertical longitudinal. Porém, na prática, são calculados os valores máximos das tensões em certas regiões e, portanto, não agem no mesmo ponto. Por exemplo, na Figura 2.7, na direção longi

tudinal, são somadas as seguintes tensões:

$\sigma_2^*$  - no ponto 1       $\sigma_2^*$  - no ponto 4

$\sigma_2^{**}$  - no ponto 3    ou  $\sigma_2^{**}$  - no ponto 6

$\sigma_3$  - no ponto 2       $\sigma_3$  - no ponto 5

Neste exemplo, tal soma é um valor superestimado da tensão real nos pontos 4, 5 ou 6, e nada se pode dizer, em princípio, nos pontos 1, 2 ou 3.

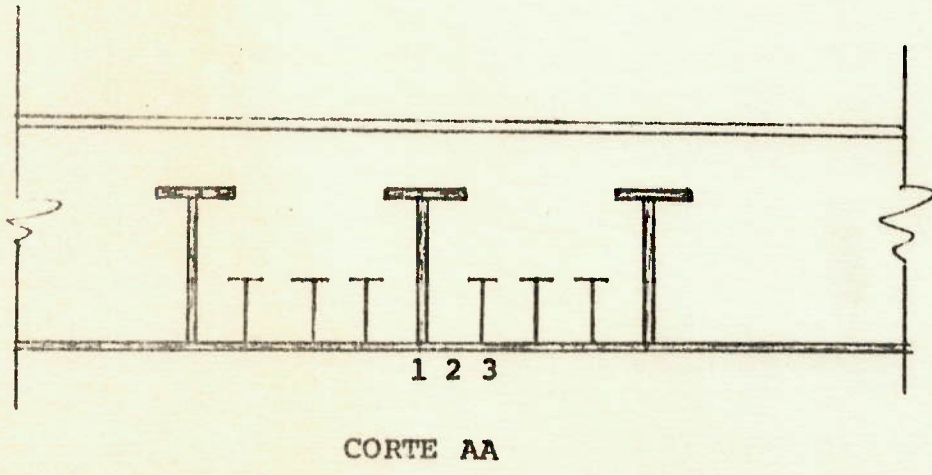
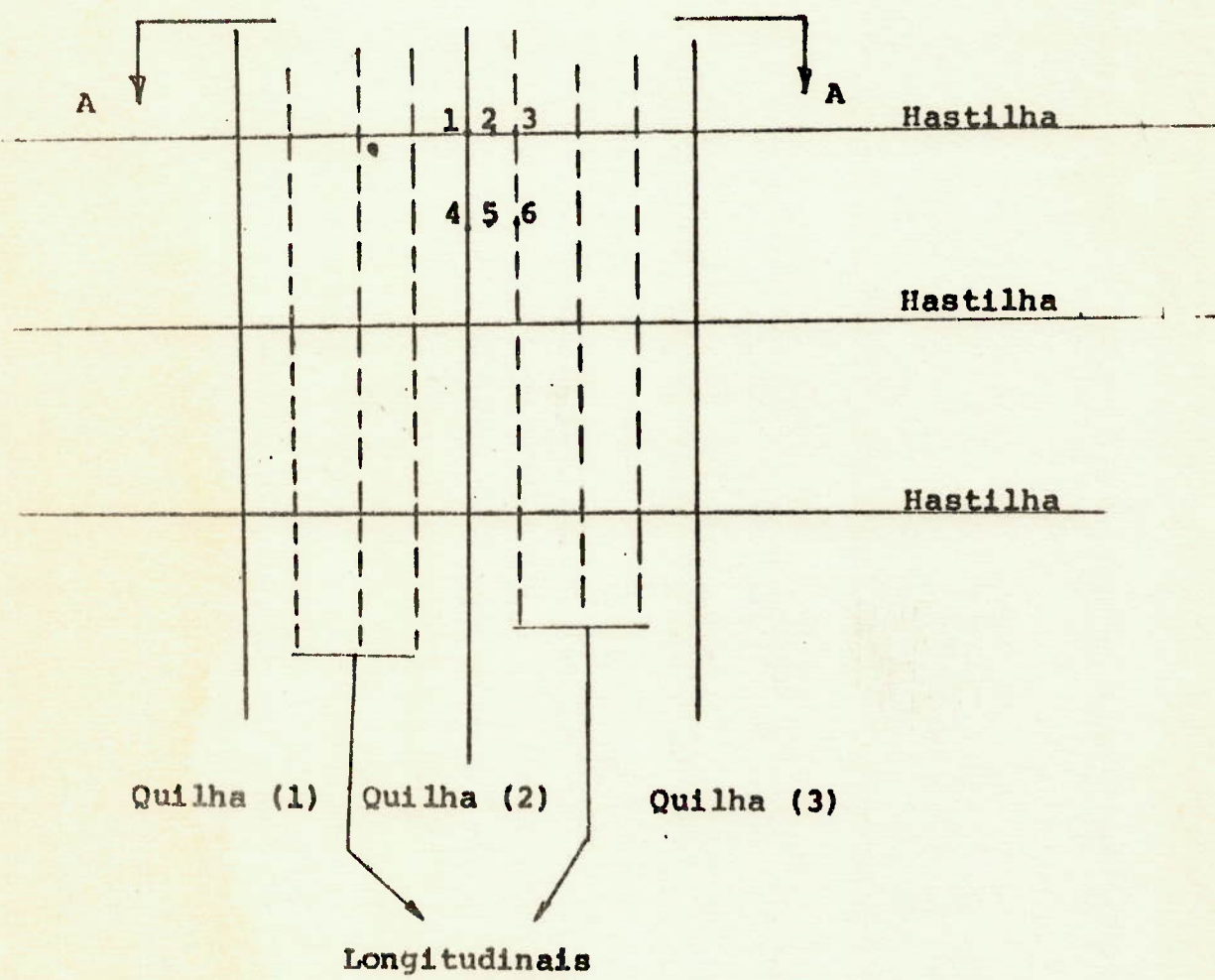


Figura 2.8

Verifica-se pelos diagramas de momentos que há uma relativa compatibilidade nos valores de máximos dos momentos fletores entre as curvas A e B.

Assim sendo, o critério dado pelo A.B.S. é muito bom quanto ao momento fletor dado no meio da viga e a favor da segurança na região onde considera o engaste, pois aí, não só o transversal, mas também parte da borboleta, resistem ao momento fletor encontrado. Portanto, este critério nos parece perfeitamente adequado no que diz respeito, a partir de onde se pode considerar o nó (borboleta) rígido. Observe-se que isto independe de uma eventual rotação do prumo na região de ligação, pois considerada a ligação através da borboleta como sendo rígida, significaria apenas uma translação igual das curvas A e B da Figura 2.3.d.

b) Normalmente as estruturas secundárias são vigas ligadas ao chapeamento e são estudadas como barras com determinada largura desse chapeamento associado, fazendo papel de aba dessa viga. A determinação dessa largura é um fator muito importante no resultado obtido.

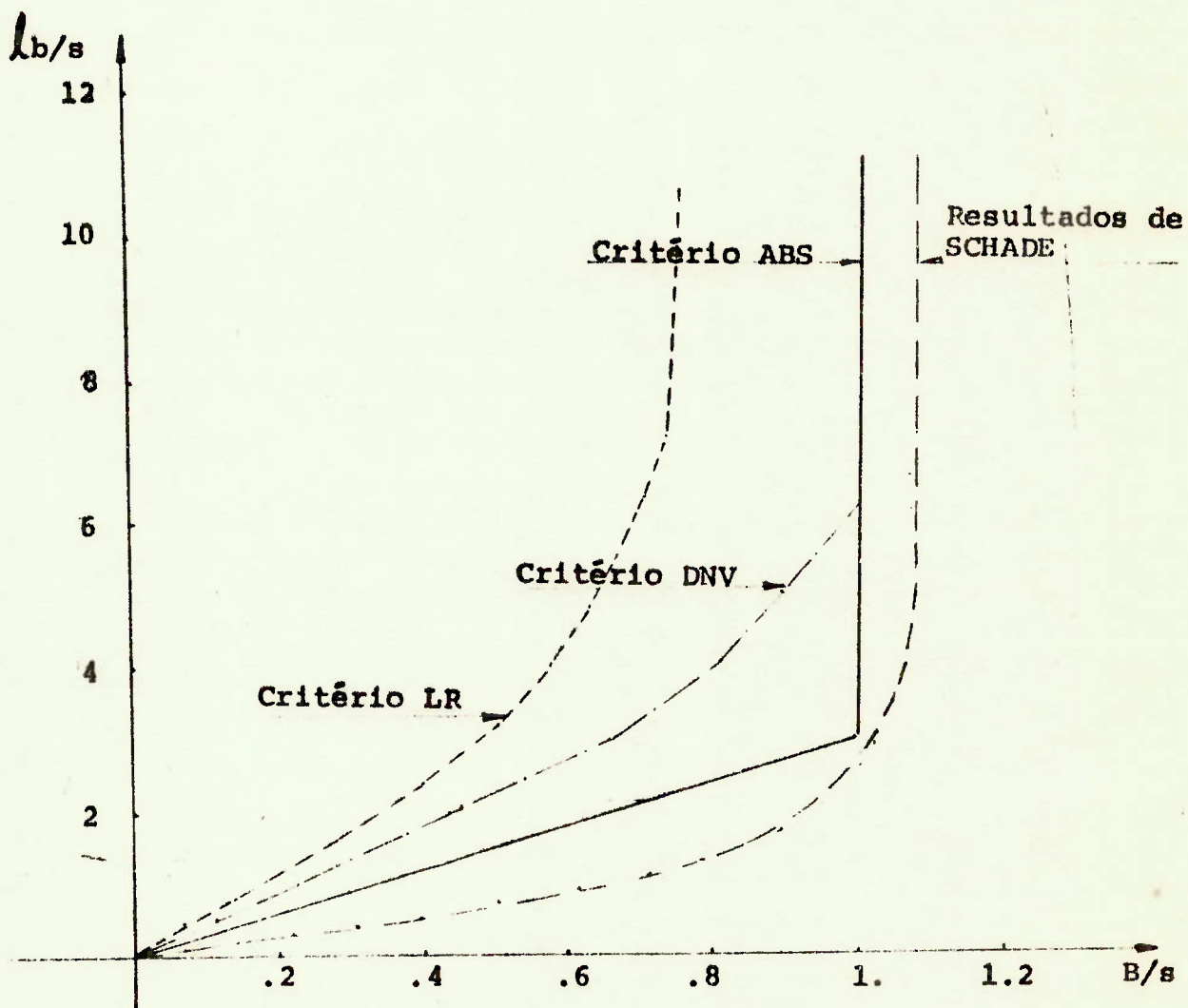
O trabalho mais difundido a esse respeito, em estruturas de navios, é o do Prof. SCHADE (1), onde a largura efetiva é uma largura de chapeamento associado à barra, tal que, resolvendo-se o problema dentro das hipóteses da teoria simples de viga, resulte uma tensão uniformemente distribuída nessa largura, igual à tensão normal máxima que realmente age na região onde o chapeamento se liga à viga.

O gráfico da Figura 2.4 mostra que há uma concor

dância entre a largura efetiva dada pela teoria do Prof. SCHAUDE, para carga uniformemente distribuída, e o critério das Sociedades Classificadoras, se levarmos em conta que estas pretendem fornecer um critério simples e conservador.

c) O carregamento sobre as estruturas secundárias constitui-se, em geral, das pressões hidrostáticas do mar, da carga útil transportada, de cargas concentradas aplicadas através de pilares, apoio de contentores, etc., e cargas estáticas supostamente equivalentes a cargas dinâmicas. Exceto as cargas concentradas, o carregamento sobre as barras que constituem uma estrutura secundária, é transmitido a esta através do chapeamento. Portanto, o carregamento seria constituído pelas ações das unidades de chapeamento sobre as barras. Resolver cada unidade de chapeamento para colocar sobre as vigas que a contornam as ações da placa não é um problema simples. A solução normalmente adotada e geralmente aceita é a distribuição das cargas transmitidas pelo chapeamento sobre as vigas pelo método dos "45 graus", descrito no Apêndice.

d) A estrutura secundária é sempre grandemente hiperestática. A solução de uma estrutura como esta exige o emprego de computadores, associado a métodos matriciais de sistemas reticulados ou elementos finitos, a menos que se façam determinadas simplificações. O erro introduzido por essas simplificações caracteriza a qualidade da análise. O fundo de navios grandes, por exemplo, é constituído por um chapeamento reforçado por duas classes perfeitamente distintas de



Largura Efetiva para Viga Biengastada  
com Carga Uniformemente Distribuída

Figura 2.4

lb - vão da viga

s - espaçamento entre as vigas

B - largura efetiva

Distância entre pontos de momento nulo suposta 0.6 lb.

(Viga biengastada com carga uniformemente distribuída).

barras, levando em consideração seus escantilhões: as quilhas e hastilhas e outra classe constituída pelos longitudinais. Ora, se considerássemos o fundo como uma grelha constituída por todos os reforços (grandes e pequenos), estaríamos em dificuldade na consideração da largura efetiva e na distribuição do carregamento.

Uma alternativa melhor é então incorporar a área das seções transversais das barras menores, ou parte dela, à área da seção transversal do chapeamento, através de um acréscimo de espessura, resolvendo-se assim uma grelha constituída de elementos com rigidez comparável. Quanto aos reforços menores, podem ser analisados como vigas sobre apoios irrecalcáveis. Esta alternativa corresponde a considerar a carga hidrostática transmitida pelo chapeamento sobre as vigas maiores diretamente ou através dos reforços menores e à consideração separada de deflexões segundo a figura 2.5. Como métodos de cálculo da grelha citamos os discutidos no Capítulo III.

### 2.1.3 Estrutura Terciária.

À placa limitada por quatro reforços que se interceptam, dois a dois, no chapeamento reforçado, chamaremos de unidade de chapeamento.

Uma unidade de chapeamento está genericamente sujeita ao seguinte carregamento:

- a) cargas perpendiculares ao seu plano médio;
- b) cargas de tração ou compressão no seu plano médio;

- c) cargas no seu plano médio, tangentes ao con -  
torno.

O dimensionamento poderá ser feito segundo dife-  
rentes teorias de placas e hipóteses sobre condições de con-  
torno. Os fatores que tornaram adequada ou não a escolha de  
uma teoria serão:

- a) comportamento elástico do material;  
b) pequena espessura em relação ao raio de curva-  
tura;  
c) relação máxima entre a máxima deflexão e es-  
pessura;  
d) condições de apoio.

Discussão dos fatores:

a) Algumas unidades de chapeamento são dimensiona-  
das para funcionar em regime plástico em alguns pontos. Por  
exemplo, a fiada inferior das anteparas. As sociedades clas-  
sificadoras baseiam o cálculo nesse critério, utilizando o  
regime elástico, mas impondo uma tensão admissível tal que,  
sob a máxima carga prevista, algumas regiões da placa esta-  
rão em regime plástico.

b) Esta hipótese é sempre verificada em unidades  
de chapeamento navais, e é ela que permite expressar o momen-  
to fletor em função da deflexão do plano médio (vide Referên-  
cia (20), ítem 10).

c) Esta hipótese ( $w_M/t < 0.5$ , onde  $w_M$  = deflexão  
máxima e  $t$  a espessura da placa), permite que se considere  
o plano médio como superfície neutra ( $\sigma = 0$ ), em torno da  
qual giram as seções. Em outras palavras, permite que a ten-



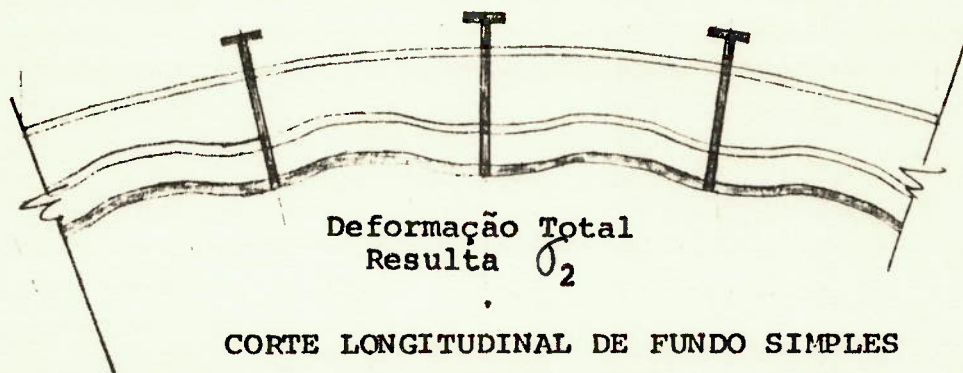
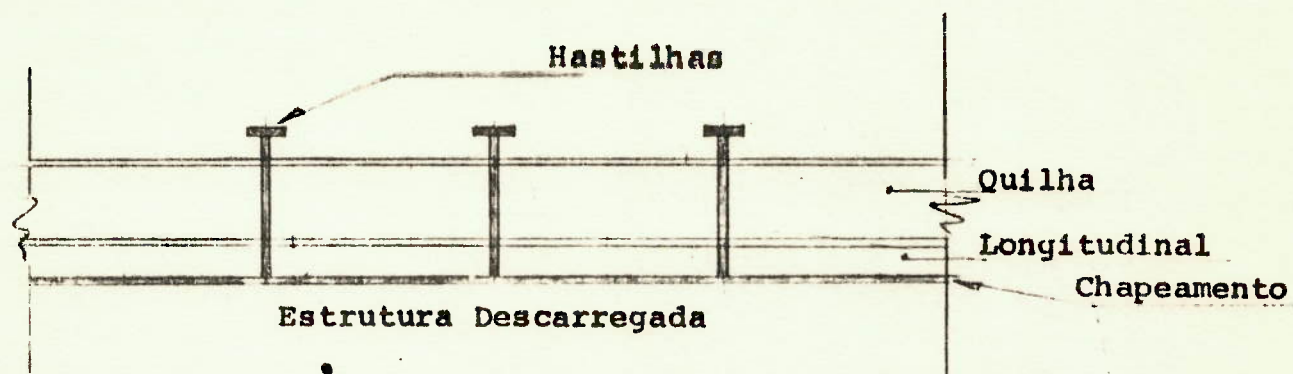


Figura 2.5

são de membrana seja desprezível, frente às tensões de flexão (vide Referência (20), ítem 13).

Esta também é uma hipótese verificada em unidades de chapeamento do navio.

d) A condição dos apoios no contorno da unidade de chapeamento do fundo é em geral de engaste, pois esta encontra-se sujeita a uma pressão uniformemente distribuída e, na sua adjacência há outras unidades igualmente carregadas e de geometria igual ou próxima. Porém, no caso de placas, a possibilidade ou não dos apoios se aproximarem assume grande importância, principalmente quando se utiliza o critério de grandes deflexões, caso em que a tensão de membrana é considerável. No caso do fundo de navios, a condição é, em geral, de reforços impedidos de se aproximarem, tanto pela rigidez destes como pela simetria acima citada.

Isto não impede, porém, que, no sentido longitudinal, a tensão primária ( $\sigma_1$ ) cause sobre a unidade de chapeamento, junto com a carga lateral, uma flexão composta. A maneira de levar em conta o acréscimo nas tensões devido a uma tensão normal de compressão no plano médio será vista mais adiante.

Observe-se ainda que as tensões calculadas ou fornecidas por meio de âbacos e tabelas são as máximas, ou seja: agentes no meio dos lados e no centro da placa. A estas tensões, chamaremos de tensões terciárias ( $\sigma_3$ ).

## 2.2 ANÁLISE DA VALIDADE DA SOMA DAS TENSÕES.

Para que a soma das tensões calculadas da forma

mostrada anteriormente possa ter algum significado no sentido de se aproximar da tensão normal real em determinado ponto, sob a ação do carregamento assumido, é necessário que:

- a) sejam independentes;
- b) ocorram simultaneamente;
- c) sejam tensões normais no mesmo ponto e no mesmo plano.

### 2.2.1 Condição (a)

Para discussão, vamos adotar o seguinte método: suponhamos conhecido o efeito combinado de todas as tensões, exceto uma delas, e vamos estudar o valor desta última com o efeito combinado de todas as outras. Por exemplo: vamos calcular  $\bar{\sigma}_2^{**}$ , estudando sua dependência com o efeito combinado de  $\bar{\sigma}_1$ ,  $\bar{\sigma}_2^*$  e  $\bar{\sigma}_3$ . Isto deverá ser feito para cada uma das tensões.

Estudaremos, inicialmente, a dependência de  $\bar{\sigma}_2^{**}$  das tensões  $\bar{\sigma}_1$ ,  $\bar{\sigma}_2^*$  e  $\bar{\sigma}_3$ ; para tanto, vamos supor um longitudinal e sua placa colaborante separado do restante da estrutura,

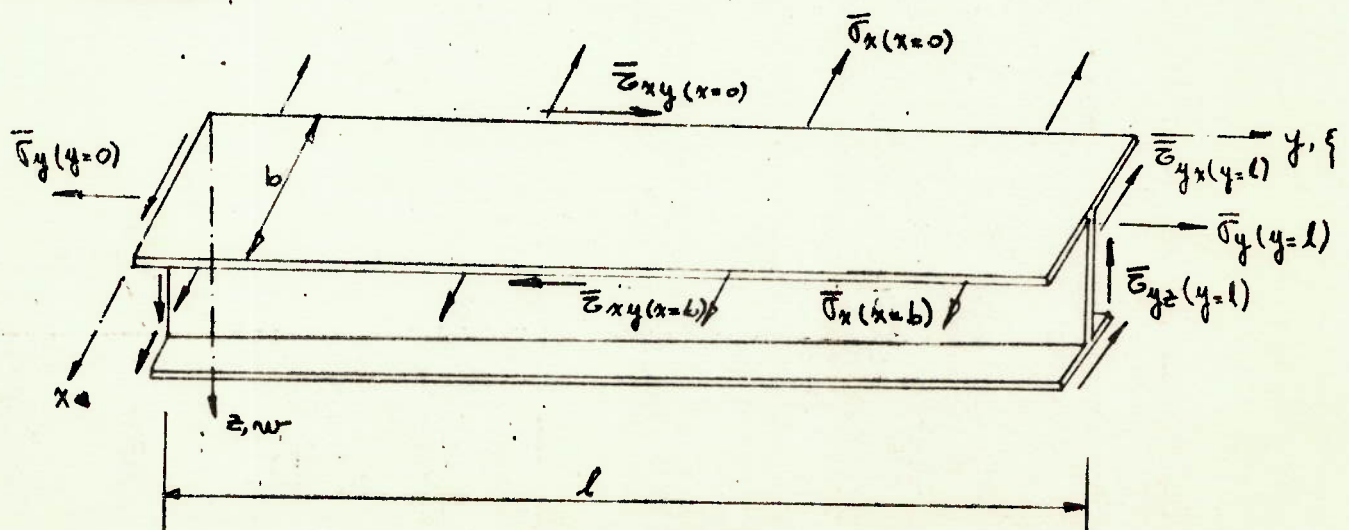


Figura 2.6

$\bar{\sigma}_x, \bar{\sigma}_{xy}$   
 $\bar{\sigma}_y, \bar{\sigma}_{yz}$  são tensões resultantes da combinação de  $\sigma_1$ ,  
 $\sigma_2^*$  e  $\sigma_3$ .

Seja  $w$  a deflexão do eixo longitudinal da barra na direção  $Z$ . O subscrito  $\underline{0}$  indicará o efeito combinado de  $\sigma_1, \sigma_2^*$  e  $\sigma_3$ , e o subscrito  $\underline{1}$  indicará o efeito de  $\sigma_2^{**}$ .

Dentro da teoria de pequenas deflexões e da hipótese de Bernouille, podemos escrever que:

$$p = E J_x \frac{d^4 w_1}{dy^4} + N_y \frac{d^2 (w_0 + w_1)}{dy^2} +$$

$$+ \frac{d^2}{dy^2} \int_0^y (\bar{\sigma}_{xy(x=b)} - \bar{\sigma}_{xy(x=0)})^* t^* (-w_0(\xi) - w_1(\xi) +$$

$$+ w_0(y) + w_1(y) + z_{LN})^* d\xi \quad \text{Eq.2.1}$$

Onde:

$J_x$  - momento de inércia da seção transversal em relação à linha neutra (função conhecida de  $y$ ).

$p$  - carregamento lateral relativo a  $\sigma_2^{**}$

$N_y = \int_A \bar{\sigma}_y(y=0) dA$ , onde  $A$  é a área da seção transversal.

$z_{LN}$  - cota da linha neutra.

$t$  - espessura da placa colaborante.

$E$  - módulo de elasticidade.

Conhecida a função  $w_1(y)$ , obtemos

$$\sigma_2^{**} = - \frac{d^2 w_1}{dy^2} (z - z_{LN}) E$$

Como se pode observar pela equação 2.1, para que  $\sigma_2^{**}$ , calculado da maneira tradicional, seja independente das outras tensões, é necessário:

1) Considerar que a deformação da placa colaborante devida às outras tensões altera muito pouco o valor de  $J_x$ , de tal modo que este pode ser considerado constante e igual ao  $J_x$  com a placa colaborante indeformada. Isto é razoável, tendo em vista que a própria distorção da estrutura, por soldagem, pode impor variações mais significativas em  $J_x$  do que as resultantes da deformação terciária.

2) Considerar a parcela na equação 2.1 devida às tensões de cisalhamento desprezível. Isto é aceitável, uma vez que as componentes de  $\bar{\tau}_{xy}$  devido às deformações primária, terciária e secundária são pequenas, e  $\bar{\tau}_{xy}(x=b)$  tem valores próximos de  $\bar{\tau}_{xy}(x=0)$ .

3) Considerar a parcela devido  $N_y$  ser desprezível. Isto vai depender, em princípio, de  $\sigma_1$  e do raio de giração ao quadrado do perfil através da seguinte expressão:  $\sigma_1/E i^2$ , que é sensivelmente menor que a unidade e, portanto, esta condição pode ser aceita.

4) Considerar que as condições de contorno da equação independem de  $w_0$  e suas derivadas. Observe-se que, de maneira geral, esta é a única condição explicitada na bibliografia para garantir a validade da superposição das tensões; no caso, ela é aceitável.

Estudemos, a seguir, a tensão terciária. Separemos uma unidade de chapeamento do restante da estrutura.

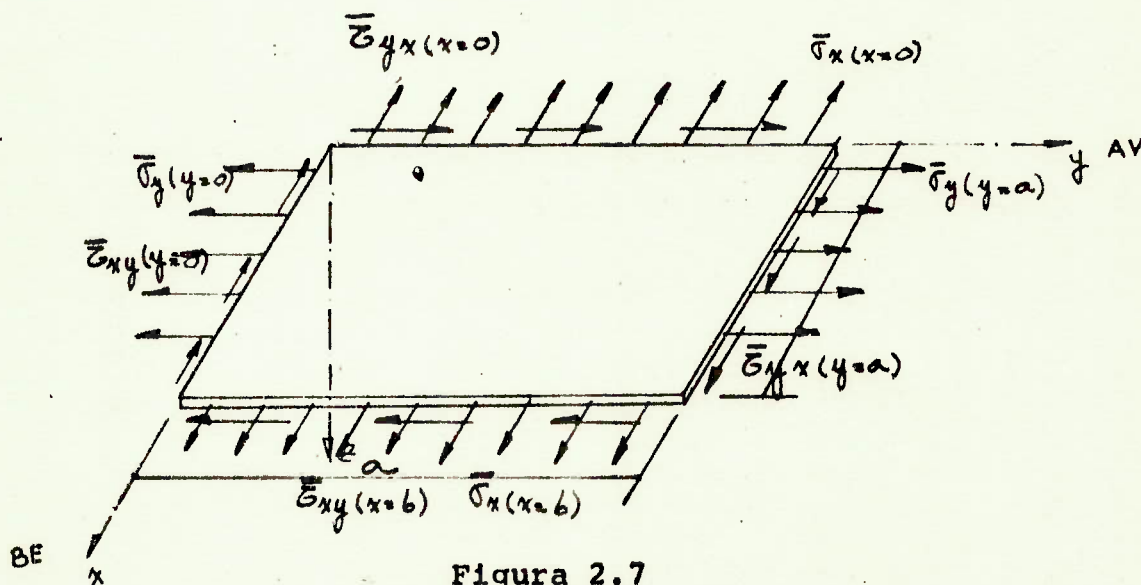


Figura 2.7

Analogamente ao caso anterior:

$\bar{\sigma}_x$ ,  $\bar{\sigma}_y$ ,  $\bar{\sigma}_{xy}$  são tensões resultantes da combinação de  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ .

Seja  $w$  a deflexão do plano médio na direção  $z$ . O subscrito indicará o efeito combinado de  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ , e o subscrito 1 indicará o efeito de  $\sigma_3$ .

Dentro da teoria de pequenas deflexões e placas finas, podemos escrever:

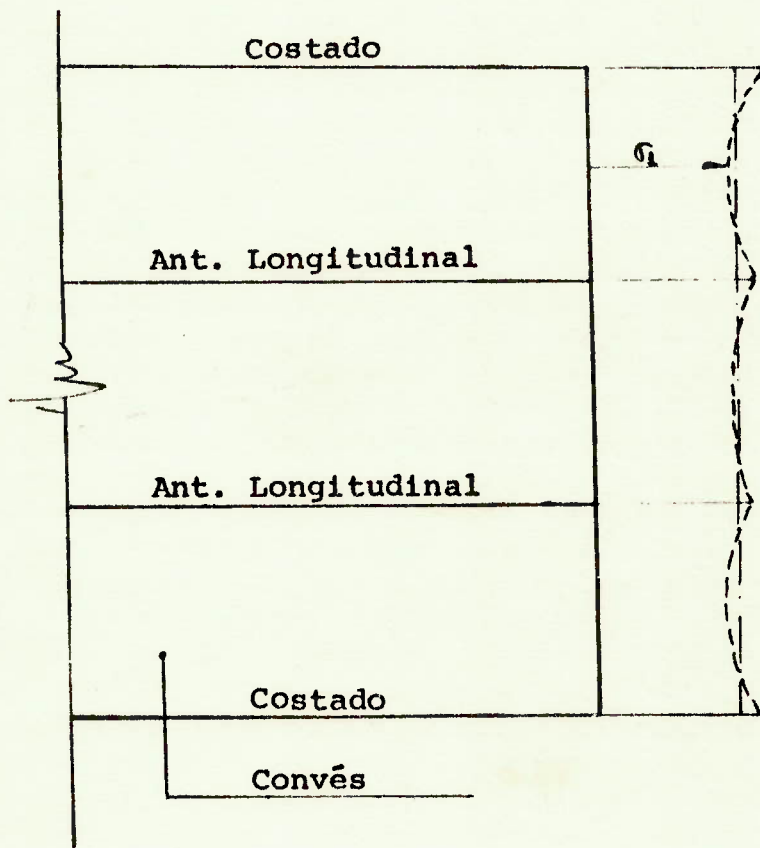
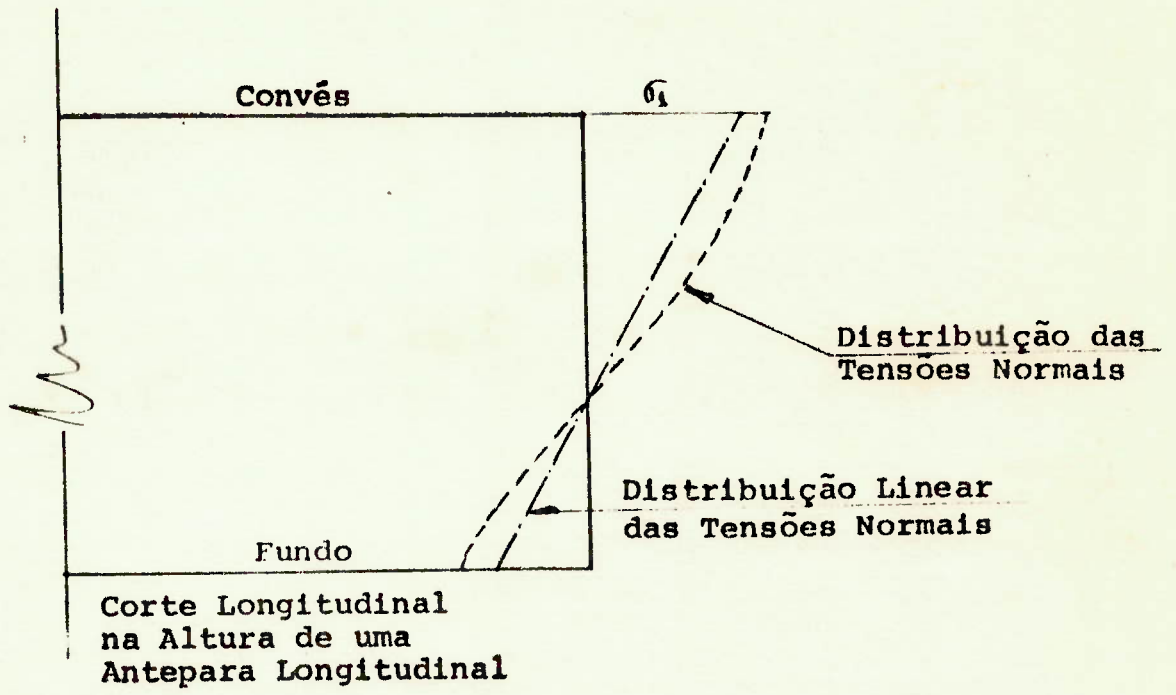
$$\nabla^2 w_1 = D^{-1} \left[ p + \frac{N_x}{\partial x^2} \frac{\partial^2 (w_1 + w_0)}{\partial x^2} + \frac{N_y}{\partial^2 y} \frac{\partial^2 (w_1 + w_0)}{\partial^2 y} + 2 \frac{N_{xy}}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 (w_1 + w_0)}{\partial x \partial y} \right] \quad \text{Eq. 2.2}$$

onde:

to. Se por um lado os elementos longitudinais resistentes do navio são suficientemente delgados para que o estado plano de tensões possa ser admitido, por outro lado as deformações da seção transversal devido às tensões de cisalhamento podem não ser desprezíveis.

Na Referência (6), o Prof. MUCKLE reproduz o trabalho do Prof. J.L.TAYLOR, que consiste numa maneira simples de levar em conta, em primeira aproximação, as deformações da seção transversal devido às tensões de cisalhamento. O procedimento ali exposto não é válido para seções celulares, como a seção transversal de um petroleiro, com anteparas longitudinais, porém, dá uma idéia da forma da distribuição das tensões normais levando em conta o cisalhamento, conforme a figura 2.1. Verifica-se, pois, que: a hipótese de Bernouille é, no que diz respeito a tensões normais na seção transversal, pessimista na região entre anteparas longitudinais, ou entre anteparas longitudinais e costado, e otimista no trincaiz e junto às anteparas longitudinais.

Não temos dados de qual o acréscimo nas tensões normais na junção costado com convés ou fundo, e de anteparas longitudinais com convés ou fundo. Para navio cargueiro com dois convés, esse acréscimo é por volta de 10%. Espera-se que para navios com área transversal vertical maior, tal como petroleiros de grande porte, esse acréscimo seja menor. De qualquer modo, o acréscimo de tensões não deve ser muito grande, e devido aos reforços locais e principalmente à dificuldade de cálculo envolvida, esta hipótese, em termos de engenharia é aceitável.



• Planta do Convês

Figura 2.1



### 2.1.2 Estrutura Secundária.

Certas partes do casco do navio podem ser consideradas apoiadas ao restante da estrutura, devido à rigidez da estrutura adjacente ser muito maior que a da parte considerada. Este é o critério que leva à identificação de uma estrutura secundária, de acordo com ST. DENIS (3). Em geral, uma estrutura secundária é idealizada como barras com determinada placa colaborante, ou grelhas chapeadas. No caso do fundo, por exemplo, a estrutura secundária seria a grelha do fundo ou duplo fundo, limitada por anteparas, ou anteparas e costado. De fato, a rigidez das anteparas e do costado em seu plano médio é muito maior que a da grelha do fundo nessa direção.

O cálculo resultante da consideração da estrutura secundária ( $\sigma_2$ ) é feito tradicionalmente, considerando-se a teoria simples de viga (regime elástico e pequenas deflexões). Portanto, ele será válido dentro das hipóteses que regem esta teoria. Em geral, estas hipóteses são preenchidas pelas estruturas secundárias. A validade ou rigor no cálculo de  $\sigma_2$ , fica na dependência, predominantemente, dos seguintes fatores:

- a) Idealização dos apoios.
- b) Largura da placa colaborante.
- c) Distribuição do carregamento.
- d) Precisão do método numérico utilizado.

#### Discussão dos fatores:

- a) É claro que há interesse em idealizar os a-

poios de uma estrutura secundária como engastes, apoios livres, ou engastes com carrinho, pois estes tipos de apoio representam condições de deflexão e rotação nos apoios, que tornam o problema hiperestático mais simples, não são pela natureza desses tipos de apoio, bem como pela grande quantidade de informações disponíveis a respeito de vigas desse tipo.

Felizmente, muitas vezes é perfeitamente possível idealizar as ligações como um desses tipos de apoio. Por exemplo, a grelha do fundo, no que diz respeito às vigas de grande porte, podem ser consideradas engastadas nos prumos de cavernas, uma vez que a ligação com a caverna ou prumo da antepara é feita através de uma borboleta de rigidez muito grande ou seu plano, e portanto, a viga pode ser considerada engastada a partir de certo ponto. A partir de que ponto a rotação pode ser considerada nula é uma questão a ser discutida. A Sociedade Classificadora A.B.S. (18) adota o esquema indicado na Figura 2.2.

Para verificação desse critério adotamos o seguinte procedimento:

1º) Escolhemos um transversal ligado a um prumo, de acordo com a Figura 2.3.a, e a supomos carregada com uma carga uniformemente distribuída de  $1 \text{ kgf/cm}^2$ .

2º) Dividimos a borboleta em 5 partes iguais e obtivemos a viga de seção variável A da Figura 2.3.b. Supuzemos que o prumo é rígido, portanto, a seção de ligação entre o transversal e o prumo é rígida.

3º) Resolvemos esta viga de seção variável e plo-

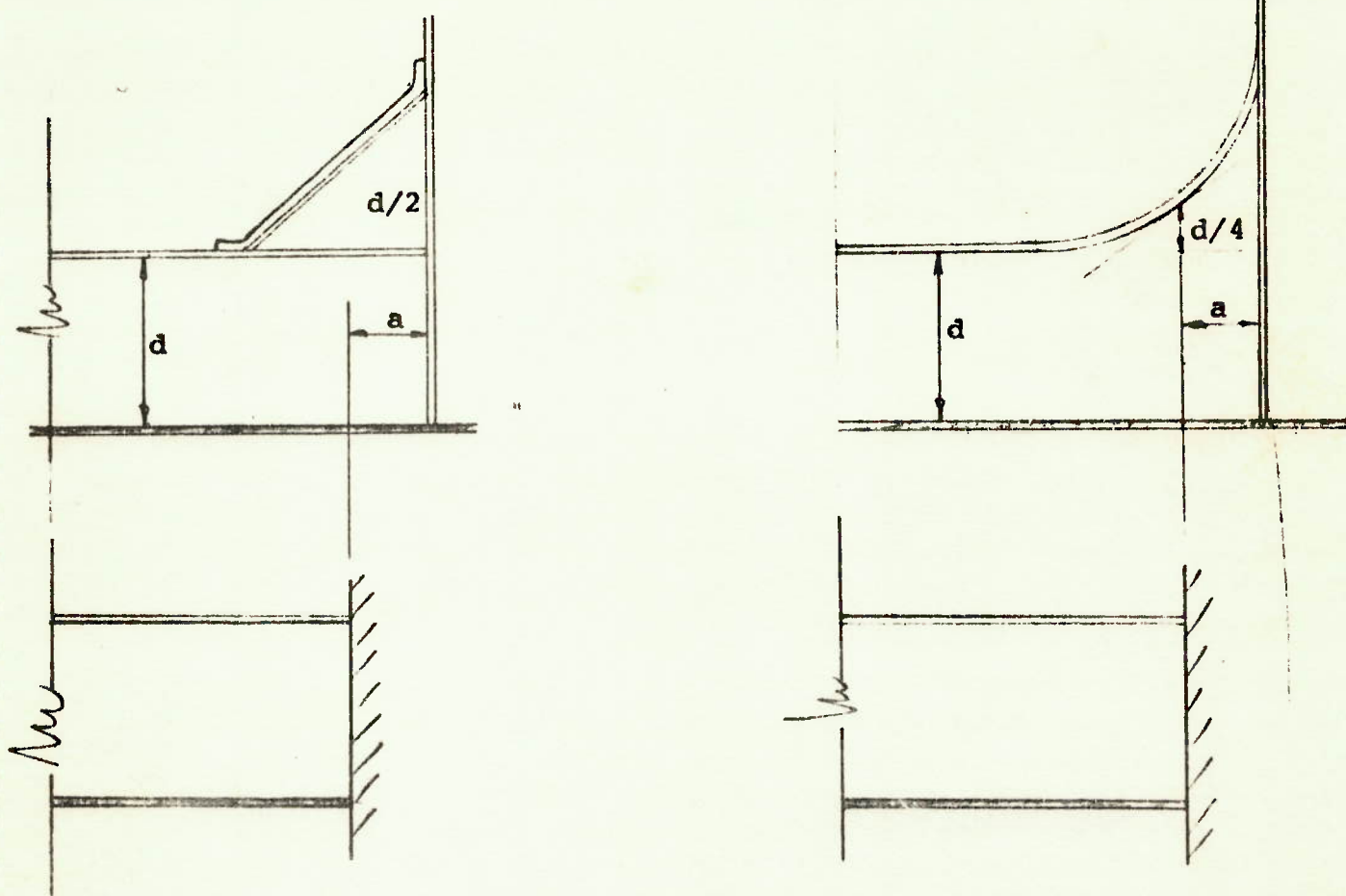


Figura 2.2

tamos a linha elástica e o diagrama de momentos, respectivamente, Figura 2.3.c e a curva A da Figura 2.3.d.

49) A seguir, consideramos uma viga prismática de seção igual à seção média do transversal, e a supuzemos en-  
gastada a uma distância  $a$ , conforme a Figura 2.2, obtendo a viga B indicada na Figura 2.3.b.

50) Supondo esta viga carregada uniformemente com carga de  $1 \text{ kgf/m}$ , obtivemos o diagrama de momentos mostrado na Figura 2.3.d pela curva B.

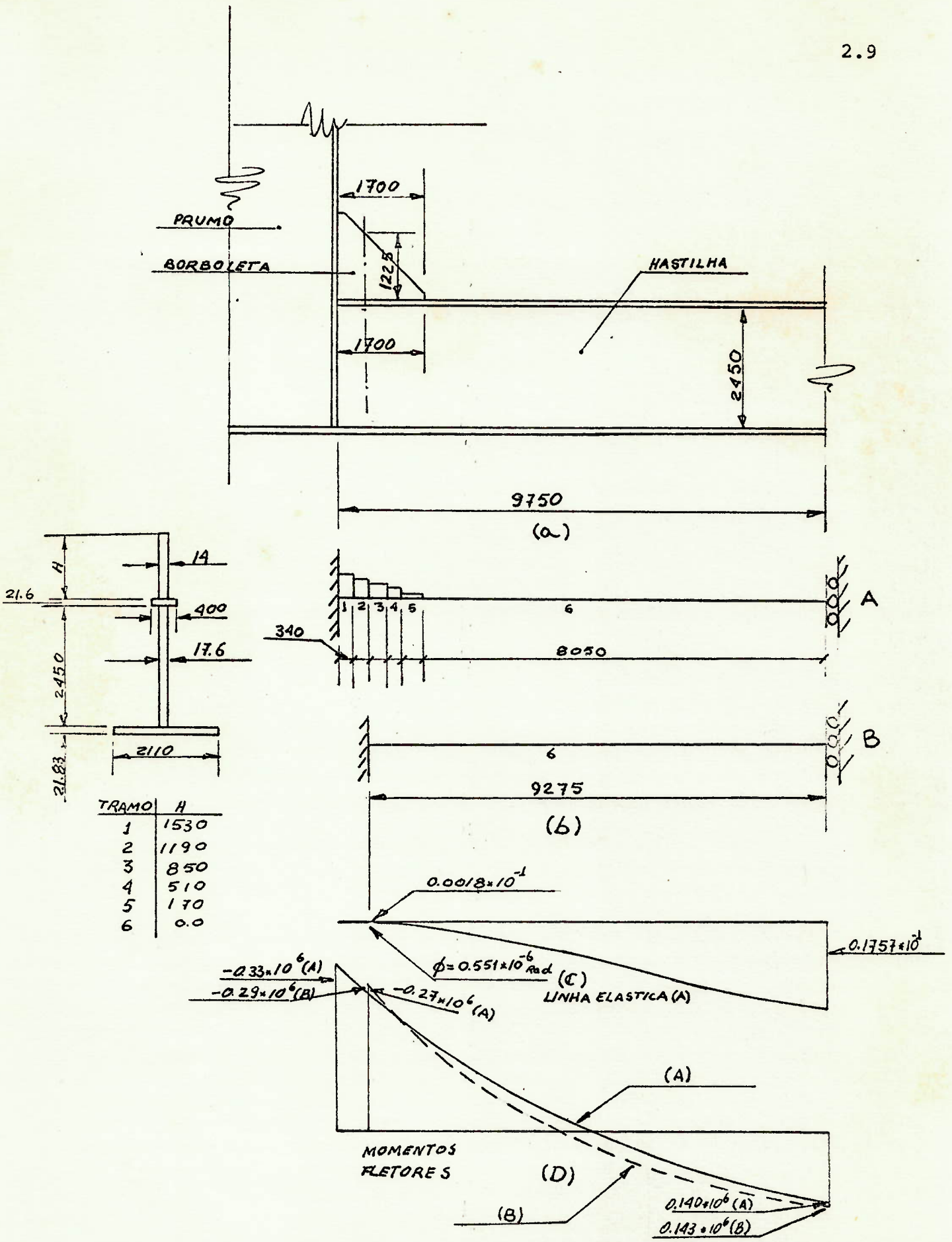


Figura 2.3

NAVIO TANQUE DE 116000 TFB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 CUBELA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 3

PRECISÃO SOBRE A CUBELA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm =  $0.1 \times 10^7$  kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.528

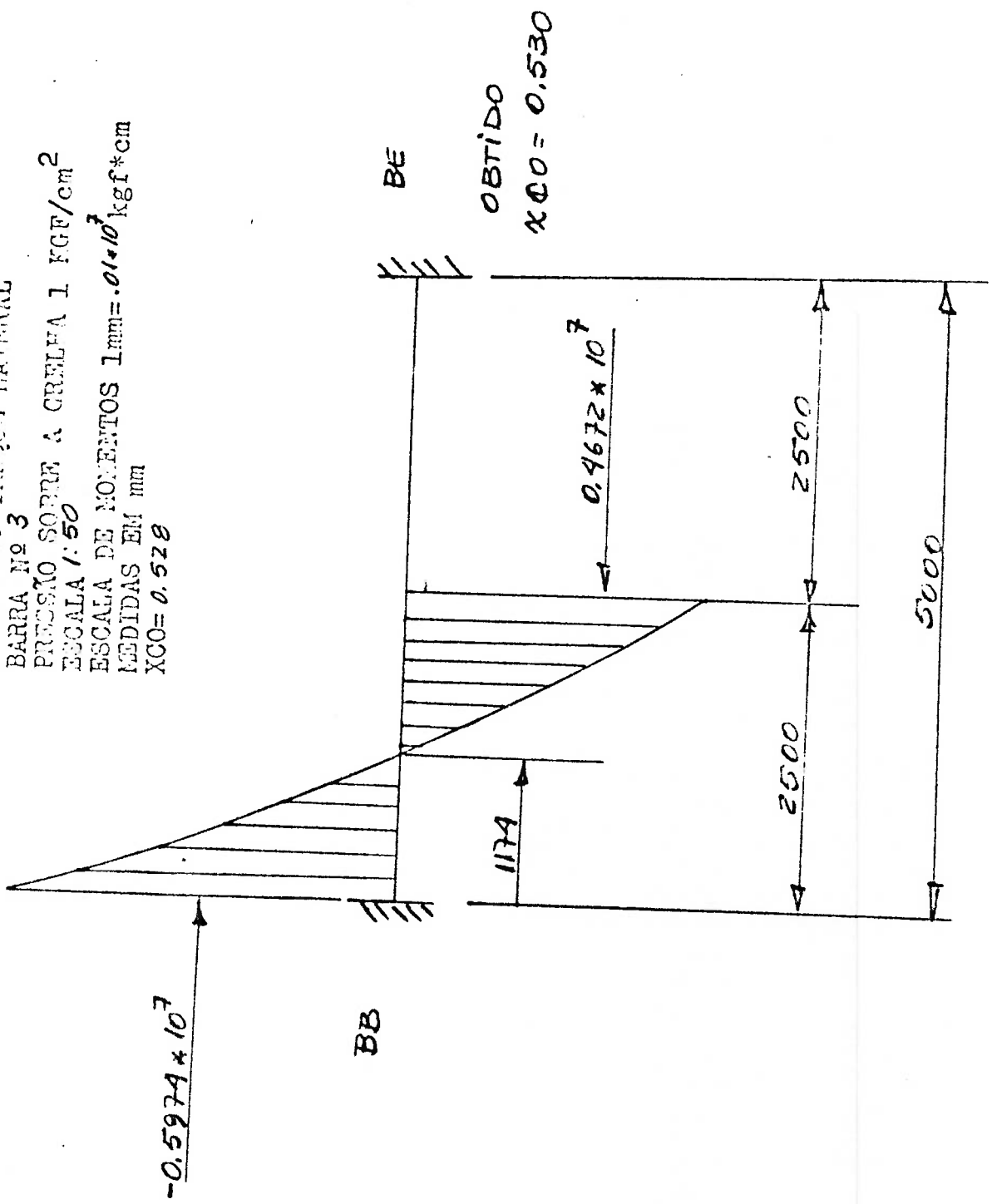


Fig. 4.43

Diagramas de momento fletor obtidos com  $XCO = 0.8$  para todas as vigas da grelha principal do tanque lateral (tanque nº 7, 9, 10 ou 12 da Figura 4.1), sem levar em conta as deflexões por força cortante.

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 1  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.01\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.8

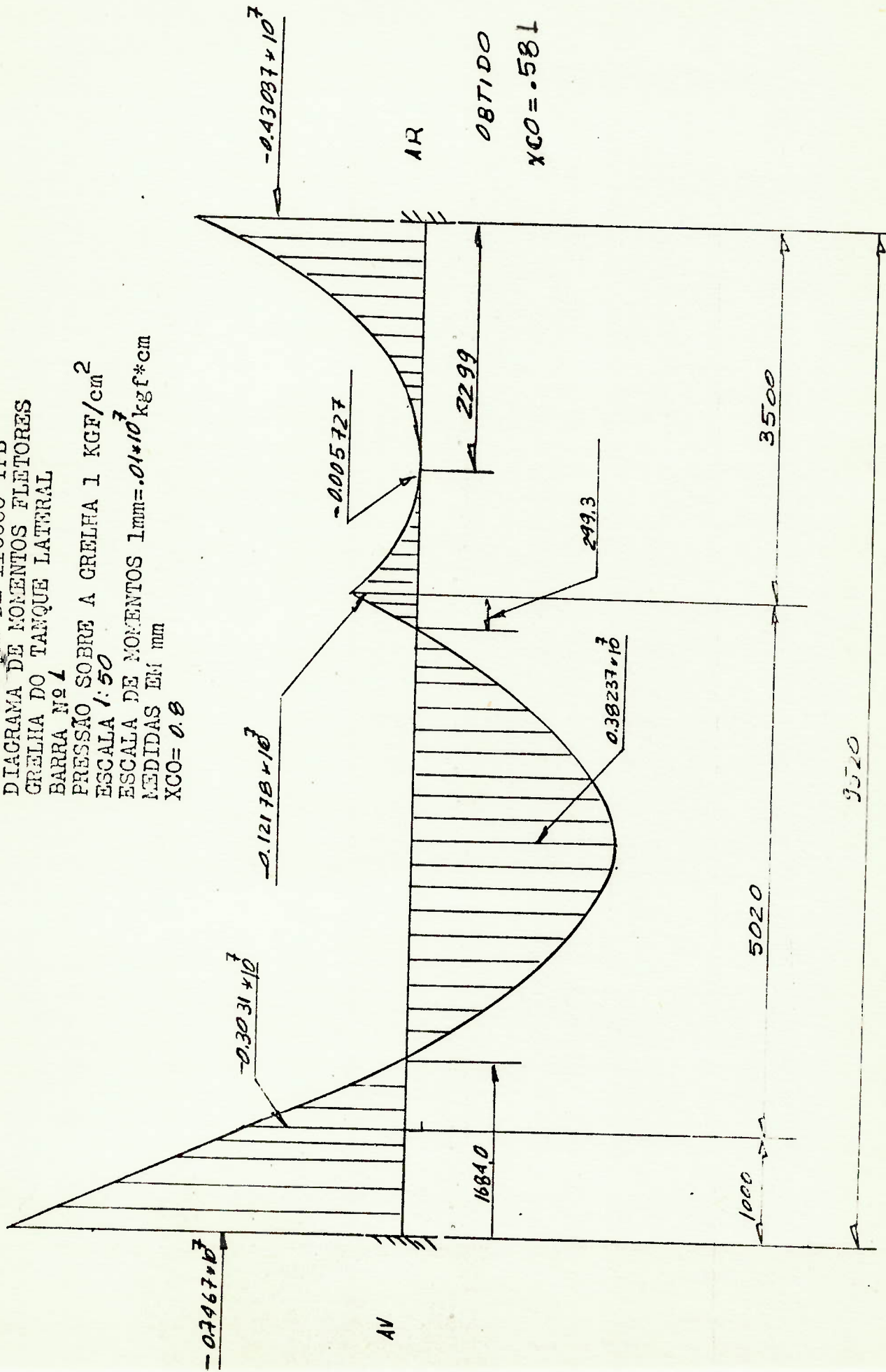


Fig. 14.44

NAVIO TANQUE DE 116000 TEB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8

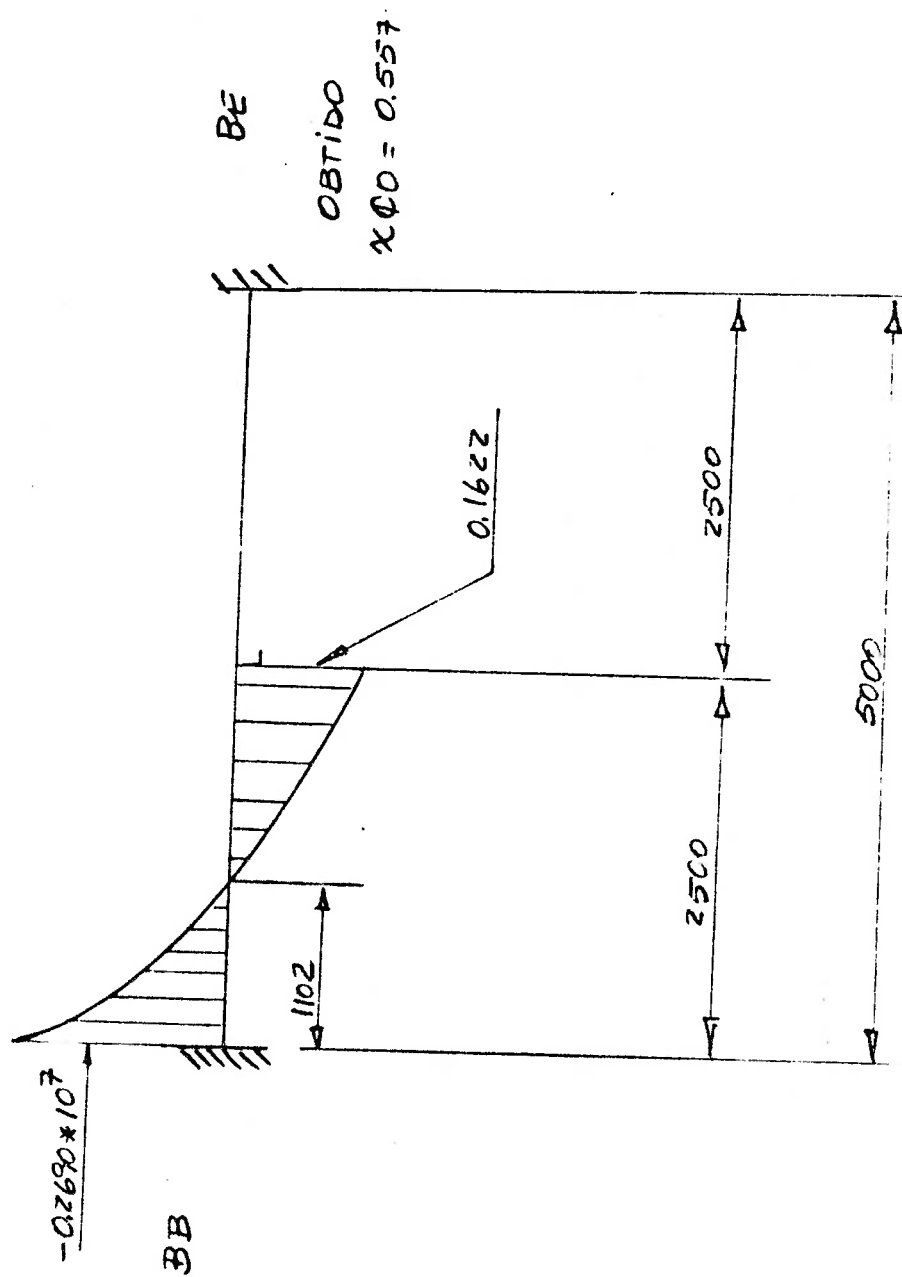


Fig. 14.45



NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETTORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1cm = 0.01 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8

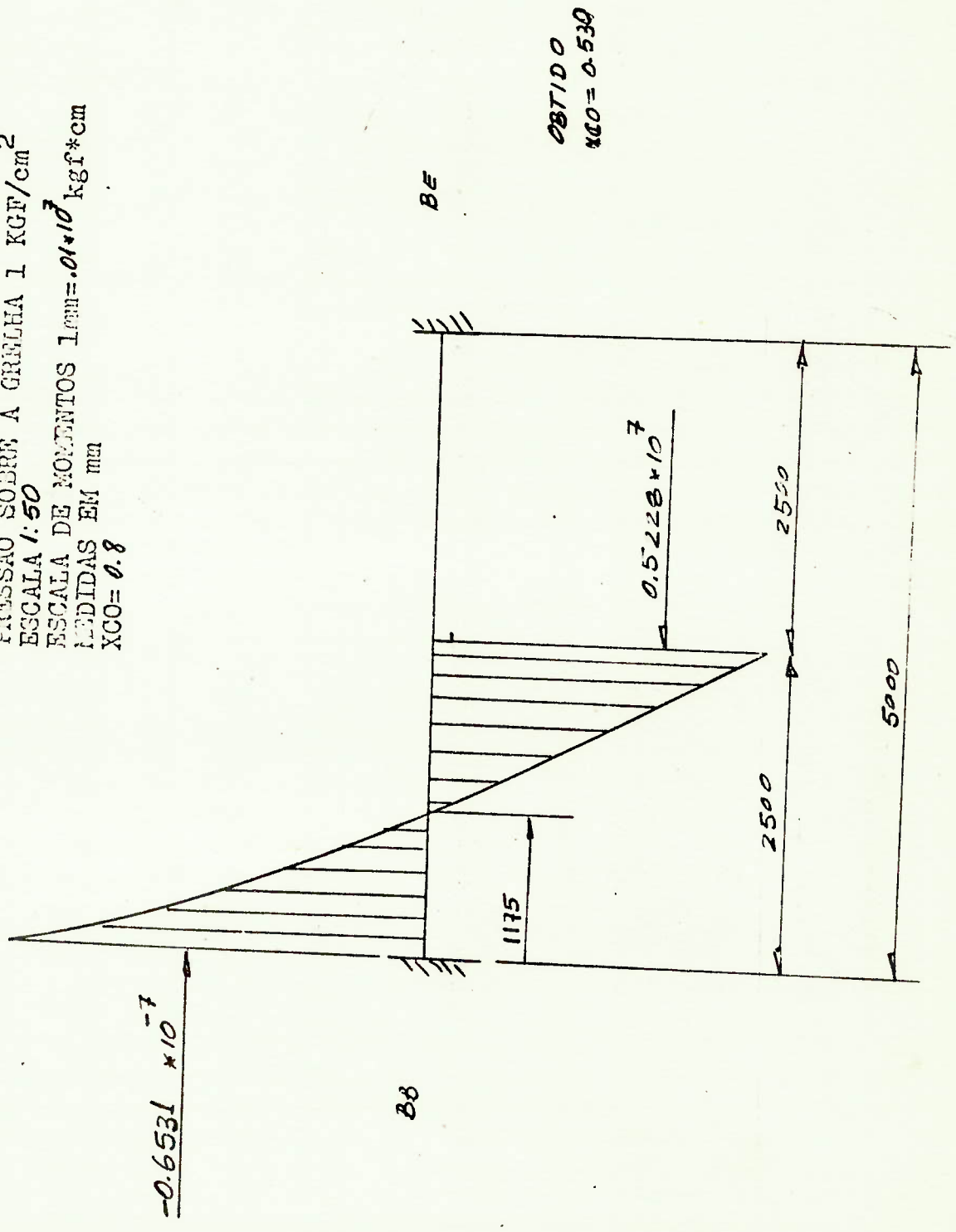


Fig. 4.46

Diagramas de momento fletor.

Grelha principal do tanque lateral.

Primeira iteração (XCO inicial 0.8).

Valores de XCO utilizados:

VIGA	1	2	3
XCO	0,581	0,557	0,530

(Sem considerar as deflexões devidas à  
força cortante).

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 1  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.01.10<sup>7</sup>kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.581

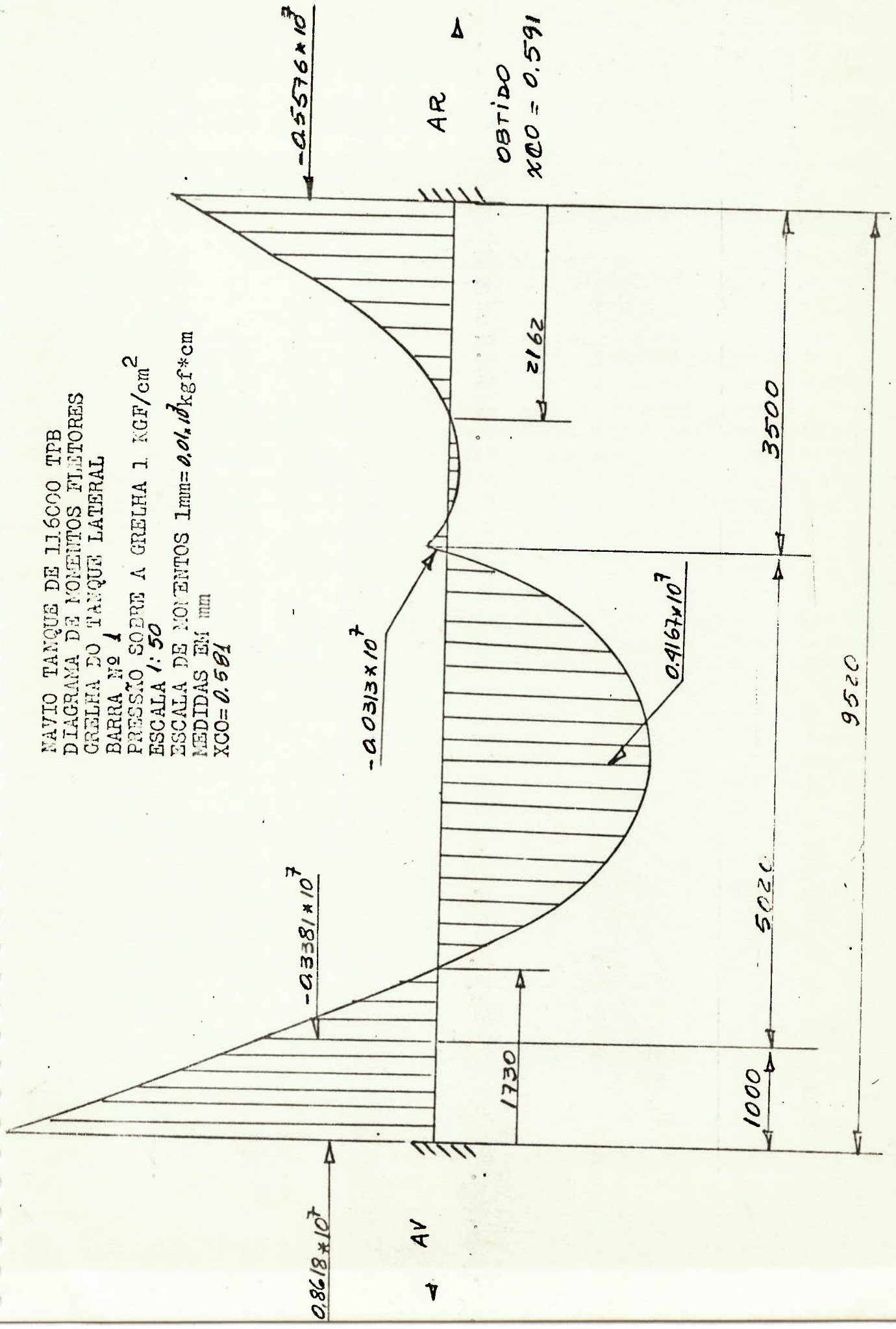


Fig. 4.47

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.01 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.557

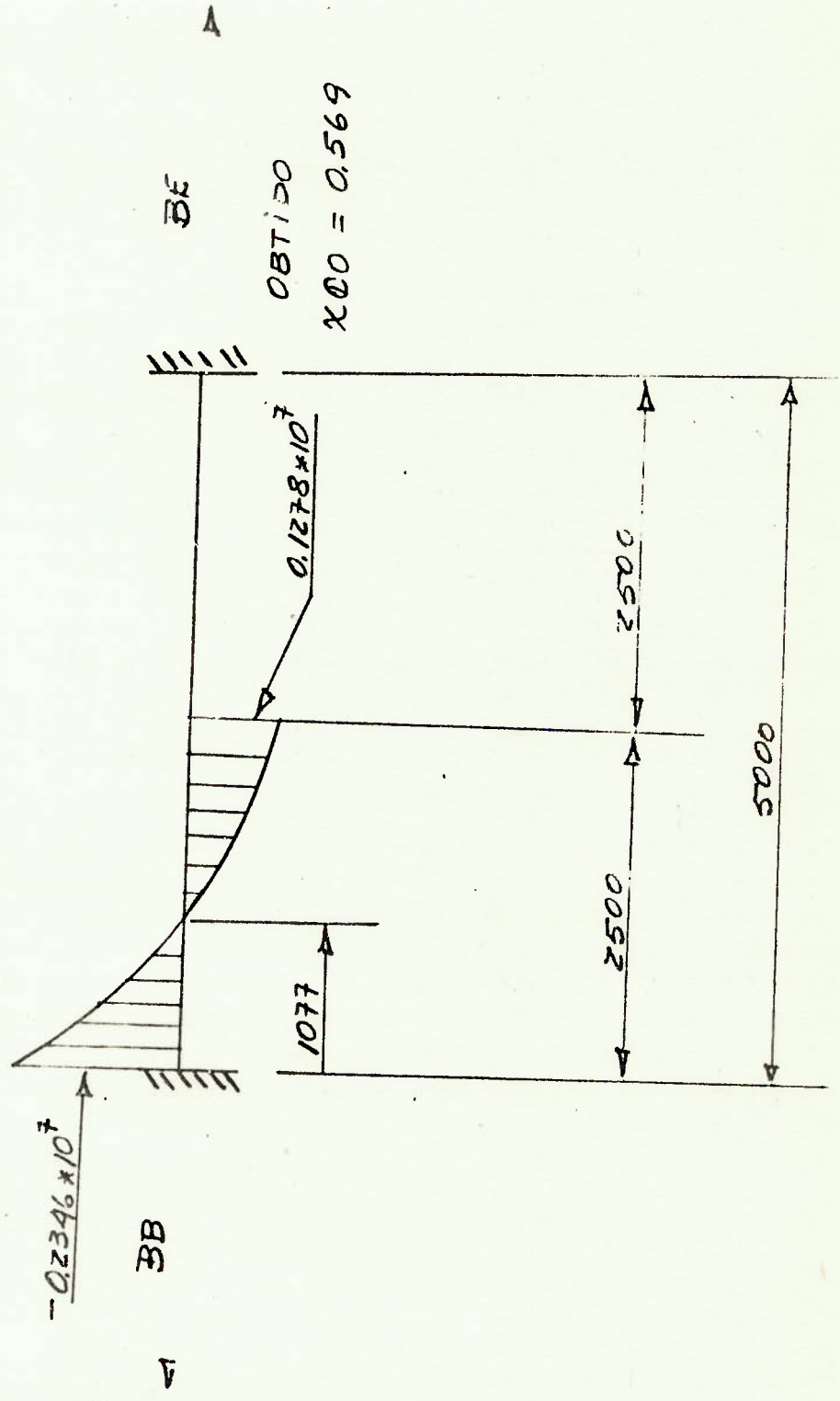


Fig. 4.48

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1x10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8

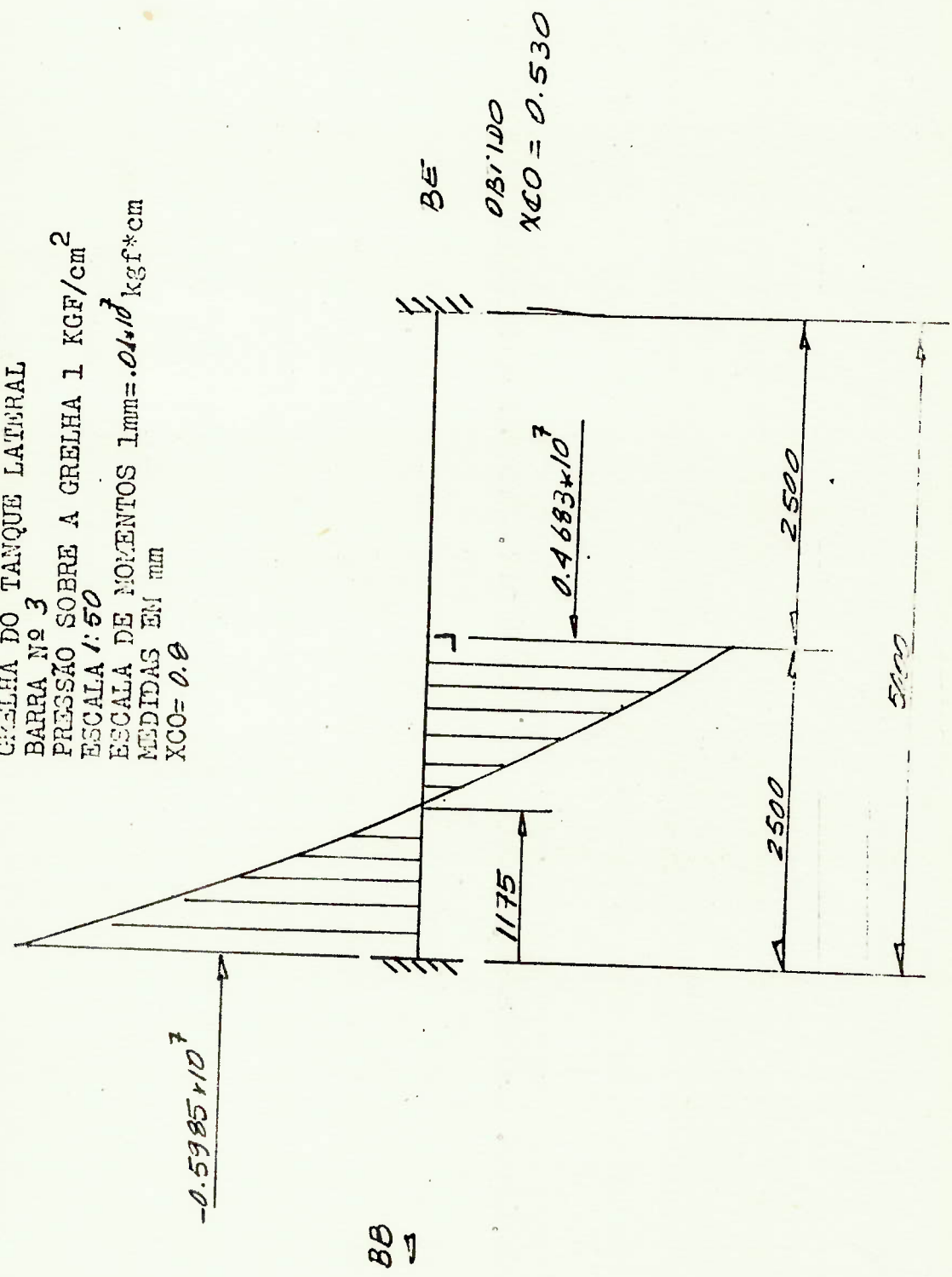


Fig. 4.49

A Tabela 4.3 resume os valores de XCO obtidos nos diagramas 4-38 a 4-49.

VIGA	XCO Inicial	1a. Iteração	2a. Iteração
1	0.6	0,584	0,591
2	0.6	0,568	0,568
3	0.6	0,528	0,530

VIGA	XCO Inicial	1a. Iteração	2a. Iteração
1	0.8	0,581	0,591
2	0.8	0,557	0,569
3	0.8	0,530	0,530

Tabela 4.3

Nesta grelha também se observa que os valores de XCO obtidos, a partir de valores iniciais diferentes, coincidem.

A seguir estão os diagramas obtidos utilizando-se os valores definitivos de XCO, para mostrar a estabilidade no ponto de convergência.

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETTORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 1  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1. KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.591

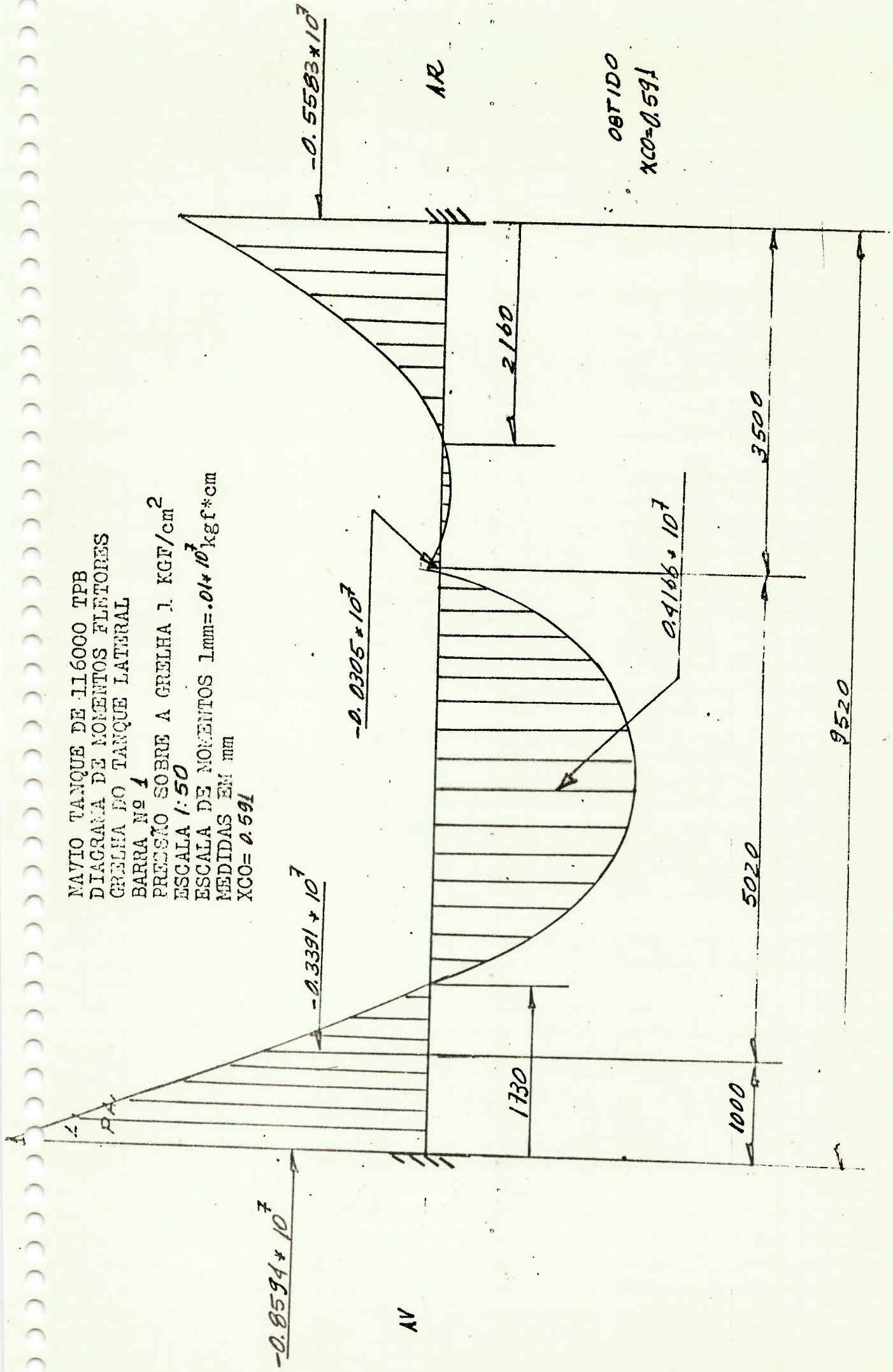


Fig. 4.50

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
GRELHA DO TANQUE LATERAL  
BARRA Nº 2  
PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
ESCALA 1:50  
ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
MEDIDAS EM mm  
XCO = 0.569

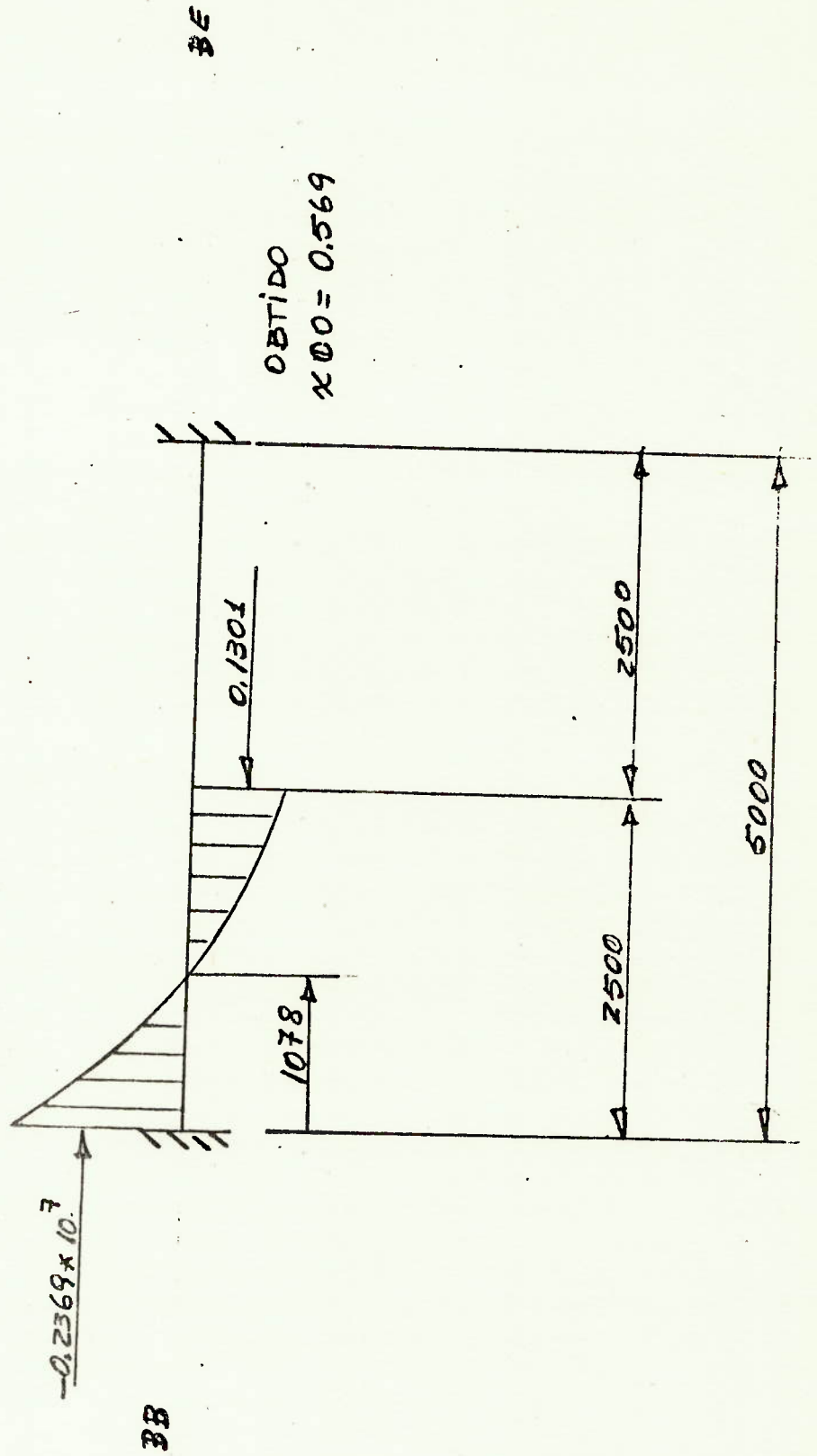


FIG. 4.51



NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLEXORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL

BARRA Nº 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1.000/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.1x10<sup>7</sup> kgf/cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.530

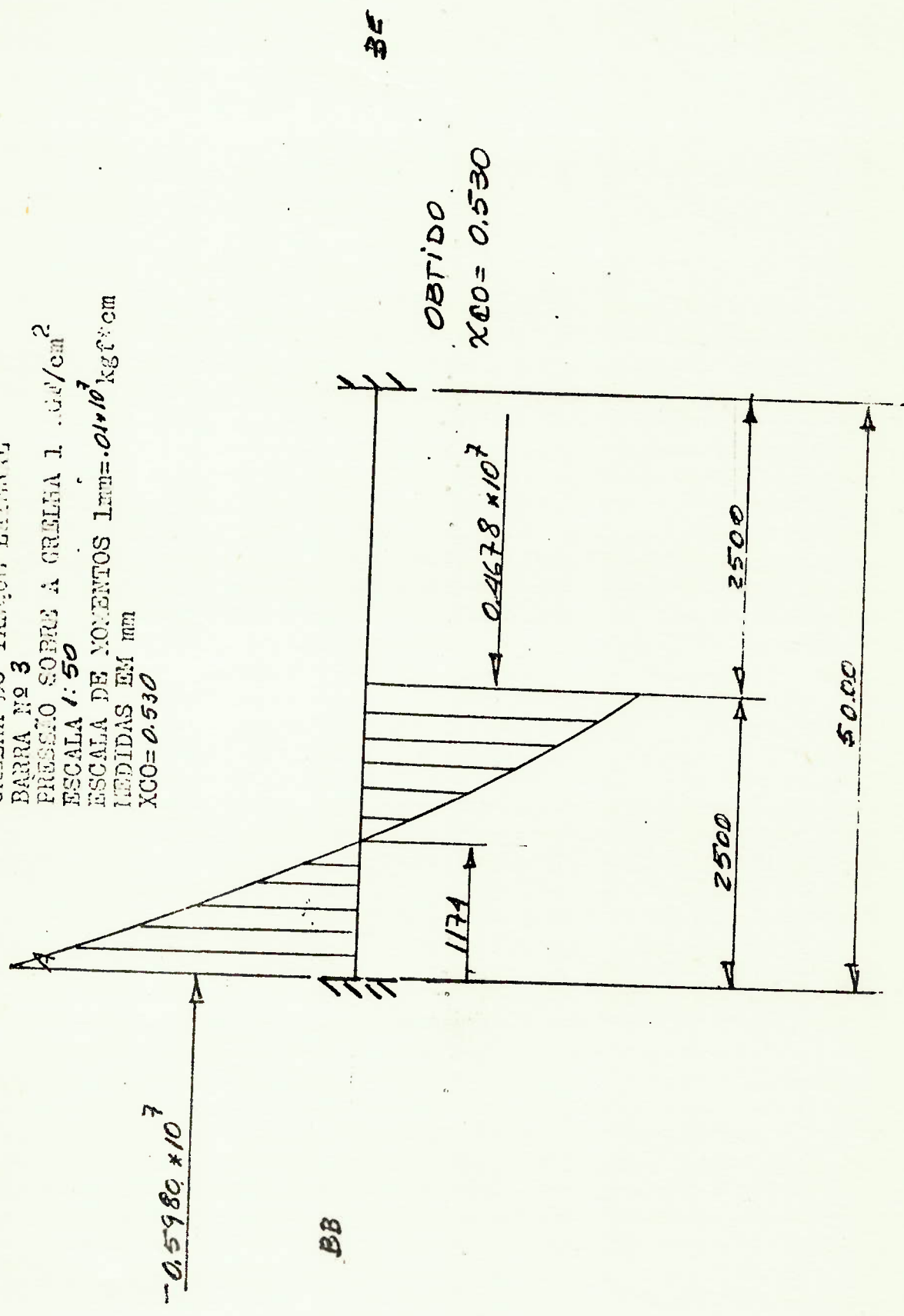


Fig 4.52

Diagramas de momento fletor obtidos com  $XCO = 0.6$  para todas as vigas da grelha principal do tanque lateral (tanque 7, 9, 10 ou 12 da Figura 4.1), levando em consideração as deflexões devidas à força cortante.

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 1  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.01\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.6

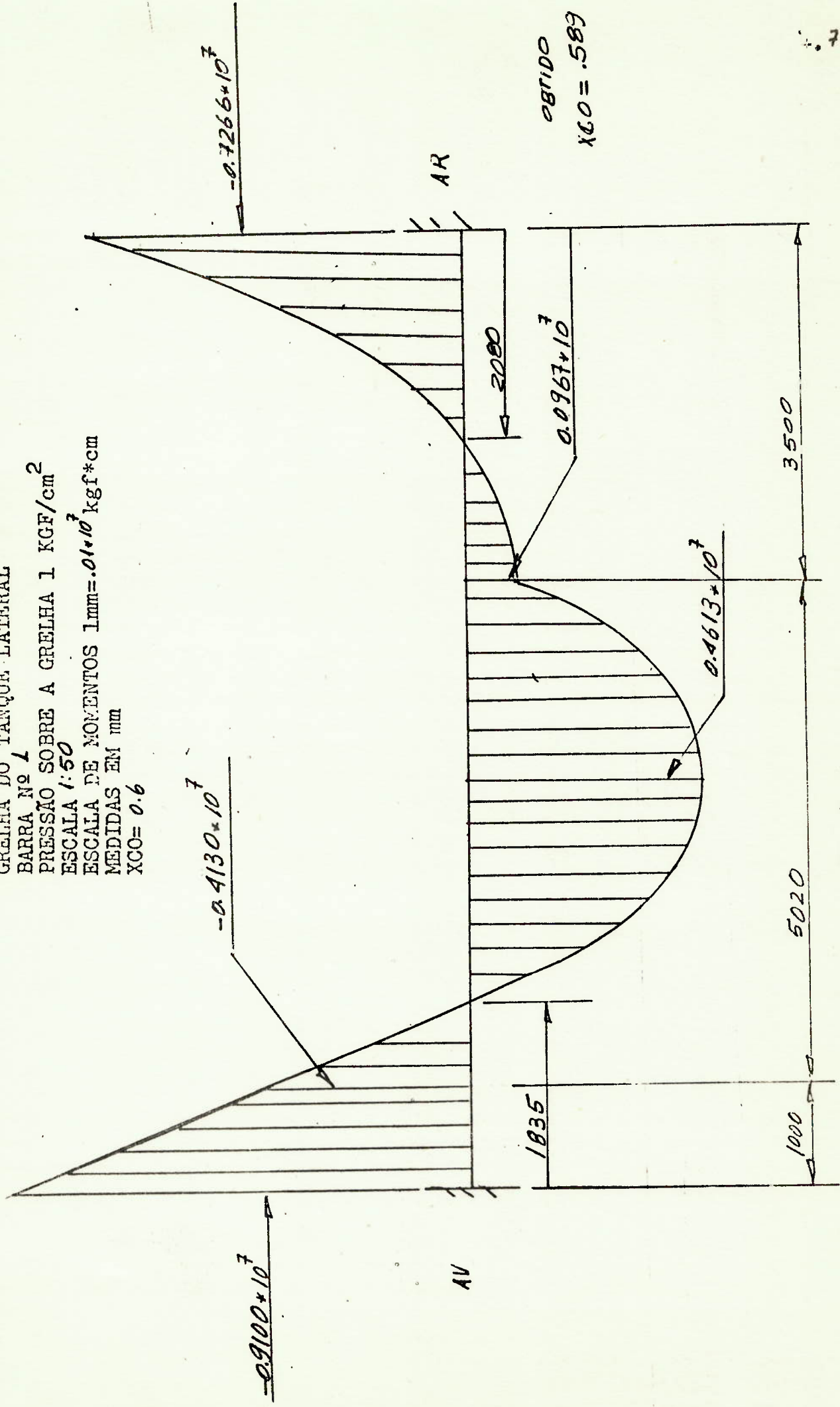


Fig. 4.53

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=24\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.6

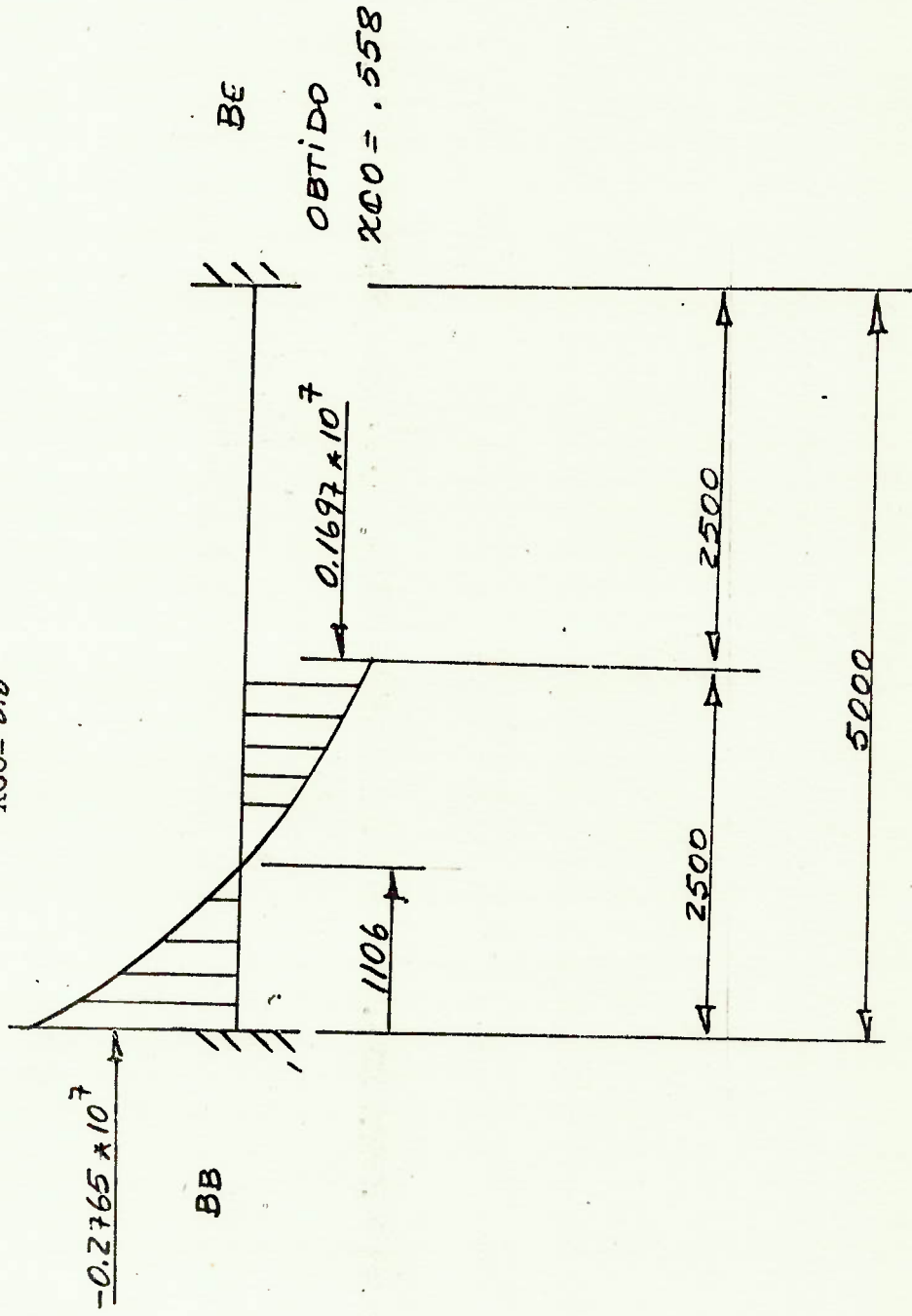


Fig. 4.54

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.01\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.6

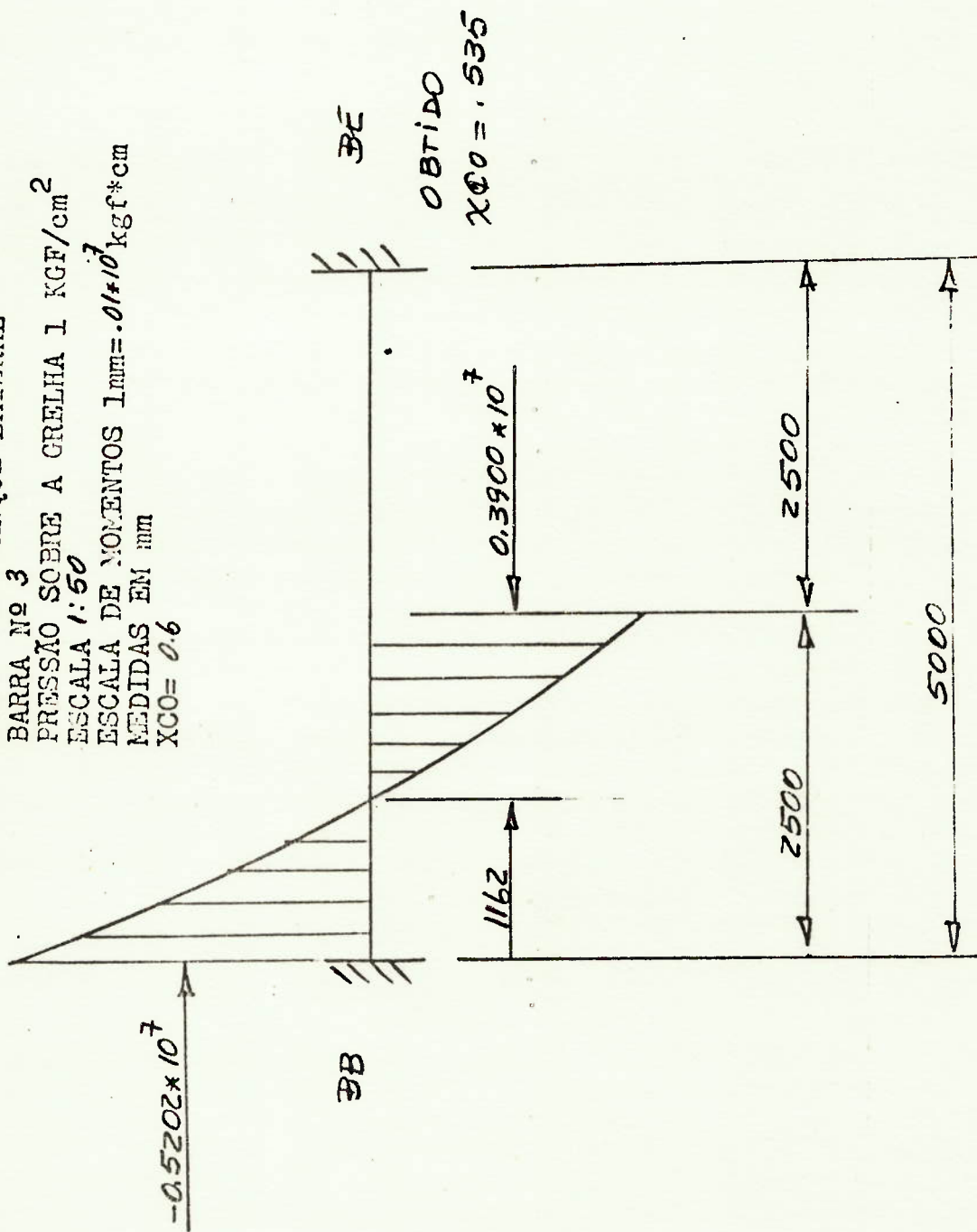


Fig. 4.55

Diagramas de momento fletor obtidos com  $XCO = 0.8$  para todas as vigas da grelha principal do tanque lateral (tanque nº 7, 9, 10 ou 12 da Figura 4.1), levando em consideração as deflexões por força cortante.

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 1

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>

ESCALA 1:50

ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm

MEDIDAS EM MM

XCO = 0.8

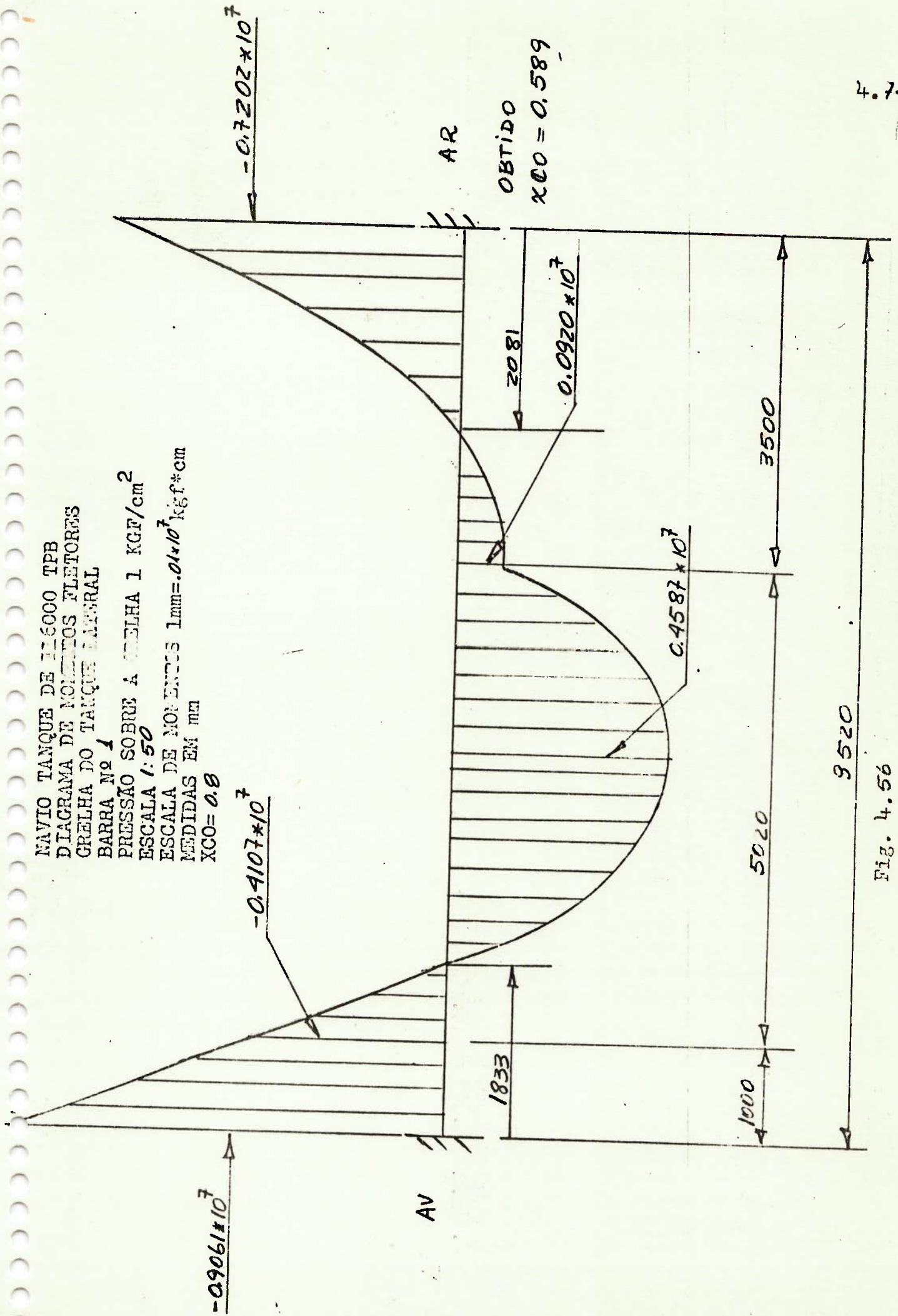


Fig. 4.56

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 2

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>

ESCALA 1:50

ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm

MEDIDAS EM mm

XCO = 0.8

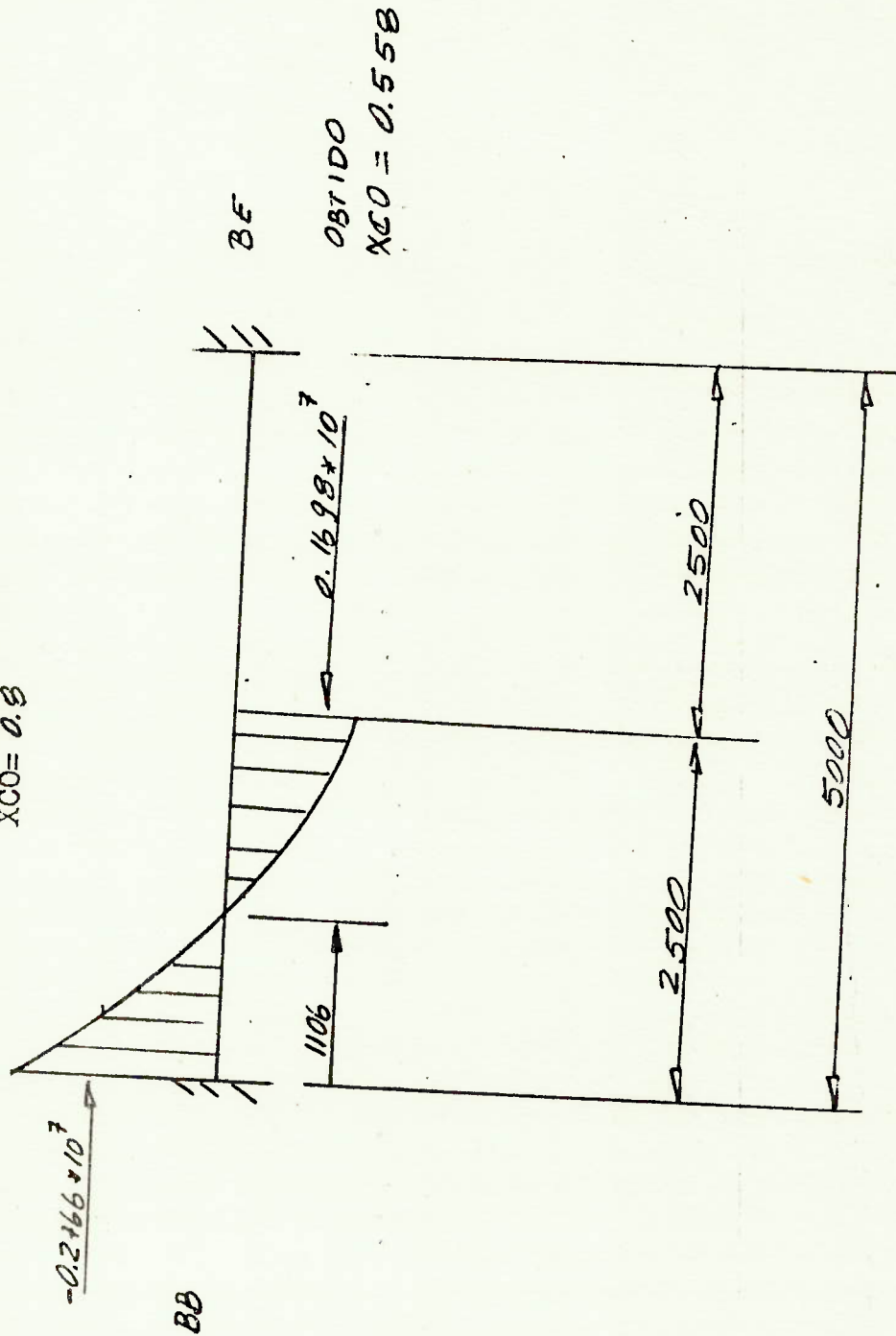


Fig 4.57



NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 COBERTA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1x10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM MM  
 XCO = 0.8

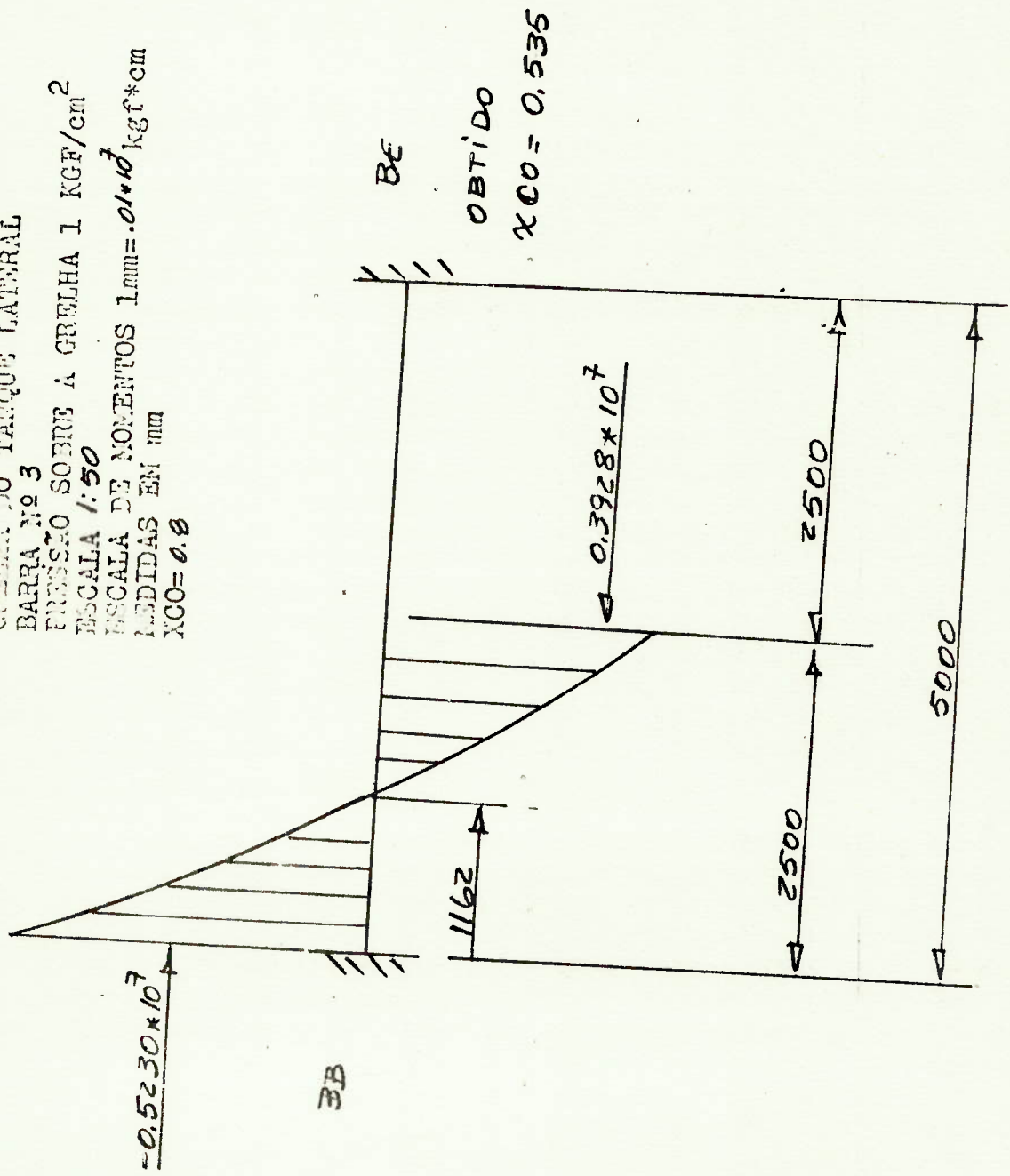


Fig. 4.58

A Tabela 4.4 resume os valores de XCO obtidos nos diagramas 4-53 a 4-58.

VIGA	XCO Inicial	1a. Iteração	VIGA	XCO Inicial	1a. Iteração
1	0.6	0,589	1	0.8	0,589
2	0.6	0,558	2	0.8	0,558
3	0.6	0,535	3	0.8	0,535

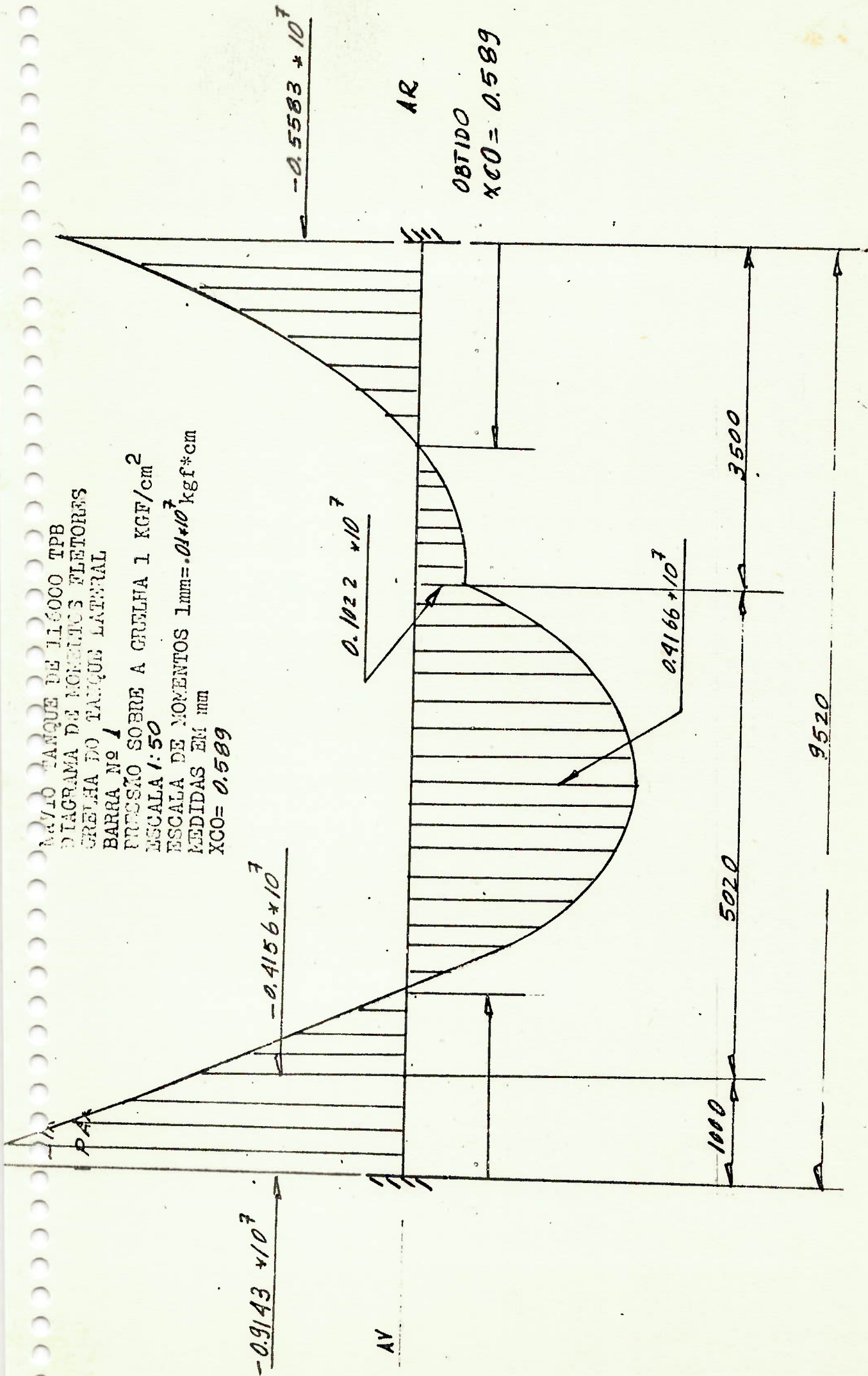
Tabela 4.4

Nesta grelha também se observa que os valores de XCO obtidos, a partir de valores iniciais diferentes, coincidem, e a convergência é mais rápida quando se consideram as deflexões por força cortante.

A seguir estão os diagramas obtidos, utilizando-se os valores definitivos de XCO, para mostrar a estabilidade nos pontos de convergência.

ANILÓ TÂNQUE DE 11600 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TÂNQUE LATERAL  
 BARRA Nº 1

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.589



NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.01 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.558

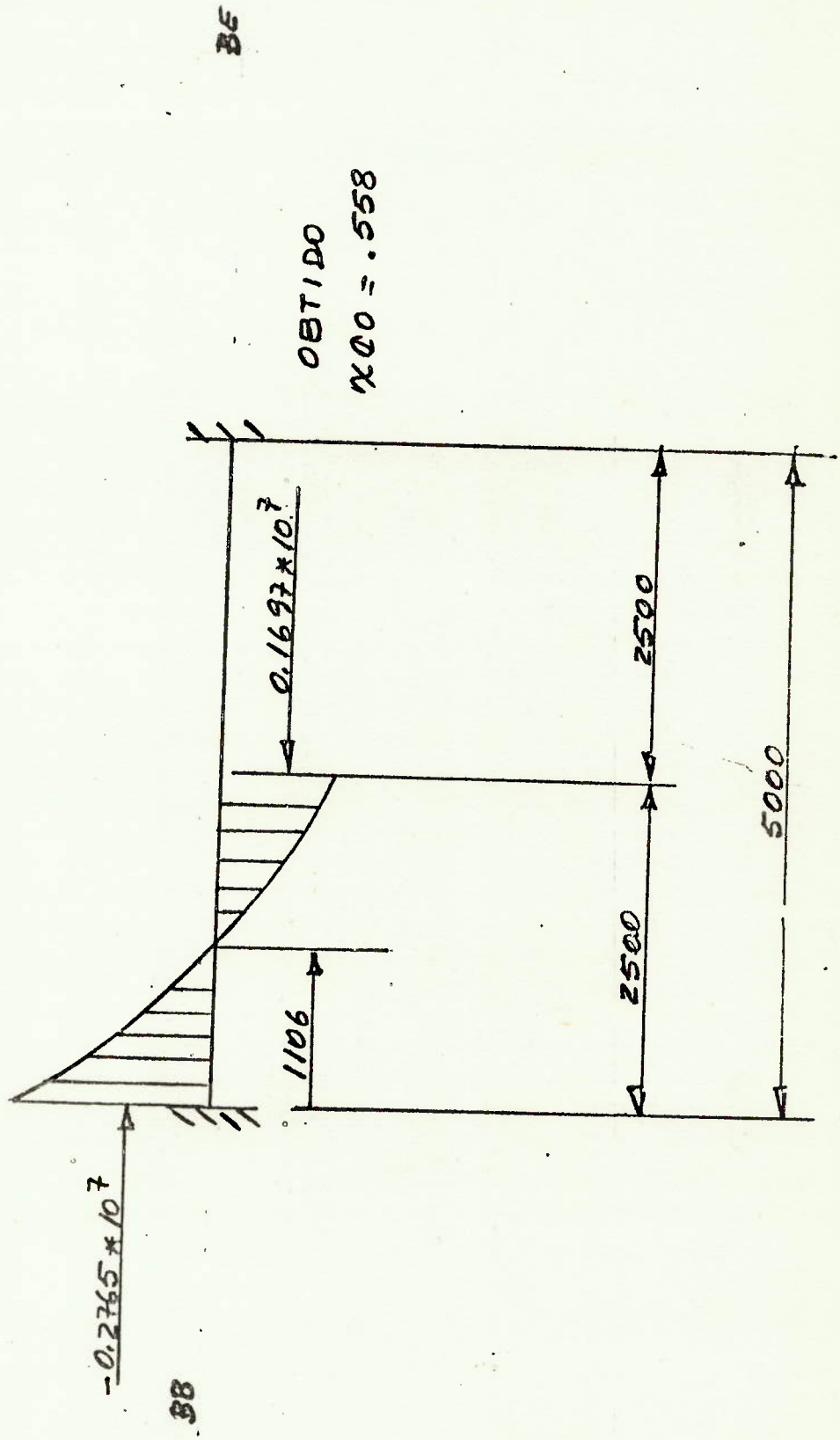
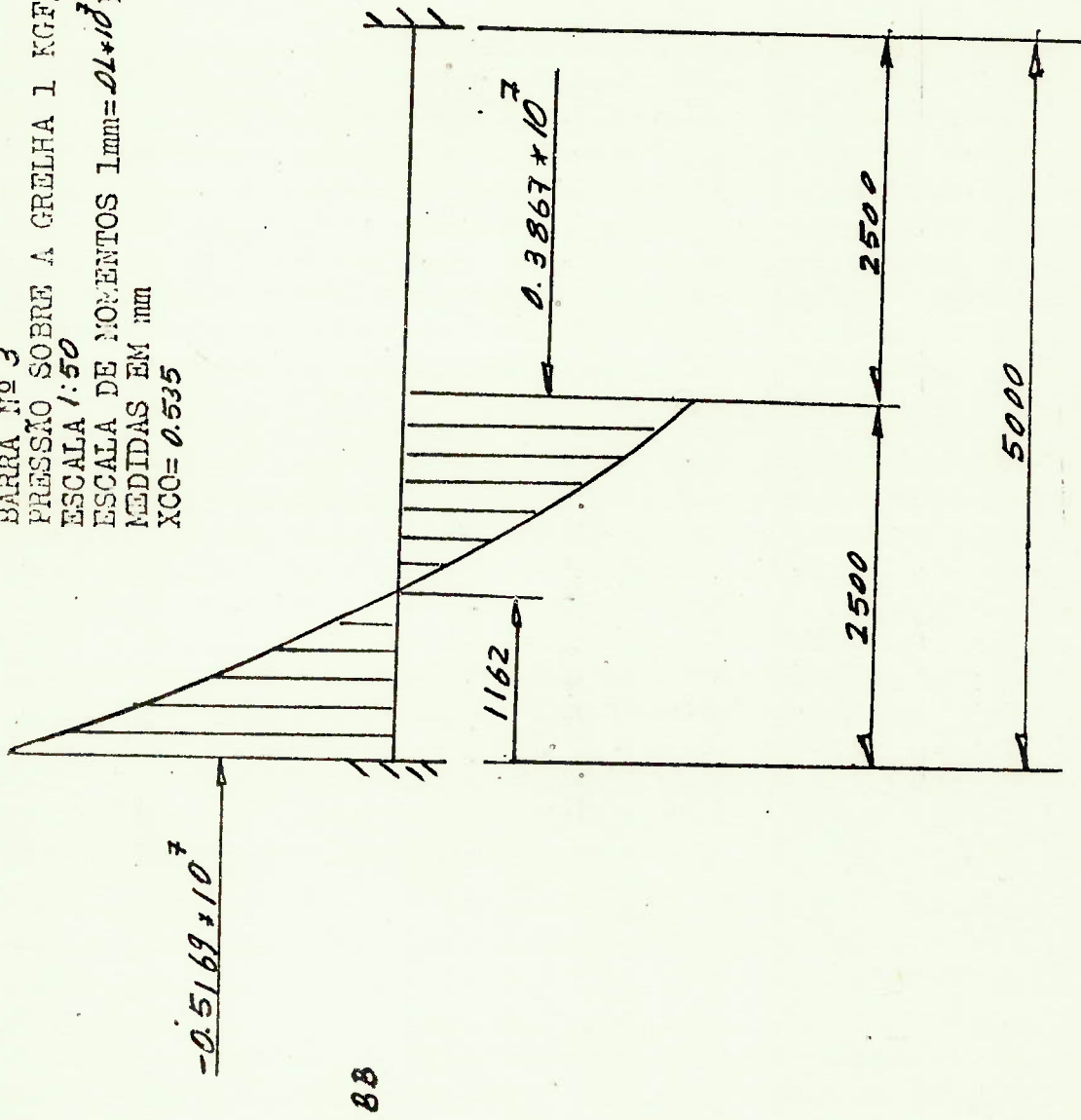


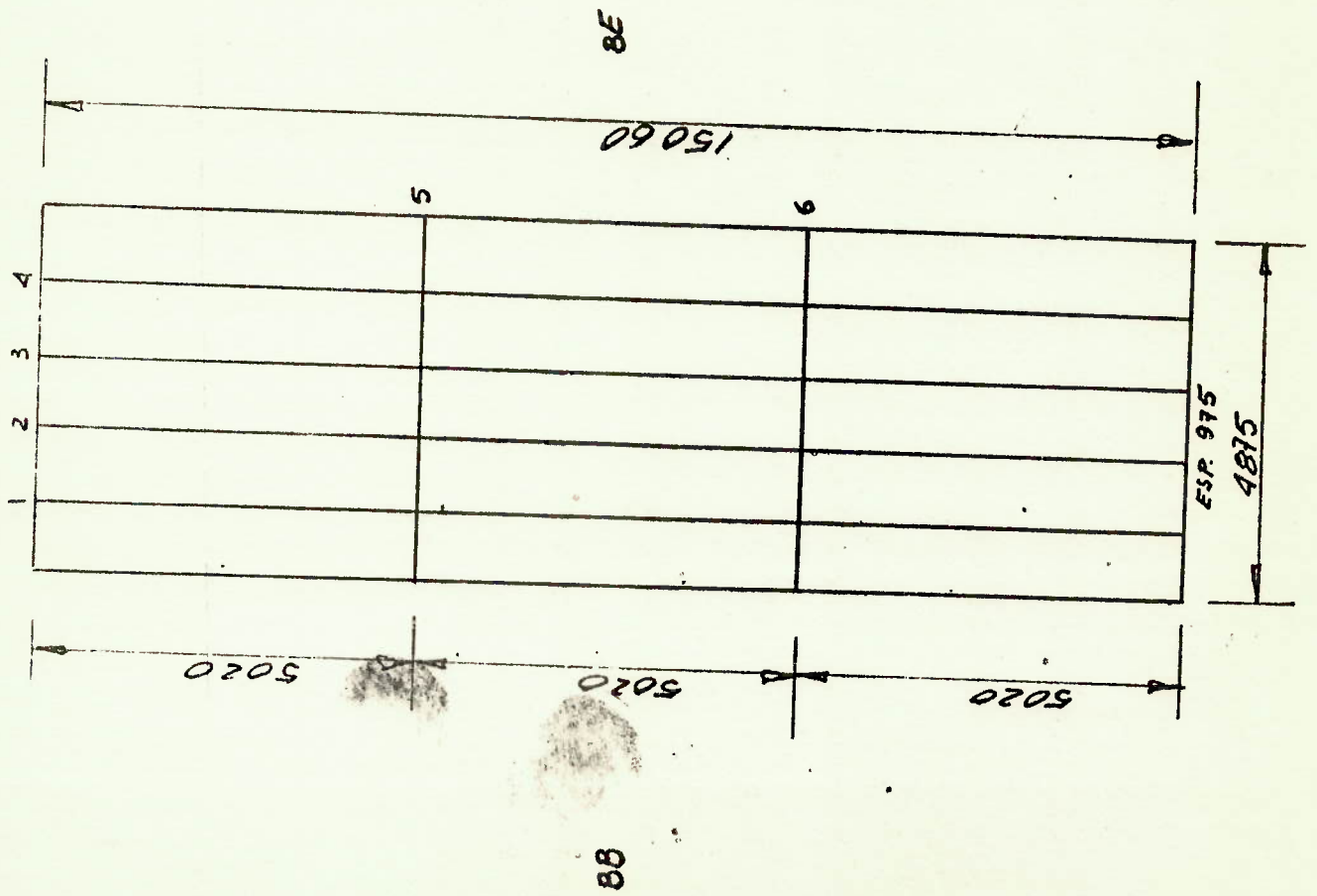
Fig. 4.60

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=2L\*10<sup>3</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.535

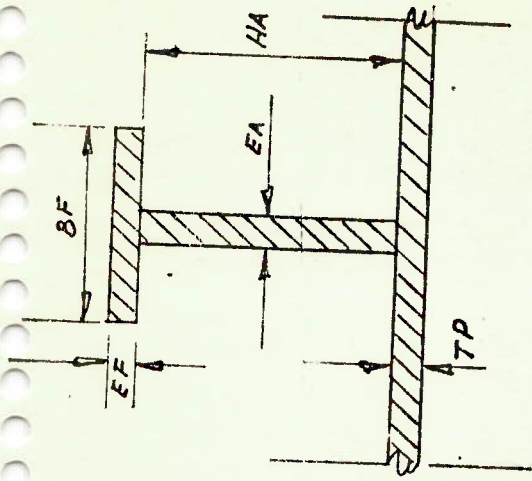


OBTIDO  
 XCO=0.535

Fig. 4.61



GRELHA SECUNDARIA  
DO TANQUE CENTRAL



	HA	EA	BF	EF	TP
1	600	14.7	200	32.5	2.05
2	600	14.7	200	32.5	2.05
3	600	14.7	200	32.5	2.05
4	600	14.7	200	32.5	2.05
5	2100	11.5	400	27.6	20.5
6	2100	11.5	400	27.6	20.5

FIG. 4-62

MEDIDAS EM MM  
ESC. 1:100

Diagramas de momento fletor obtidos com os valores iniciais de XCO mostrados abaixo, para as vigas da grelha secundária do tanque central, Figura 4-62, sem levar em conta as deflexões devidas à força cortante.

VIGA	1 a 4	5 e 6
XCO	0.8	0.6

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA  
 BARRA Nº 124  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA: 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.05 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8

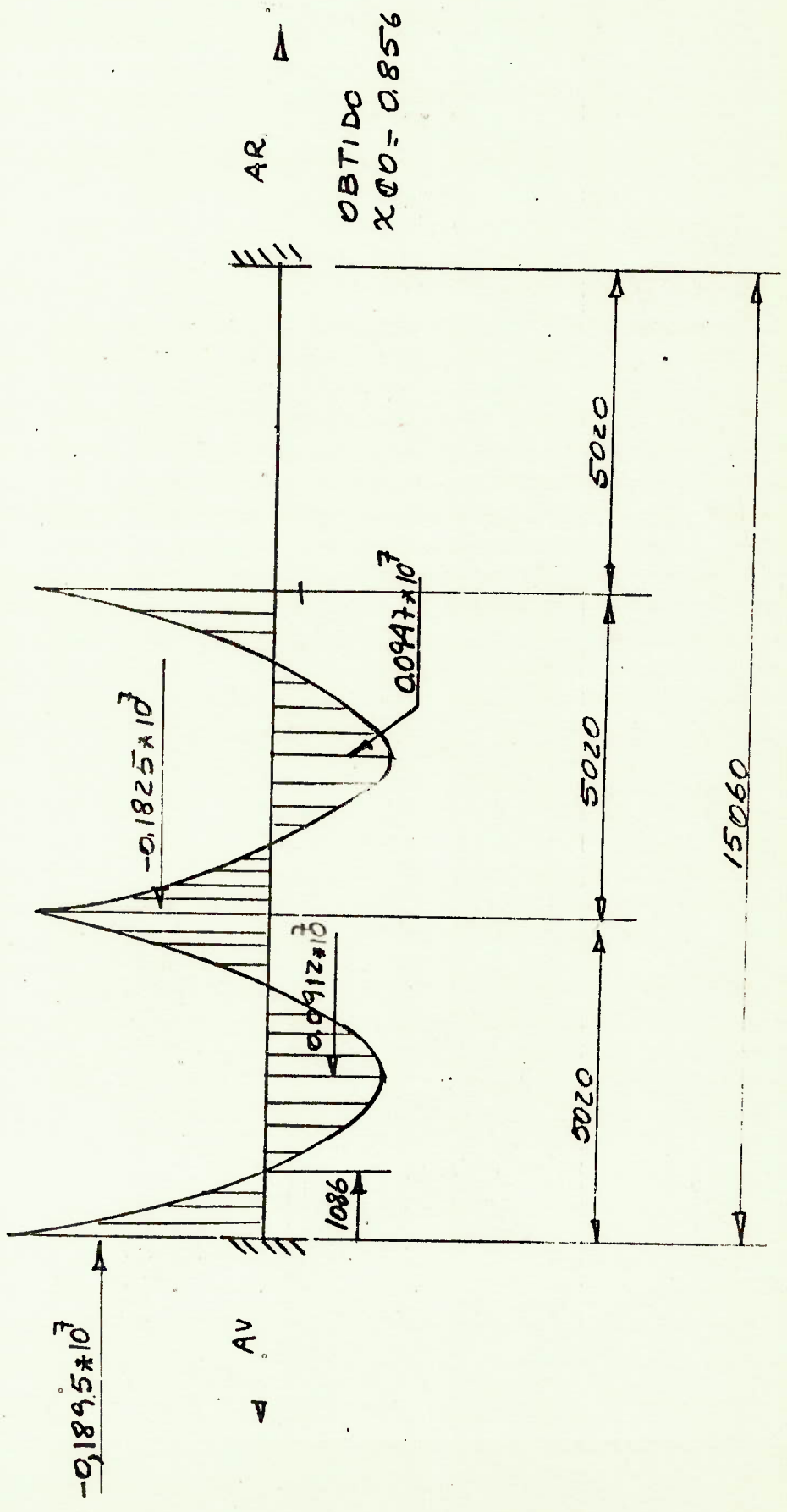


Fig. 4.63



NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA  
 BARRA Nº 2 e 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.05\*10<sup>7</sup>kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.8

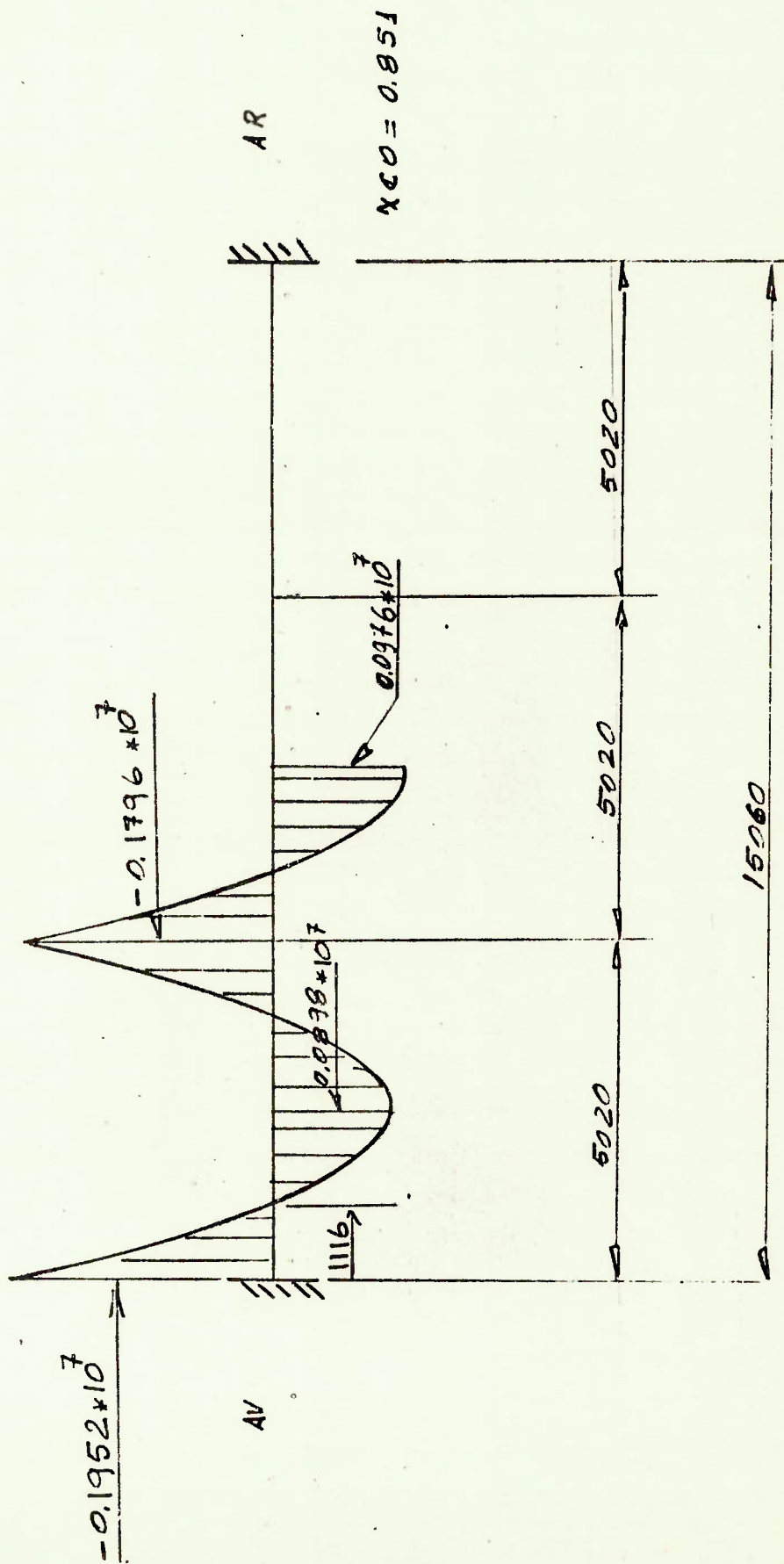


FIG. 4.64

TUBO AÇO DE LIGADO TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA  
 BARRA Nº 526  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:25  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.600

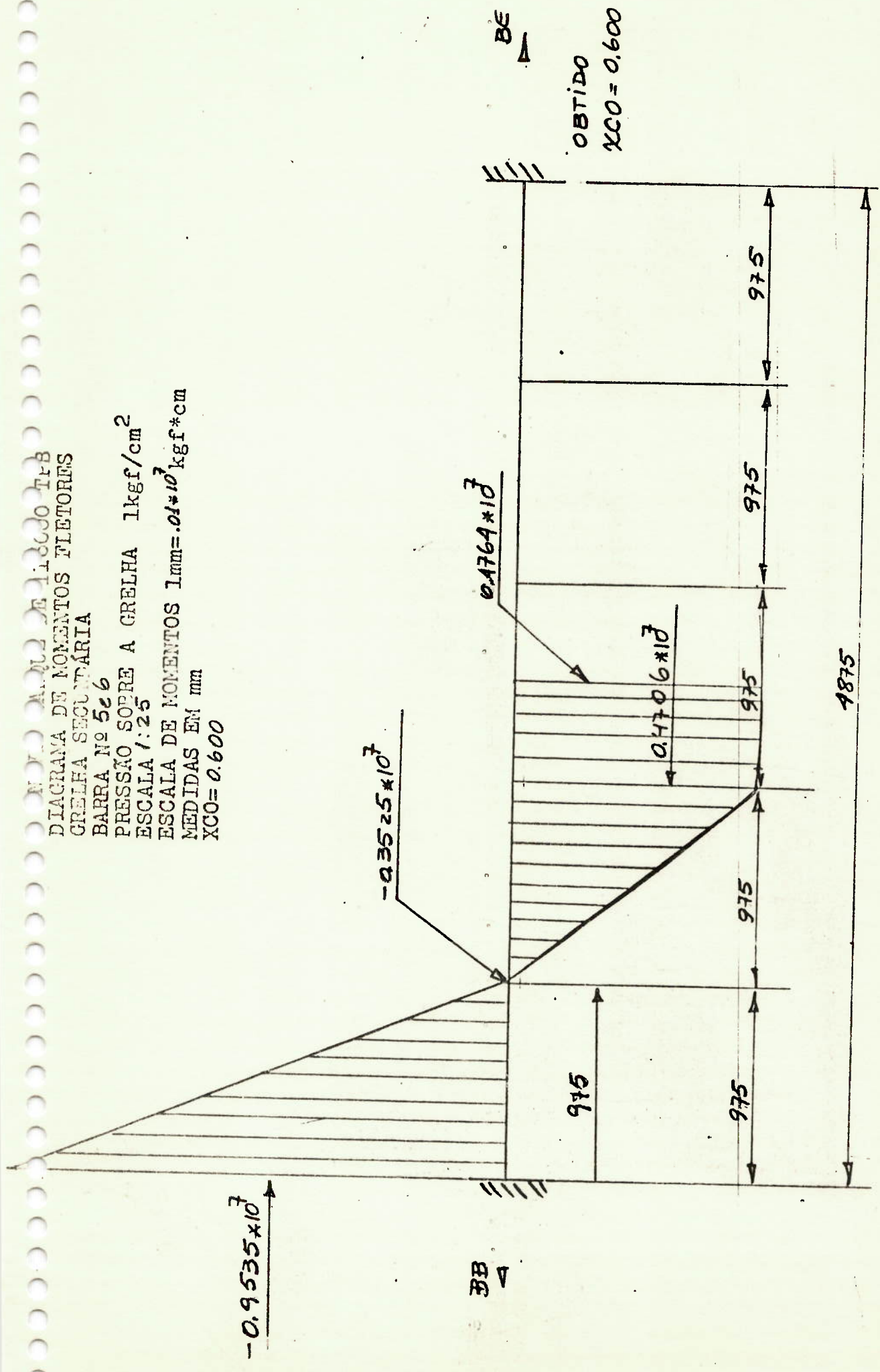


Fig. 4.65

Diagramas de momento fletor.

Grelha secundária do tanque central.

Primeira iteração.

Valores de XCO utilizados:

VIGA	1	2	3	4	5	6
XCO	0,856	0,851	0,851	0,856	0,600	0,600

(Sem considerar as deflexões devidas à força cortante).

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA  
 BARRA Nº 124  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA  $1 \text{ kgf/cm}^2$   
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS  $1 \text{ mm} = 0.05 \times 10^7 \text{ kgf*cm}$   
 MEDIDAS EM mm  
 $XCO = 0.856$

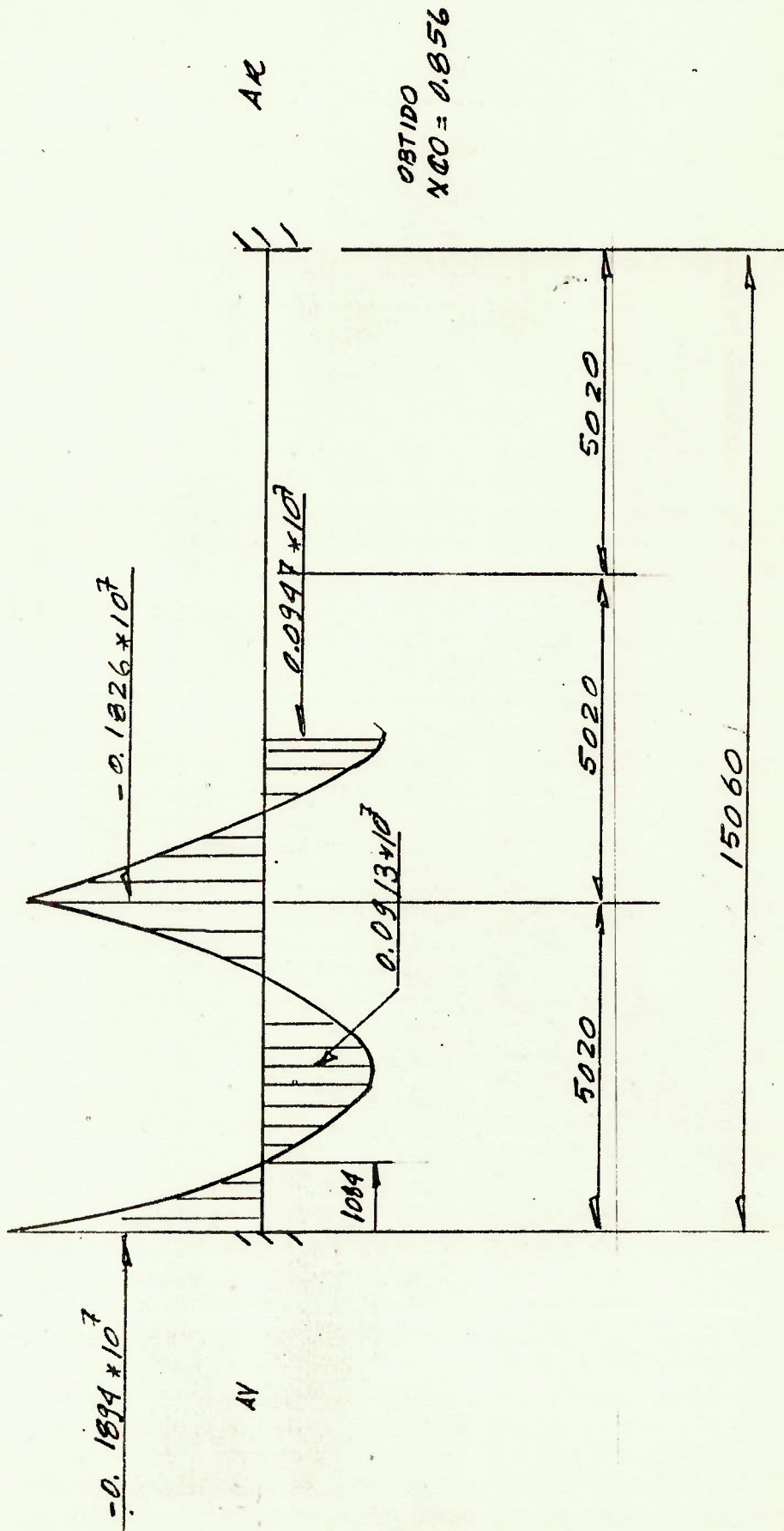


Fig. 4.66

1.70 TAPAJE DE 11600 TPB  
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
GRELHA SECUNDÁRIA

BARRA Nº 2 e 3

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>

ESCALA 1:100

ESCALA DE MOMENTOS 1mm=.005√kgf\*cm

MEDIDAS EM mm

XCO=0.852

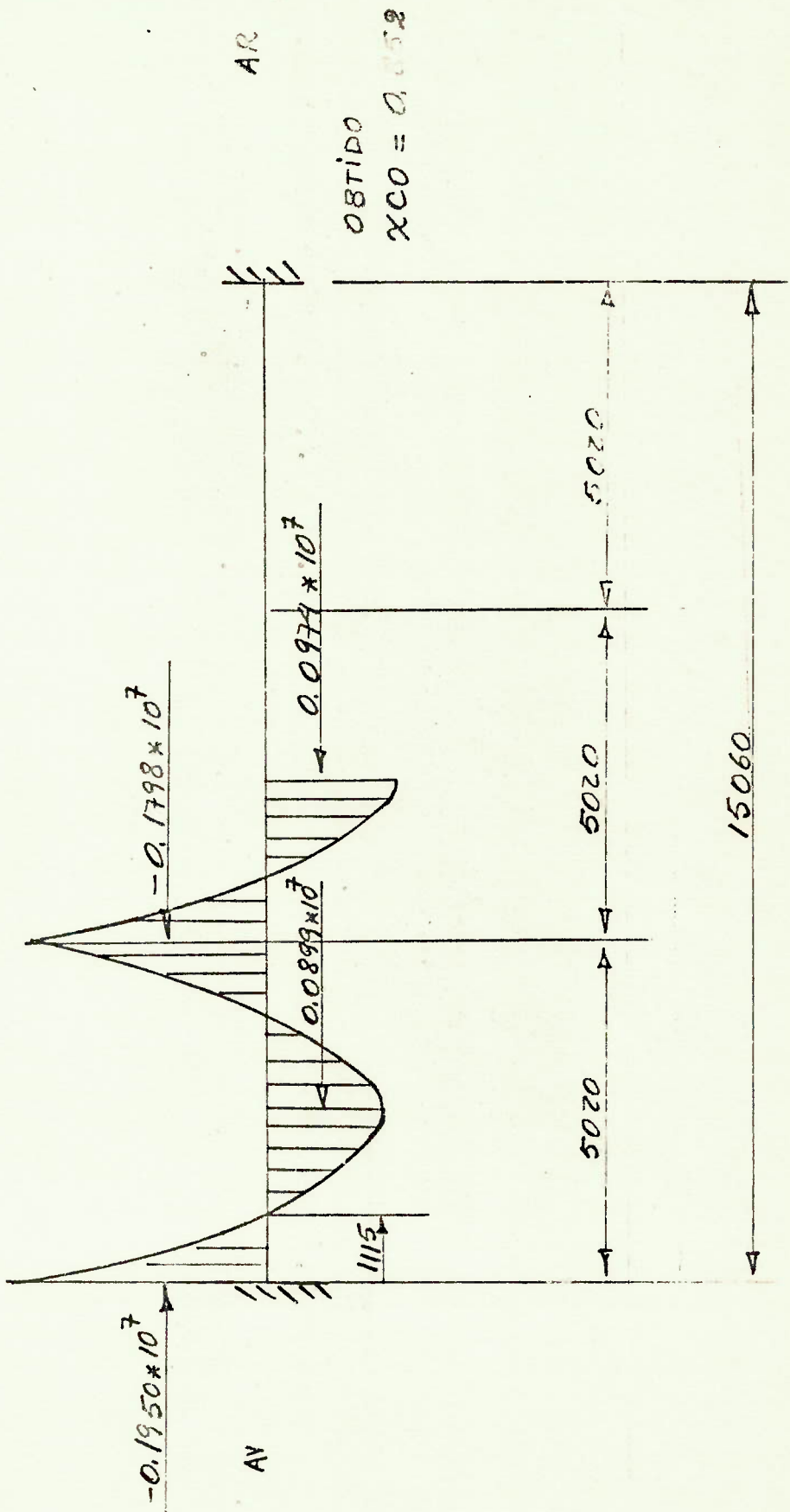


Fig. 4.67

PROJETO TUBO DE 11600 TFB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 CUBETA SECUNDÁRIA

BARRA Nº 526  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:25  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.01\*10<sup>7</sup>kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0600

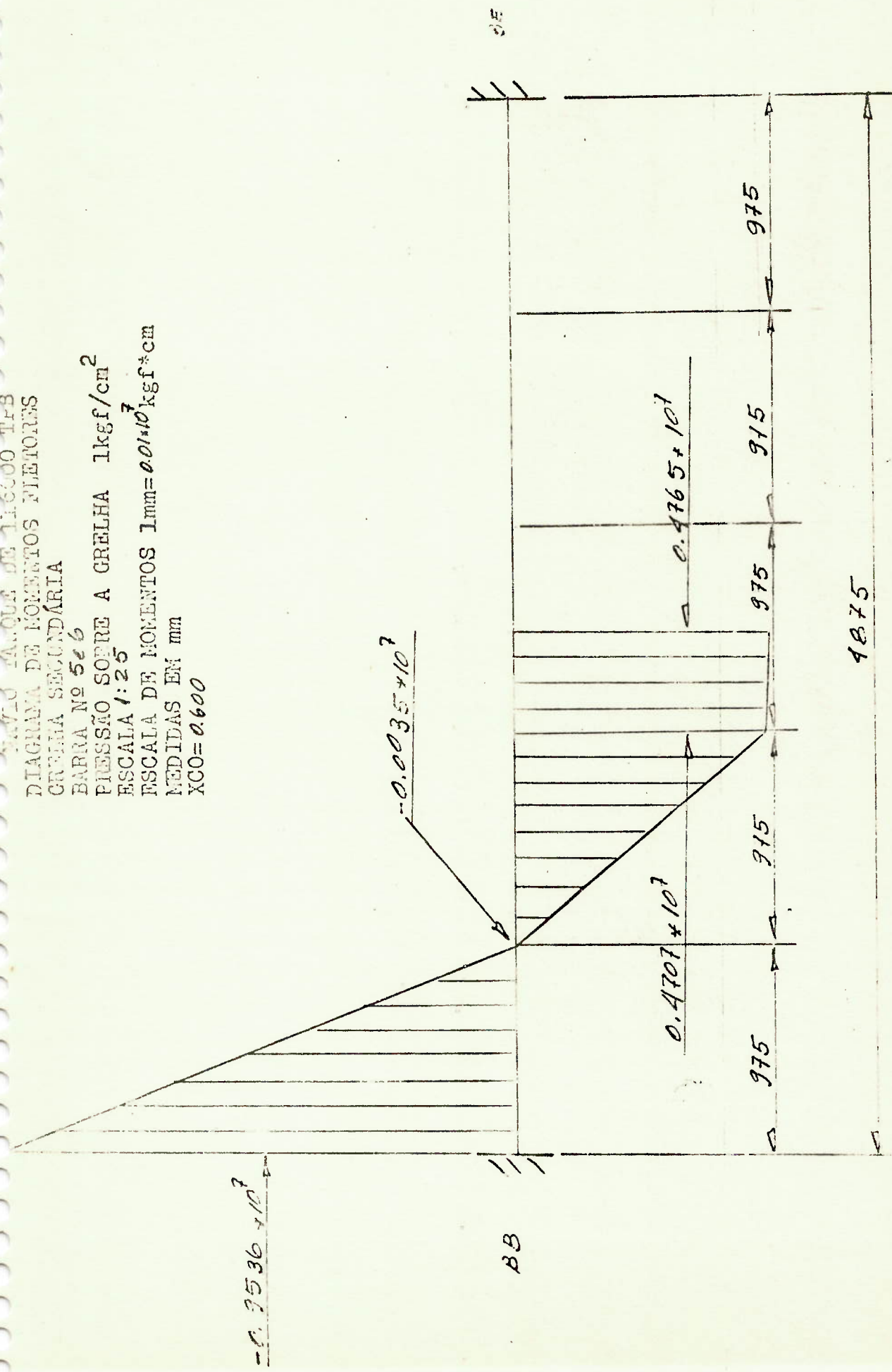


Fig. 4.68

A Tabela 4.5 resume os valores de XCO obtidos nos diagramas 4-63 a 4-68.

VIGA	XCO <sup>o</sup> Inicial	1a. Iteração	2a. Iteração
1	0.8	0,856	0,856
2	0.8	0,851	0,851
3	0.8	0,851	0,851
4	0.8	0,856	0,856
5	0.6	0,600	0,600
6	0.6	0,600	0,600

Tabela 4.5

A diferente rigidez das vigas numa e noutra direção não afetou a convergência e possibilitou uma estimativa orientada dos valores iniciais.

Diagramas de momento fletor obtidos com os valores iniciais de XCO mostrados abaixo, para as vigas da grelha secundária do tanque central, Figura 4-62, levando em consideração as deflexões devidas à força cortante.

VIGA	1 a 4	5 e 6
XCO	0.8	0.6



DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA  
 BARRA Nº 1 e 4  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.005 kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.8

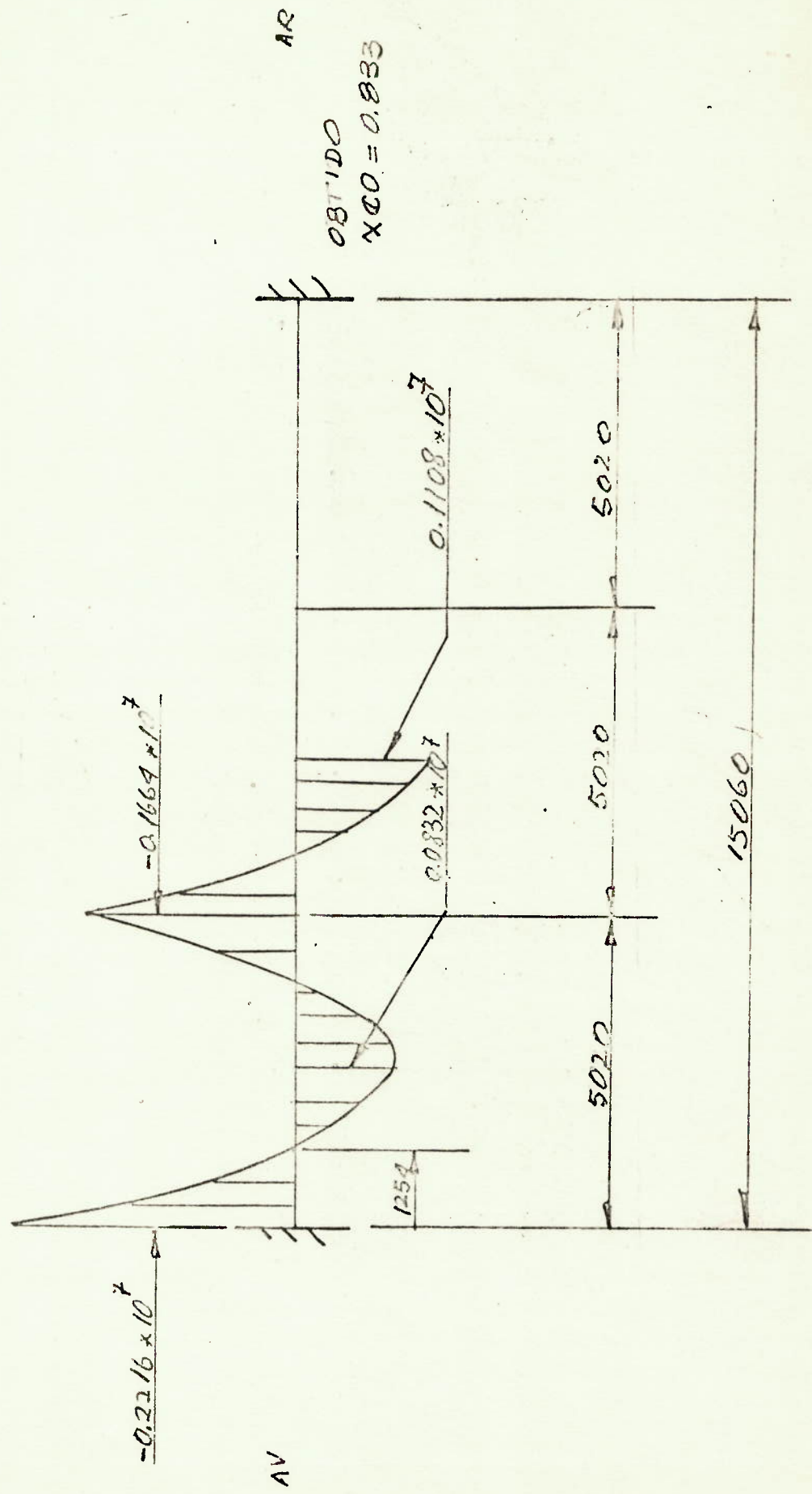


FIG. 4.69

NAVIO TANQUE DE 11.6000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA

BARRA Nº 223  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.05\*10<sup>7</sup>kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.0

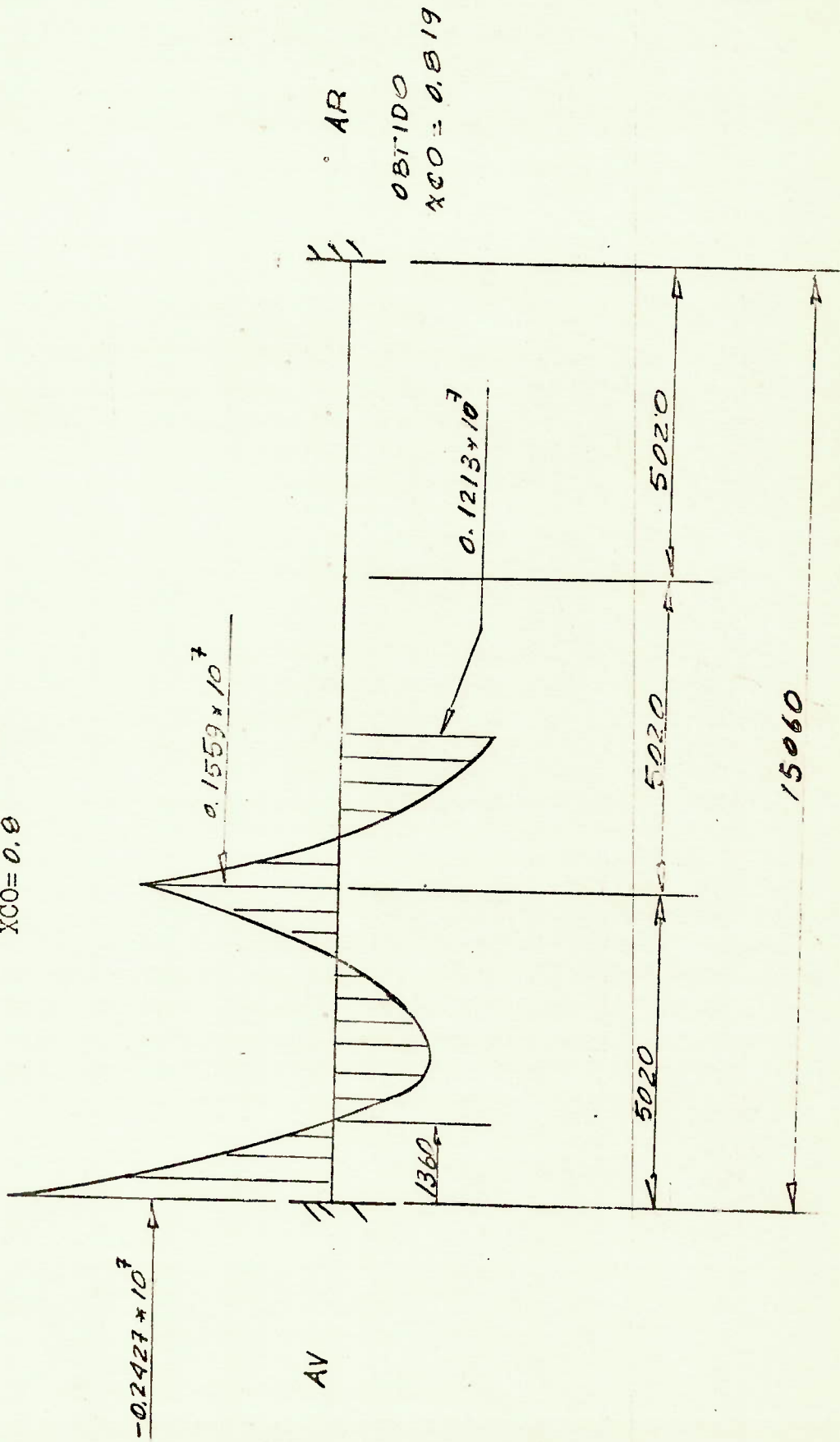


FIG. 4.70

M O D E L O D E T R A C O M O  
 D I A G R A M A D E M O M E N T O S F L E T O R E S  
 G R E L H A S E C U N D Á R I A  
 B A R R A N º 5 e 6  
 P R E S S O S O B R E A G R E L H A 1 k g f / c m <sup>2</sup>  
 E S C A L A 1 : 2 5  
 E S C A L A D E M O M E N T O S 1 m m = 0 . 1 × 1 0 <sup>7</sup> k g f \* c m  
 M E D I D A S E M m m  
 X C O = 0 . 6

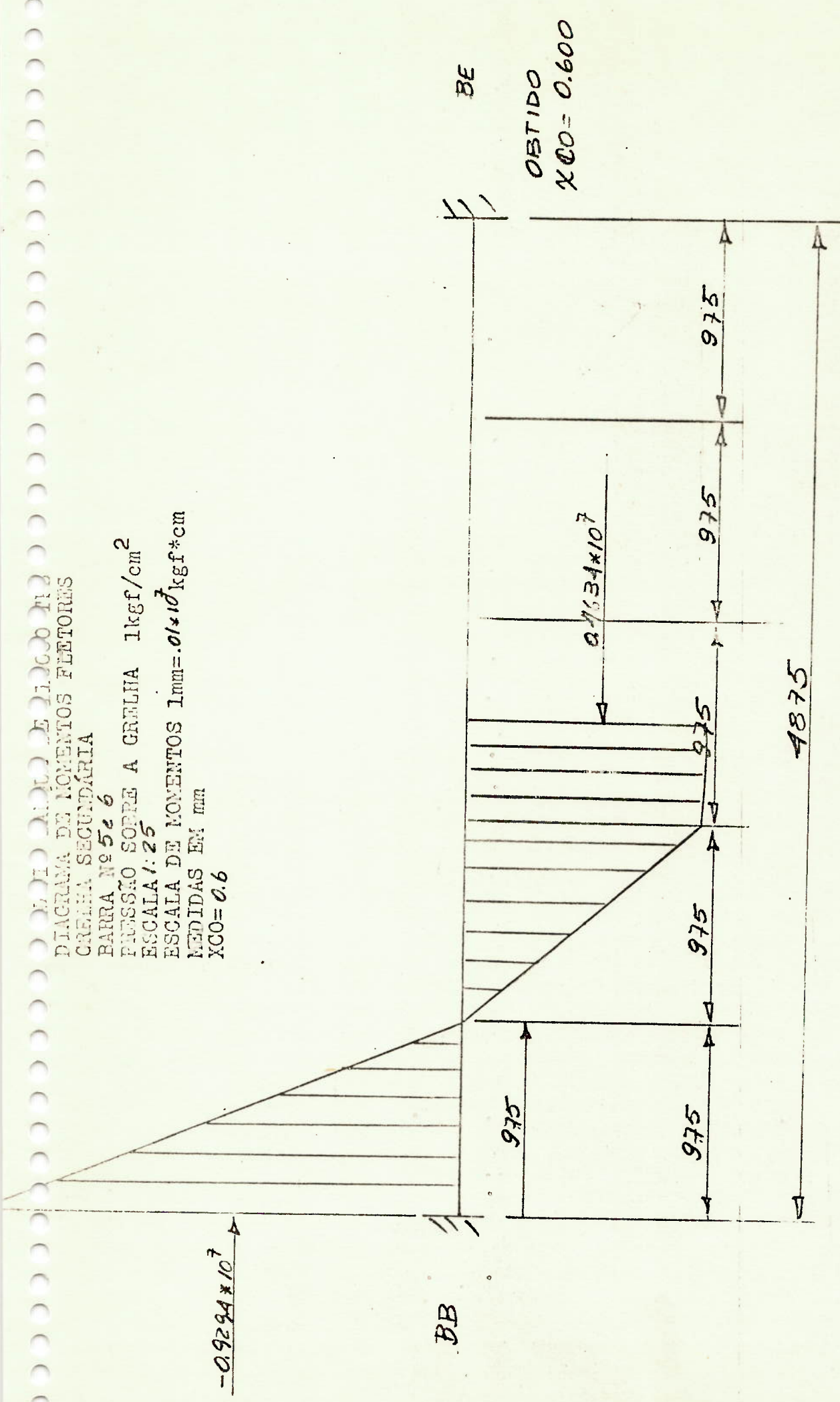


Fig. 4.71

Diagramas de momento fletor.

Grelha secundária do tanque central.

Primeira iteração.

Valores de XCO utilizados:

VIGA	1	2	3	4	5	6
XCO	0,833	0,819	0,819	0,833	0,600	0,600

(Levando em consideração as deflexões por força cortante).

AVLO MACHETE DE 116000 TPB  
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
GRELHA SECUNDARIA

BARRA No 1/44  
PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
ESCALA 1:100  
ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.005x10<sup>7</sup>kgf\*cm  
MEDIDAS EM mm  
XCO=0.833

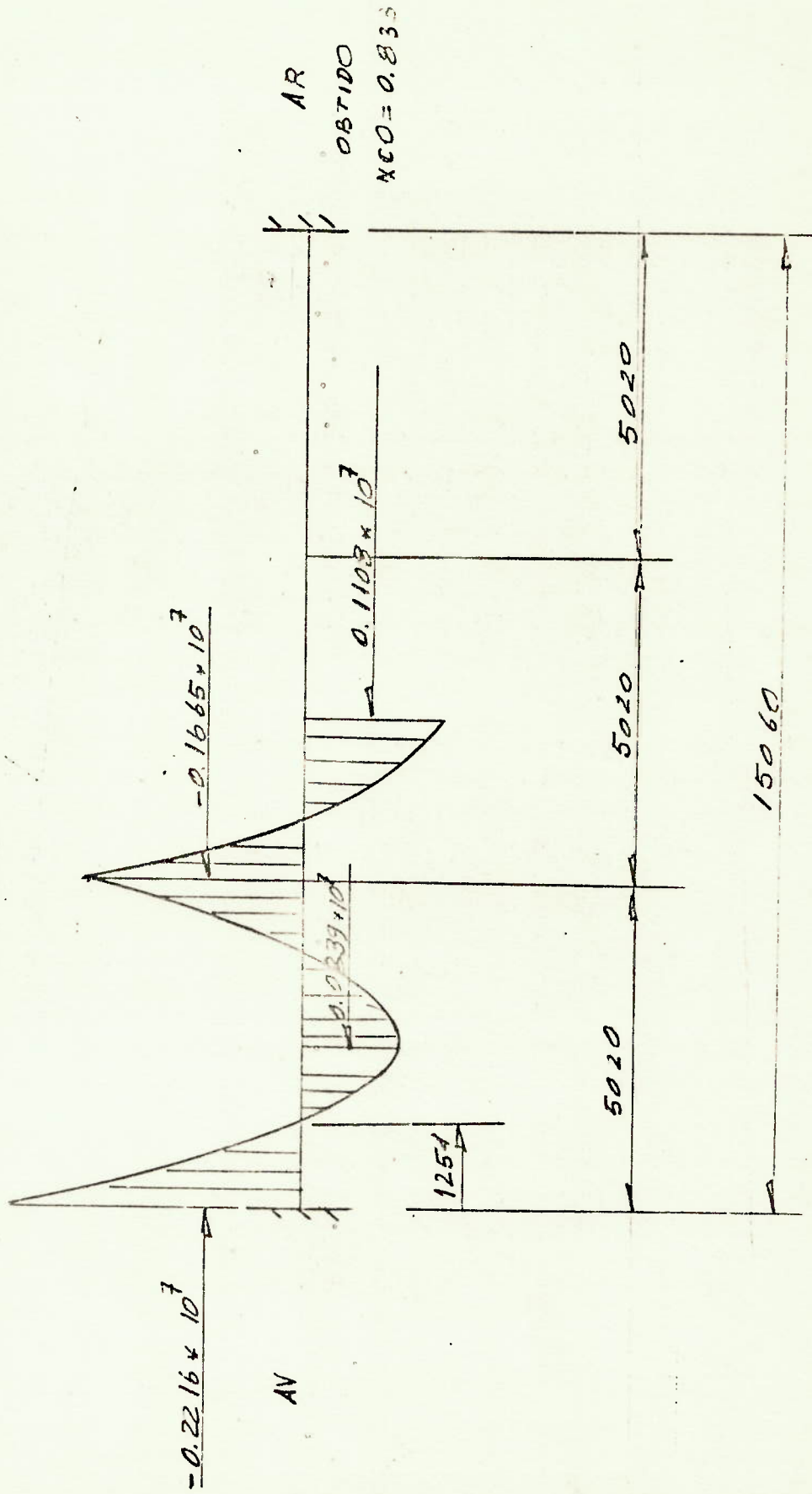


Fig. 1.72

PROJ. 2A.005 DE 1.600 TFB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA  
 BARRA Nº 243  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.005\*10<sup>7</sup>kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO=0.819

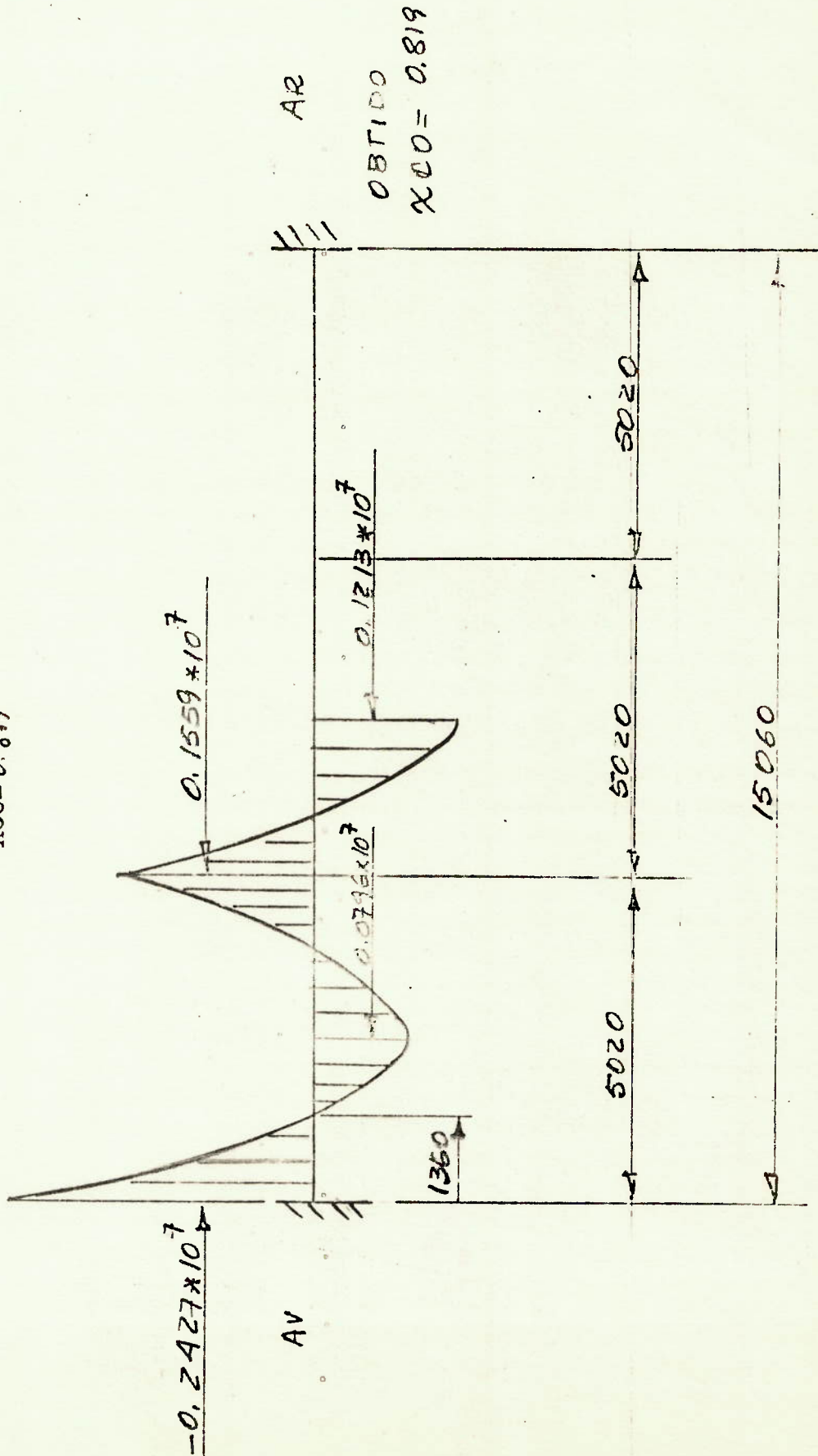


Fig. 4.73

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA  
 BARRA Nº 526  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:25  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.1 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.600

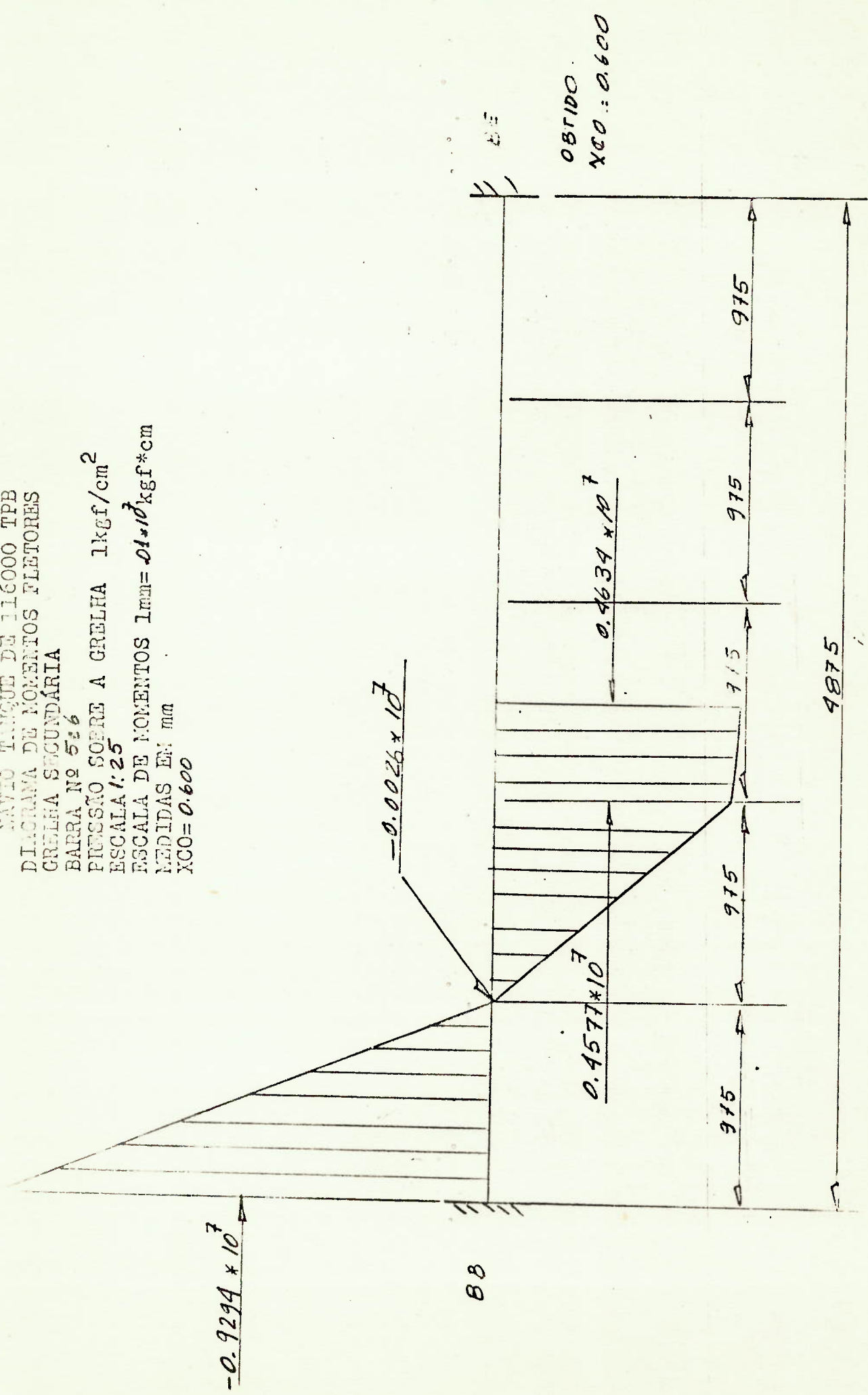


Fig. 4.74

A Tabela 4-6 resume os valores de XCO obtidos nos diagramas 4-69 a 4-74.

VIGA	XCO Inicial	1a. Iteração	2a. Iteração
1	0.8	0,833	0,833
2	0.8	0,819	0,819
3	0.8	0,819	0,819
4	0.8	0,833	0,833
5	0.6	0,600	0,600
6	0.6	0,600	0,600

Tabela 4-6



#### 4.3 VERIFICAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA FORÇA CORTANTE

Para ilustrar o que foi afirmado no Capítulo III, ítem 3.1, segue-se uma série de diagramas de momento fletor e força cortante, calculados sem considerar as deflexões devidas à força cortante, superpostos aos correspondentes obtidos considerando este efeito. A superposição foi feita para todas as vigas das grelhas anteriores (Figuras 4.4, 4.37 e 4.62).

As curvas tracejadas são aquelas obtidas considerando a deflexão por força cortante.

Observe-se que não foram apresentados os diagramas de força cortante das vigas da grelha secundária, pois os dois casos, nesta grelha, praticamente coincidem.

GRELHA PRINCIPAL DO TANQUE CENTRAL

Figura 4.4

TUBO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 PLANTA Nº 123

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100

ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.05 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm

MEDIDAS EM mm

X10 = 0.576 ---

0.573 ---

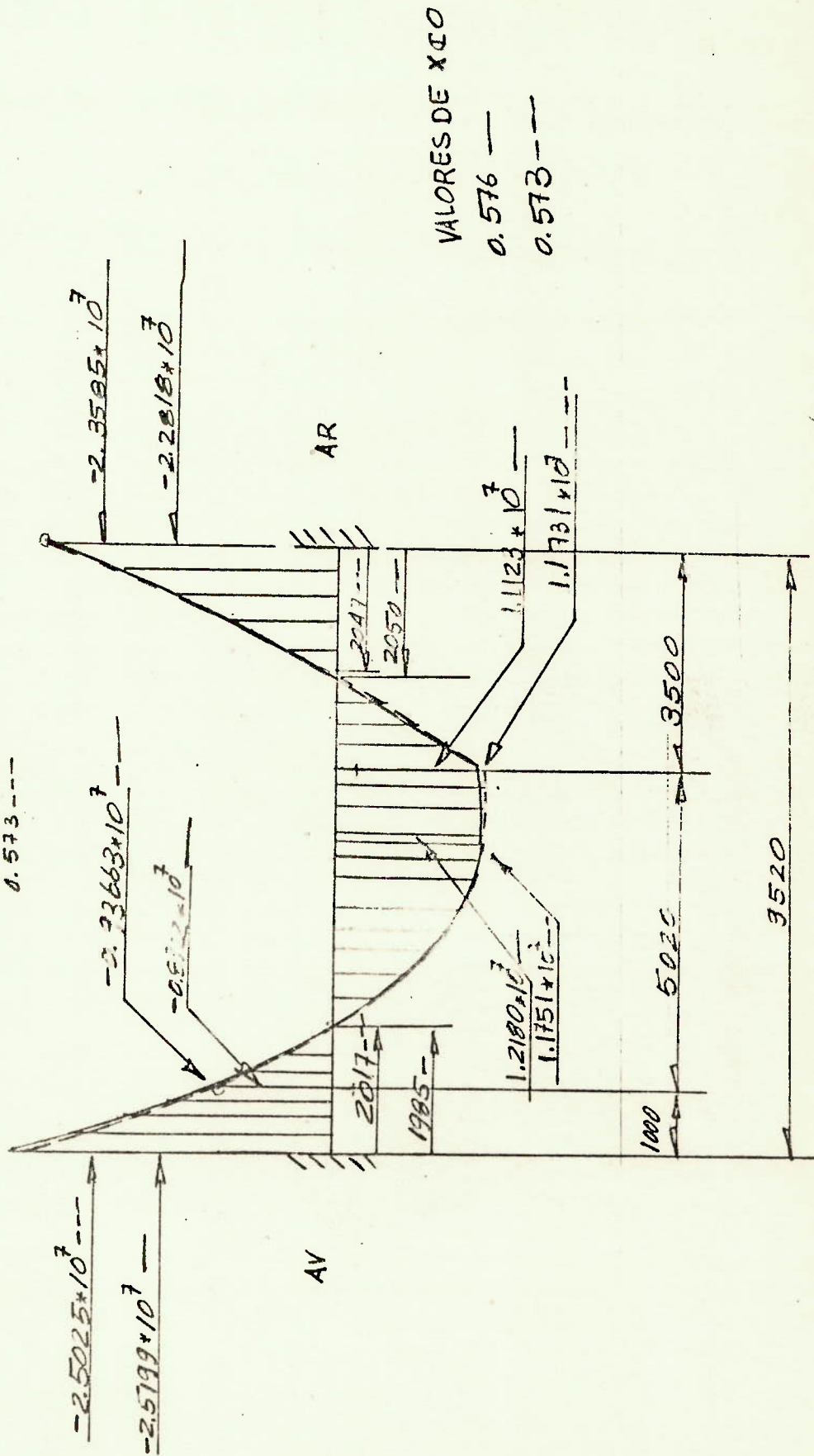


Fig. 4.75

NAVIO TANQUE DE 11600 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 2

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100

ESCALA DE MOMENTOS 1mm = .05 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm

MEDIDAS EM mm

XCO = 0.564

0.567

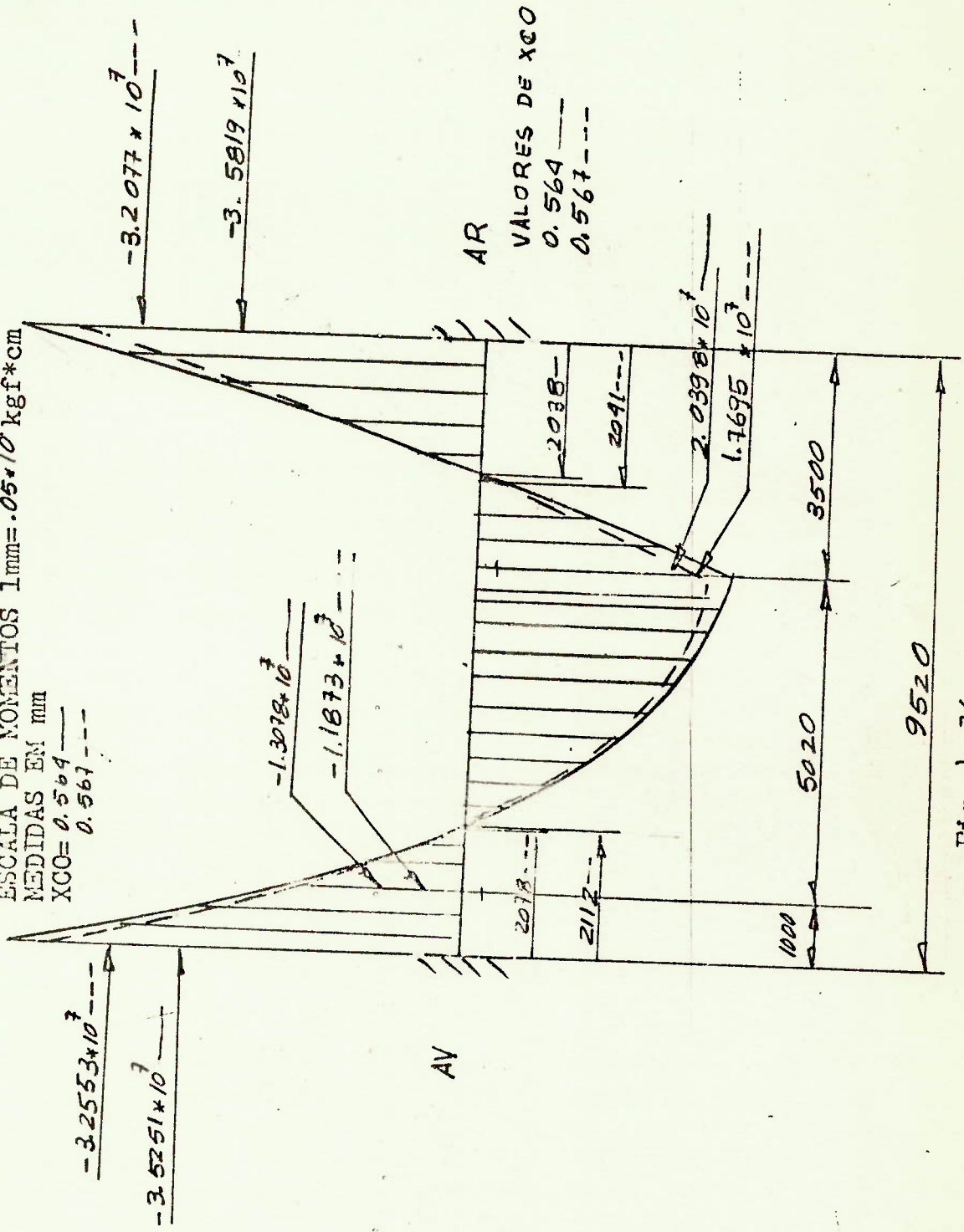


Fig. 4.76

NAVIO TANQUE DE L. 100 T. 3  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 4

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.01 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO = 0.800

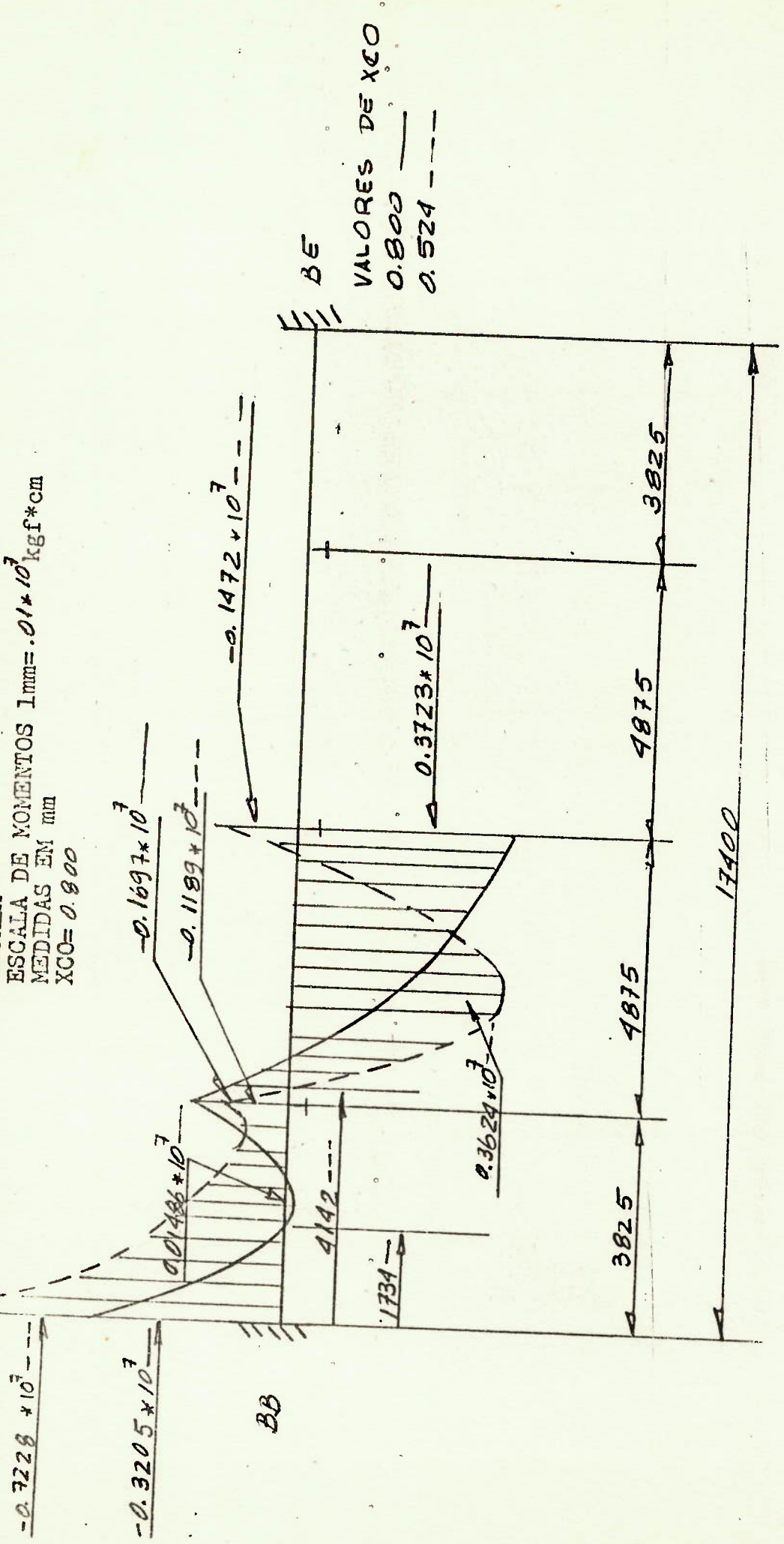


Fig. 4.77

L.V.D. TANQUE DE 1.600 T.P.B.  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 5  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.2 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM MM  
 XCO = 0.669 ---  
 0.555 ---

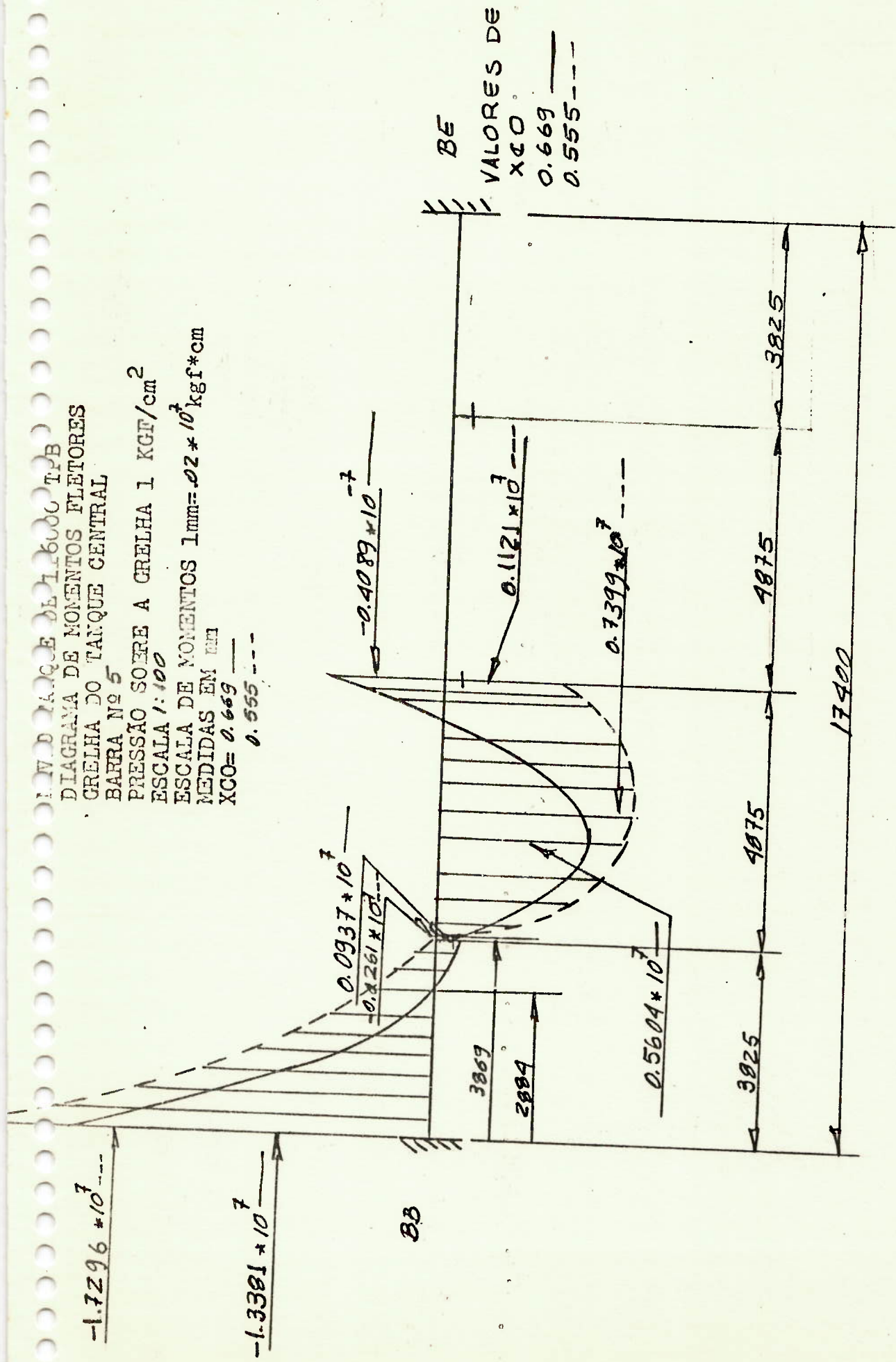


Fig. 4.78

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE FORÇAS CORTANTES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 1e3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE FORÇAS 1mm=0.5\*10<sup>4</sup> kgf  
 MEDIDAS EM mm

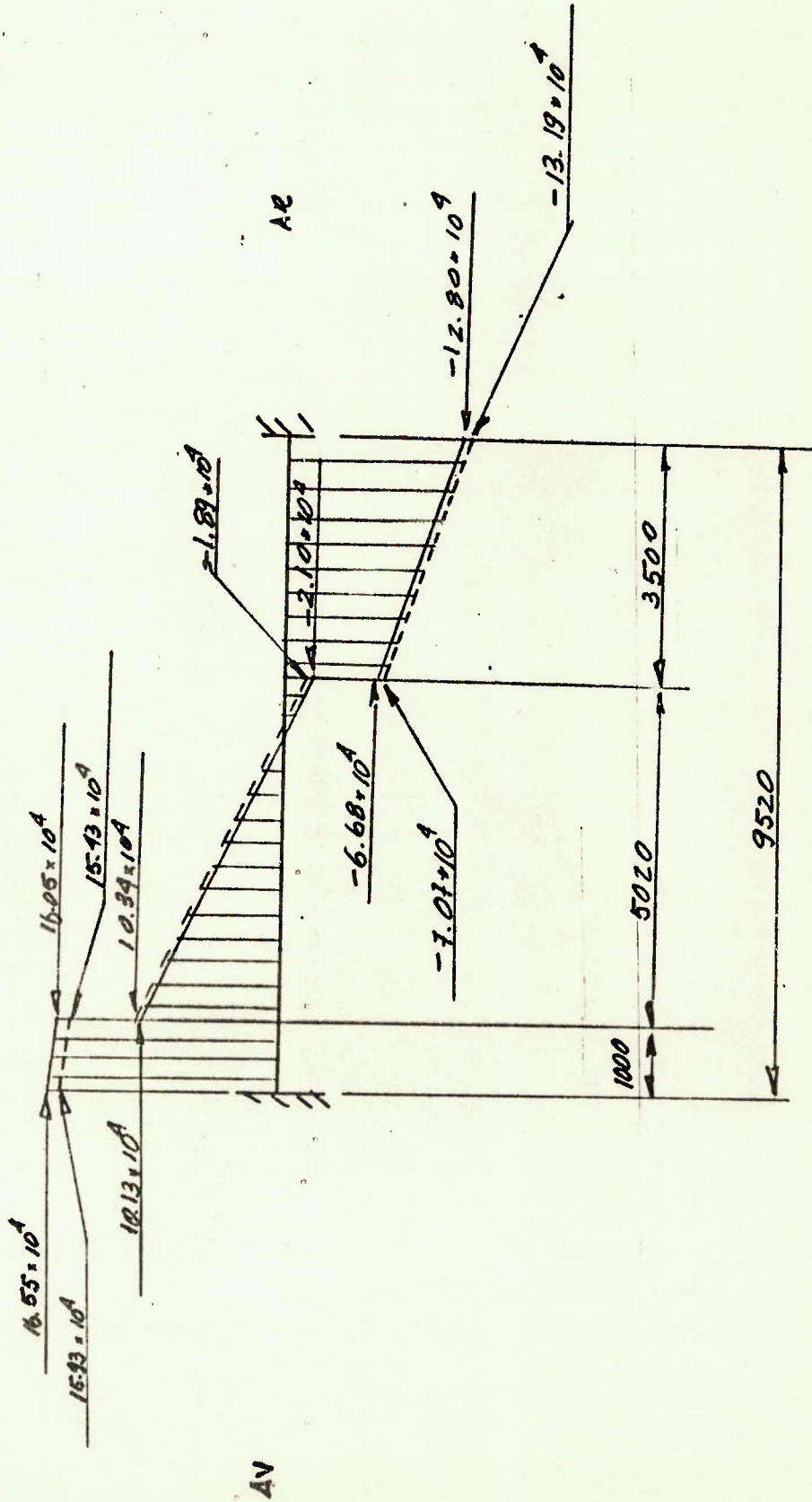


FIG. 4.79

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE FORÇAS CORTANTES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE FORÇAS 1mm=0.5\*10<sup>4</sup> kgf  
 MEDIDAS EM mm

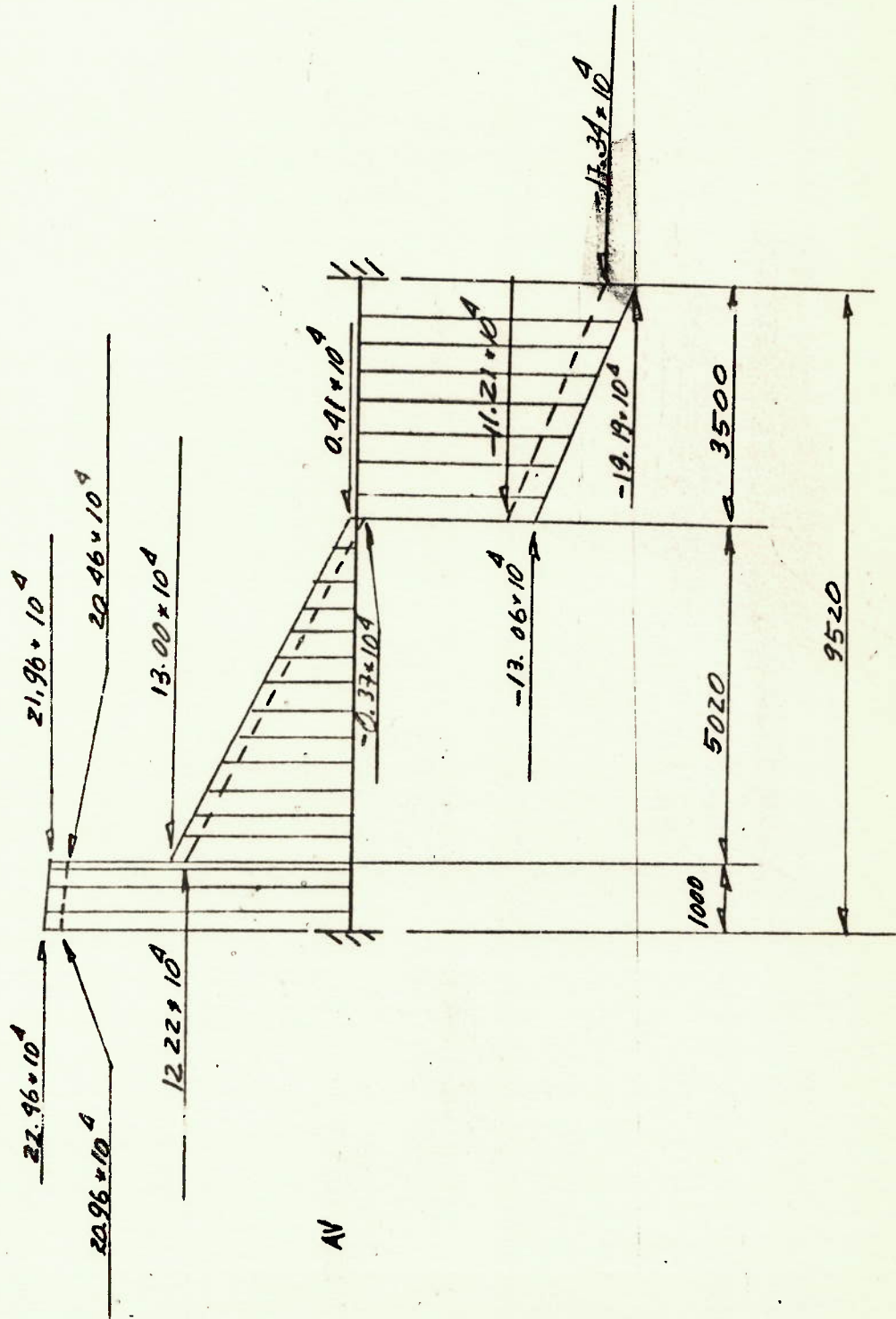


FIG. 4.80



NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE FORÇAS CORTANTES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BARÇA Nº 4  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE FORÇAS 1mm = 0.1 \* 10<sup>4</sup> kgf  
 MEDIDAS EM mm

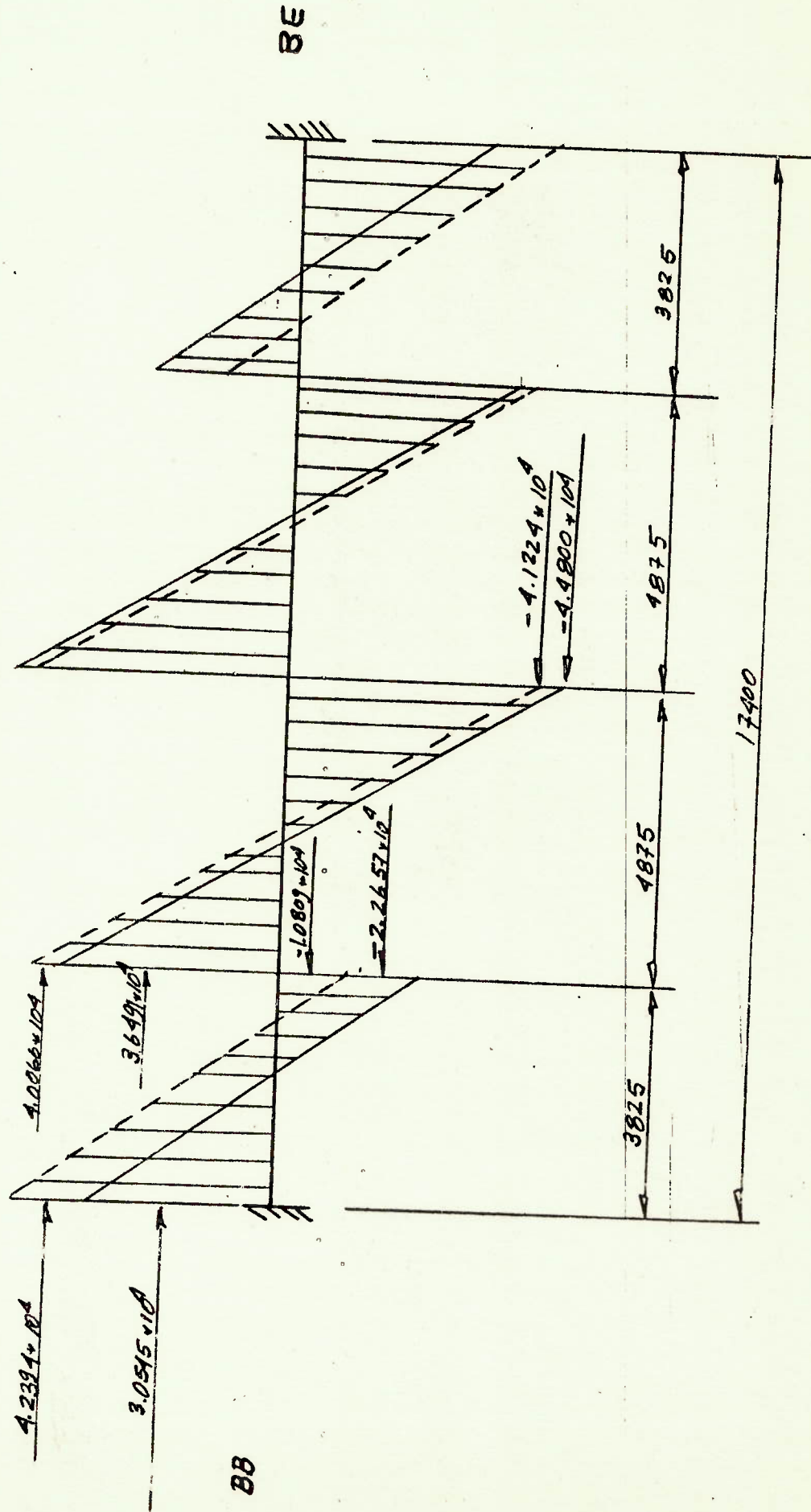


Fig. 4.81

NAVIO TANQUE DE 11600 TTP  
 ESCALA DE FORÇAS CONTANTES  
 GRELHA DO TANQUE CENTRAL  
 BANEA Nº 5  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA: 1/100  
 ESCALA DE FORÇAS 1mm = 0,1 x 10<sup>4</sup> kgf  
 MEDIDAS EM MM

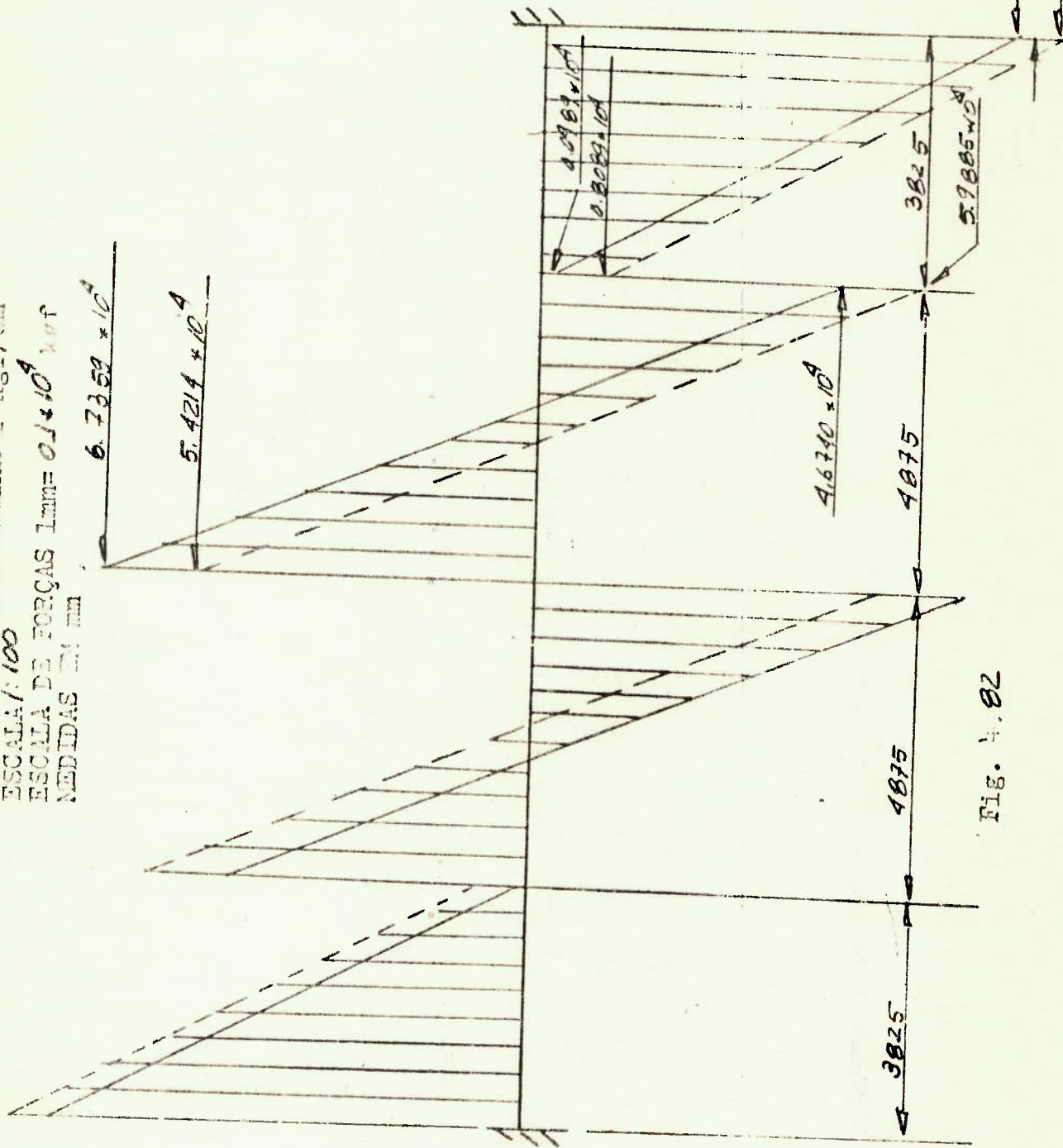


FIG. 4.82

4.109

GRELHA PRINCIPAL DO TANQUE LATERAL

Figura 4.37

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 1

PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1  $\text{kgf/cm}^2$   
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS  $1\text{mm} = 0.01 \times 10^7 \text{kgf*cm}$   
 MEDIDAS EM MM  
 XCO = 0.591 ---  
 0.589 ---

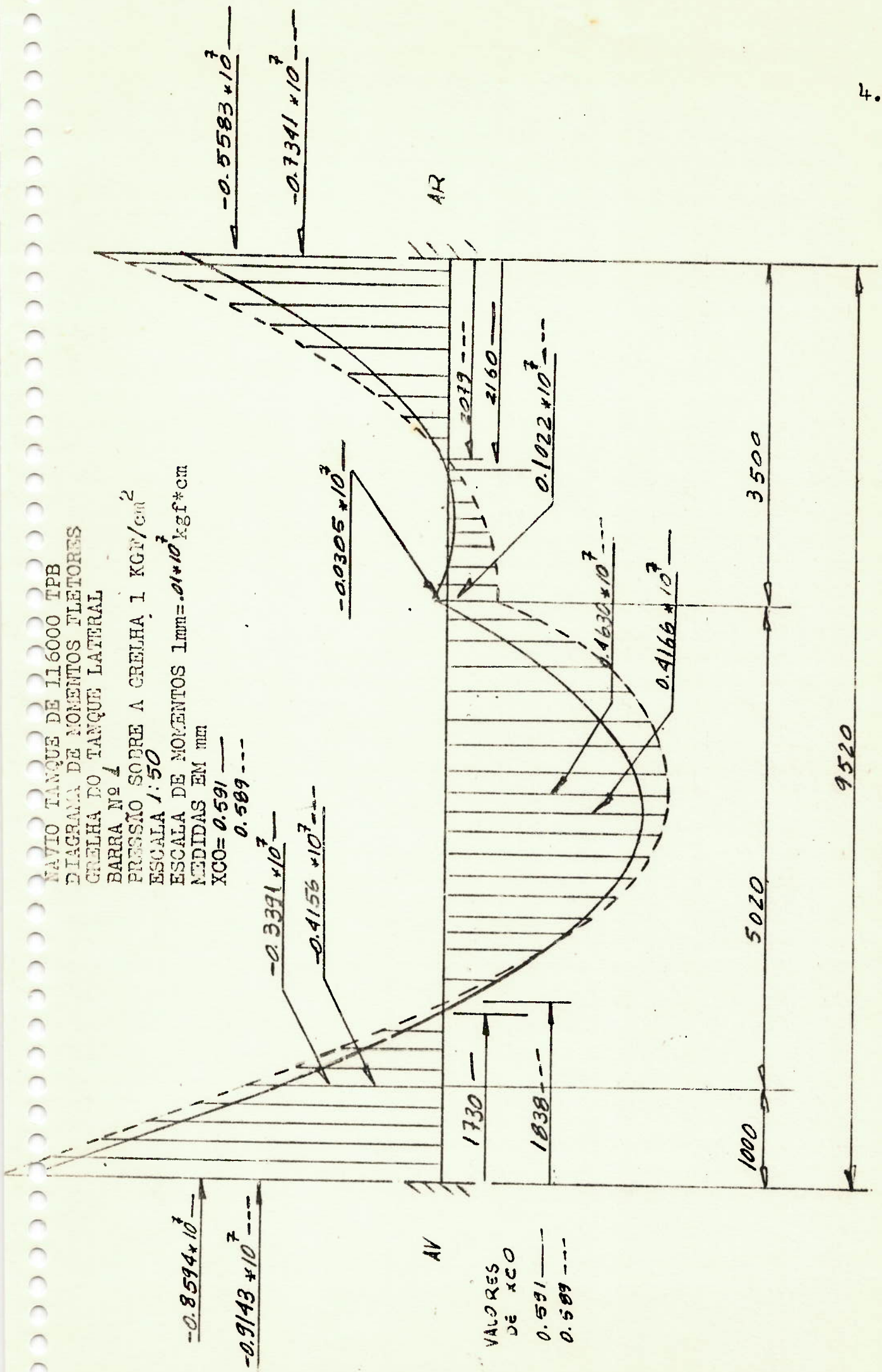


Fig. 4. 83

TANCHE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA DO TANCHE LATERAL  
 BARRA Nº 2  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=21\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.569 —  
 0.558 ----

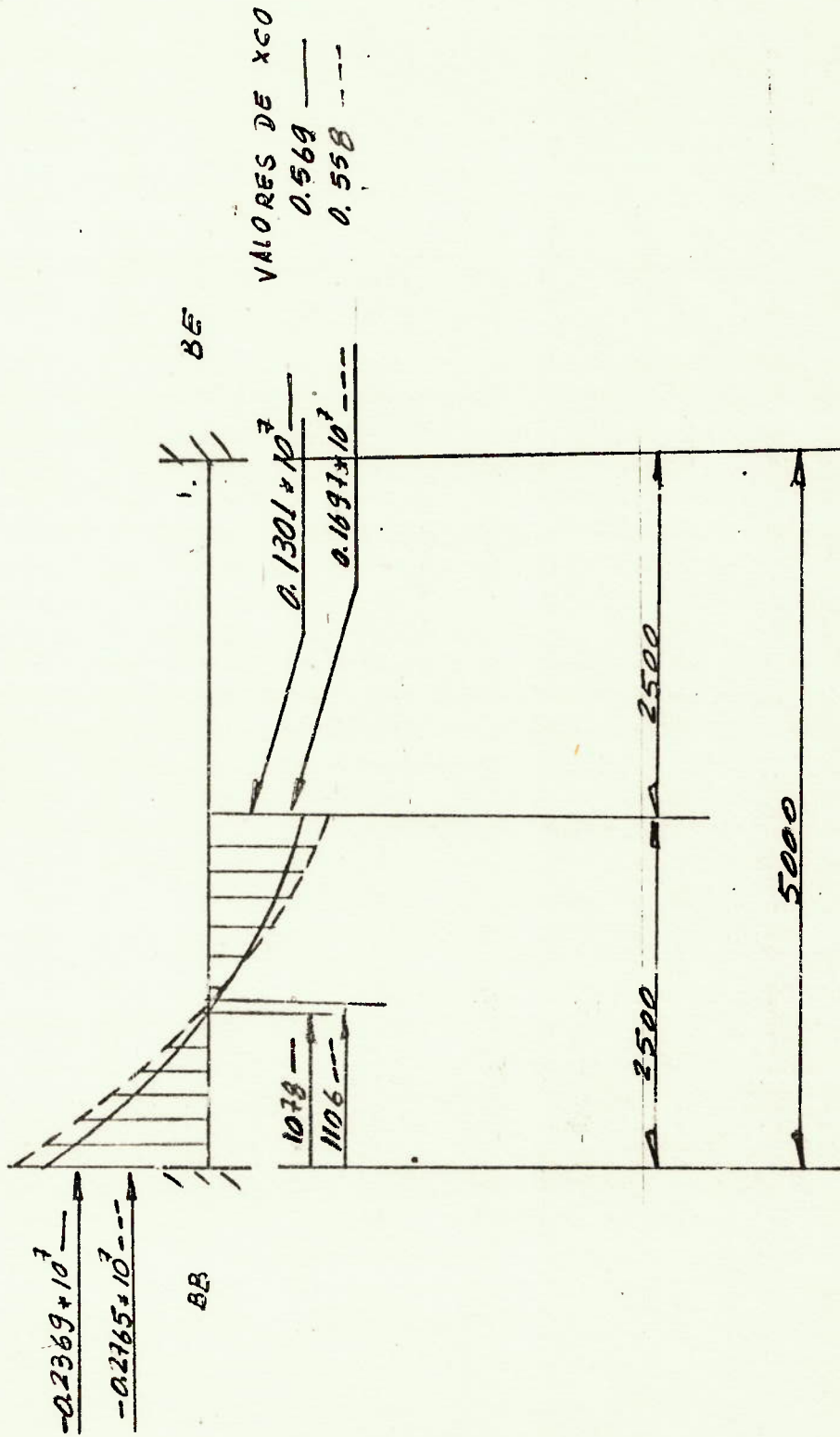


Fig. 4.84

NOVO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 CRIEVA DO TALUQUE LATERAL

BARRA Nº 3

PRESSÃO SOBRE A CRIEVA 1 KGF/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50

ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.01 x 10<sup>7</sup> kgf\*cm

MEDIDAS EM mm

XCO = 0.530 —  
 0.535 ---

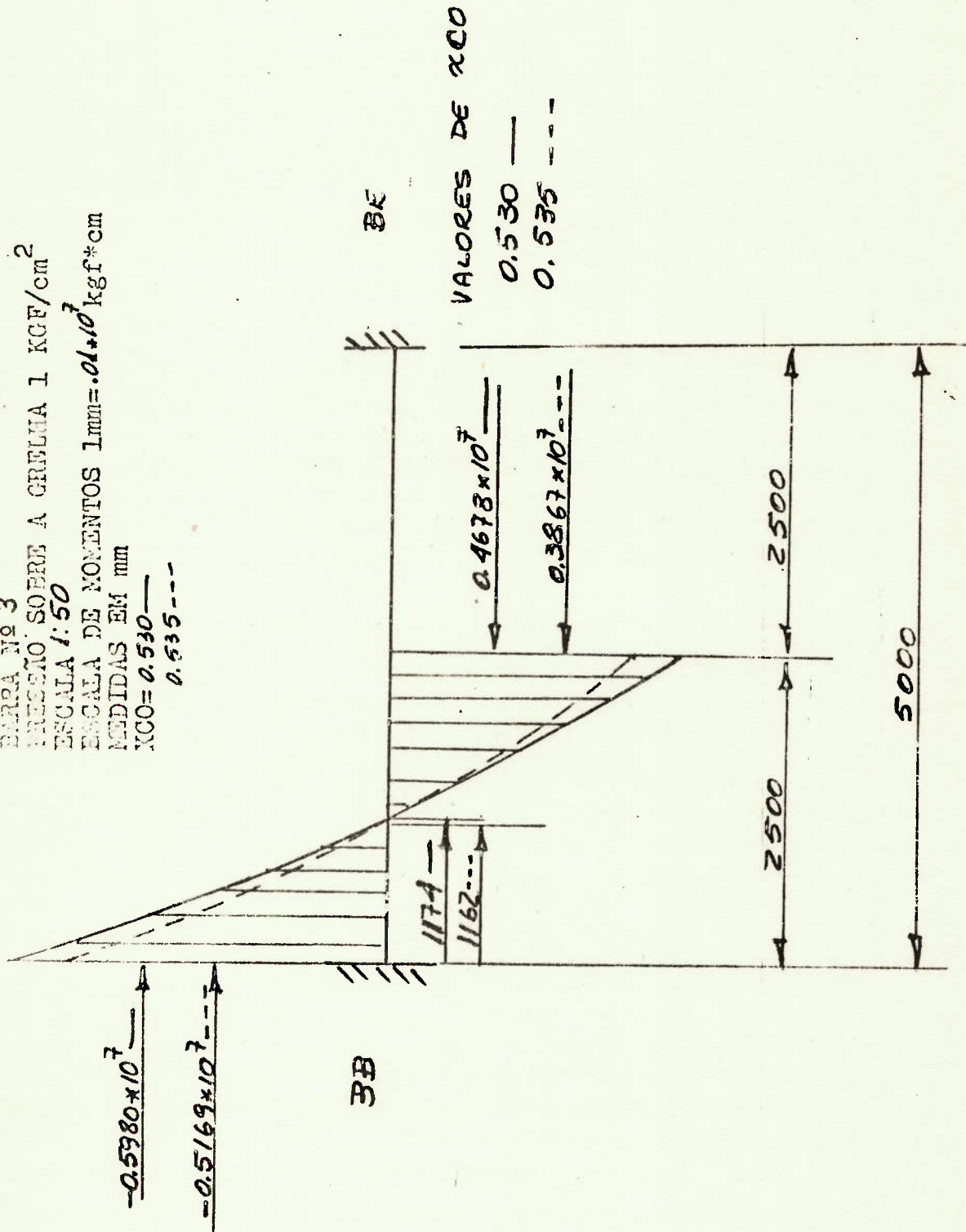


Fig. 4.85

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMAS DE FORÇAS CORTANTES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 1  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE FORÇAS 1mm = 0.5x10<sup>4</sup> kgf  
 MEDIDAS EM mm

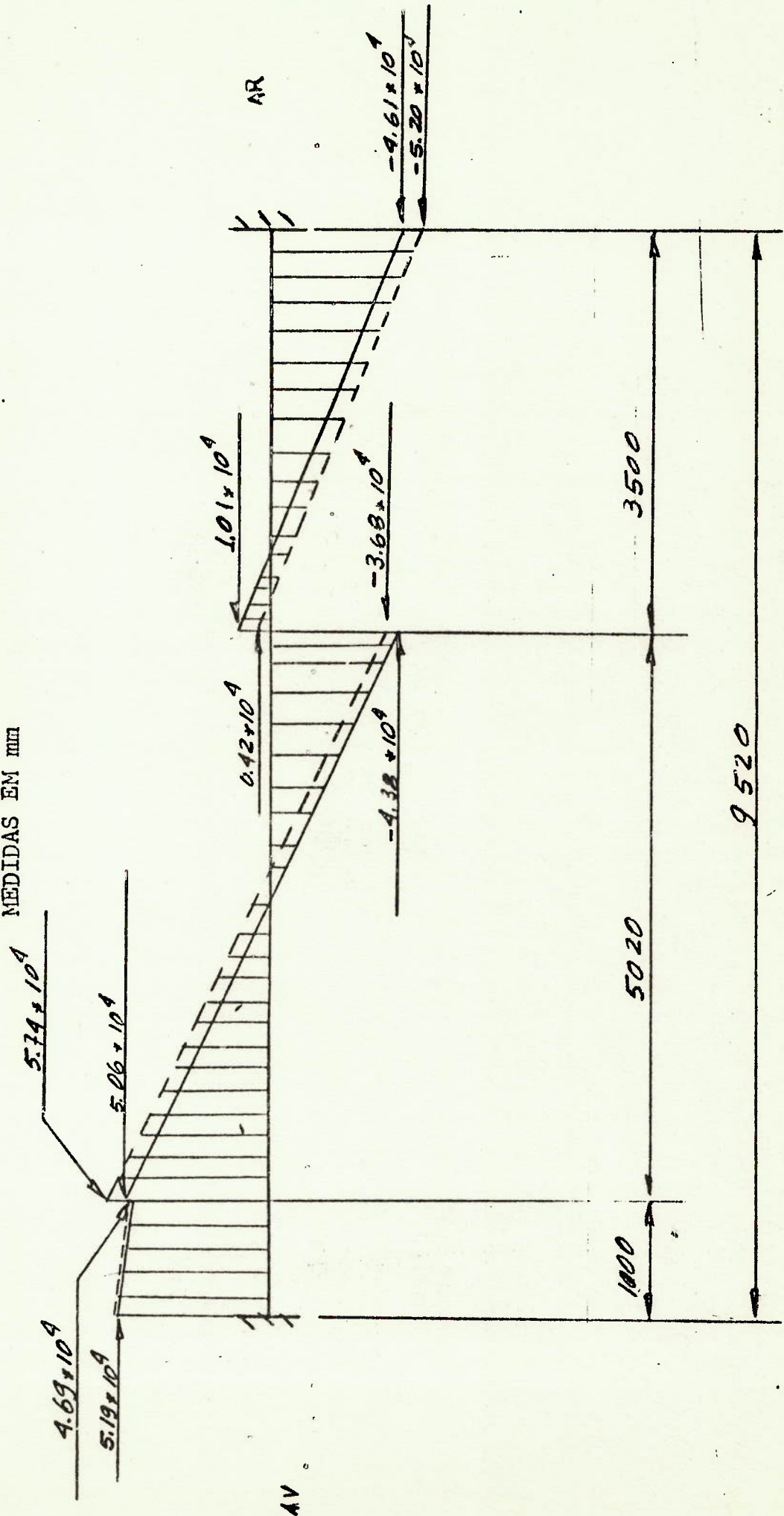


Fig. 4.06

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
DIAGRAMAS DE FORÇAS CORTANTES  
GRELHA DO TANQUE LATERAL  
BARRA Nº 2  
PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 kgf/cm<sup>2</sup>  
ESCALA 1:50  
ESCALA DE FORÇAS 1mm=0.1\*10<sup>4</sup> kgf  
MEDIDAS EM mm

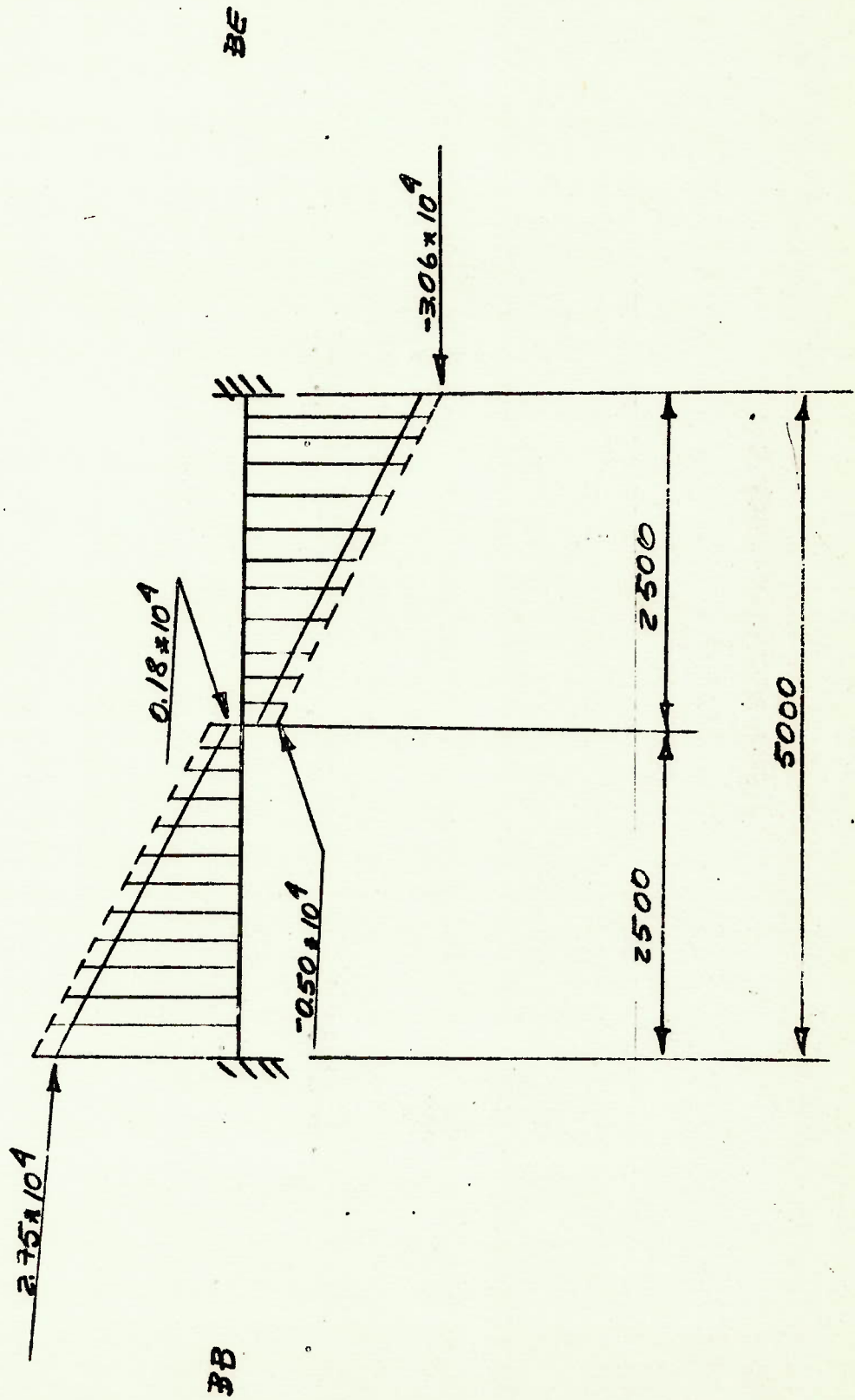


Fig. 4.67



NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMAS DE FORÇAS CORTANTES  
 GRELHA DO TANQUE LATERAL  
 BARRA Nº 3  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1 kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE FORÇAS 1mm=0.2\*10<sup>4</sup>kgf  
 MEDIDAS EM mm

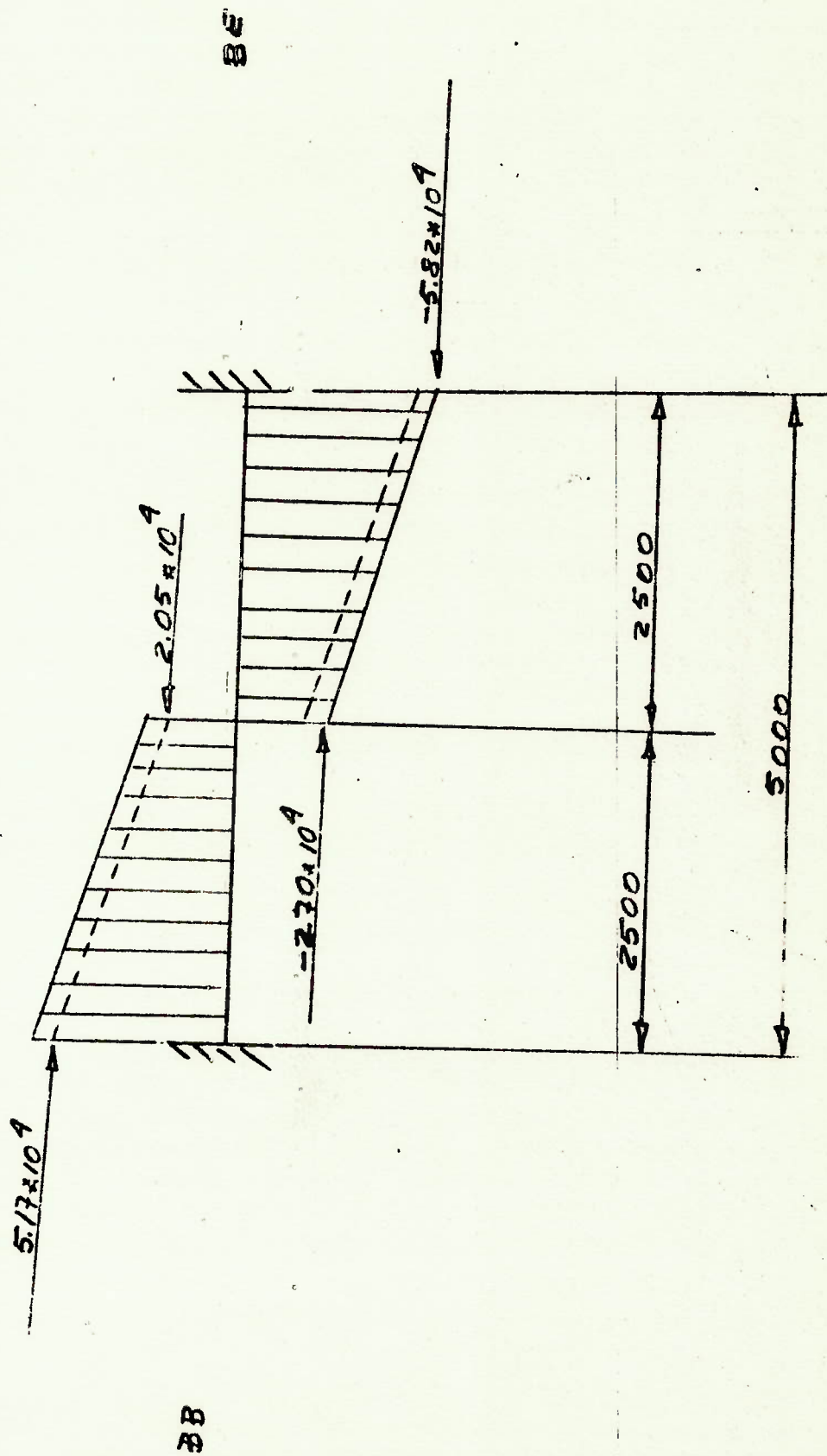


Fig. 4.88

GRELHA SECUNDÁRIA DO TANQUE CENTRAL

Figura 4.62

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA  
 BARRA Nº 124  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.05·10<sup>7</sup>kgf·cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.756 —  
 0.733 ----

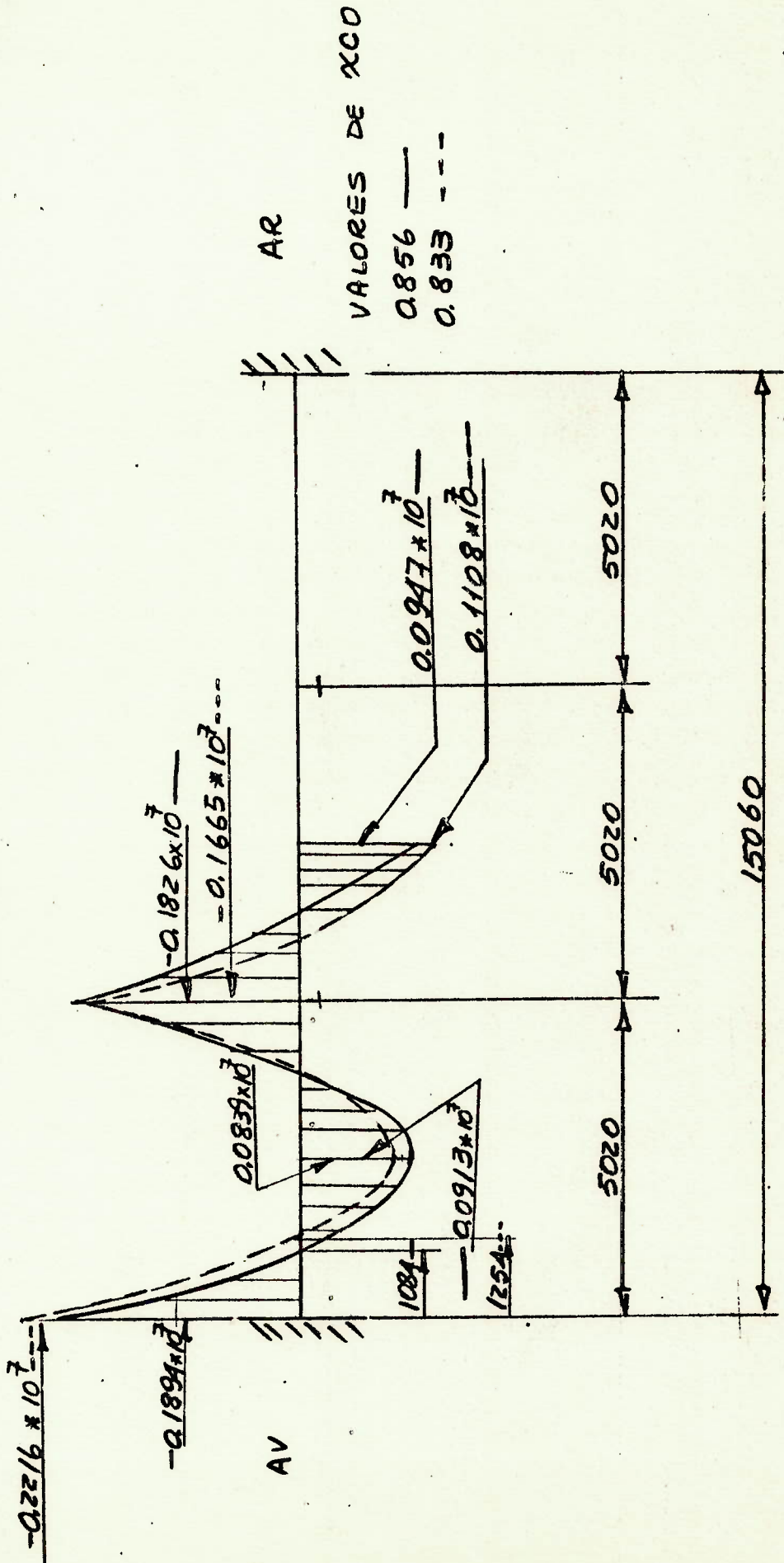
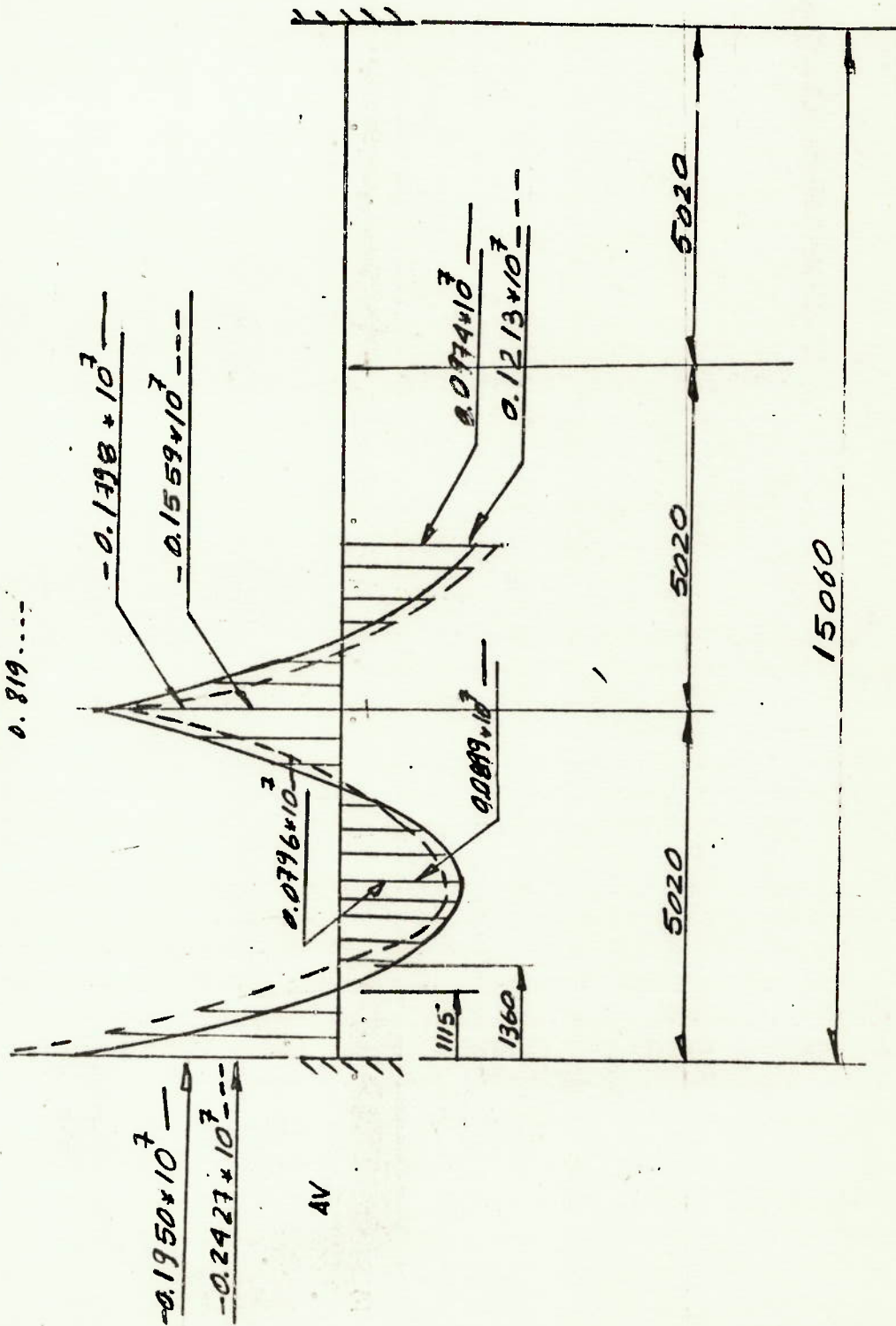


Fig. 4.09

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
GRELHA SECUNDÁRIA

BARRA Nº 2 e 3  
PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
ESCALA 1:100  
ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.005x10<sup>7</sup>kgf\*cm  
MEDIDAS EM mm  
XCO = 0.752 —  
0.819 ----



VALORES DE XCO  
0.752 —  
0.819 ----

Fig. 4.90

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA

BARRA Nº 526  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:25  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm=0.1\*10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm  
 XCO= 0.600

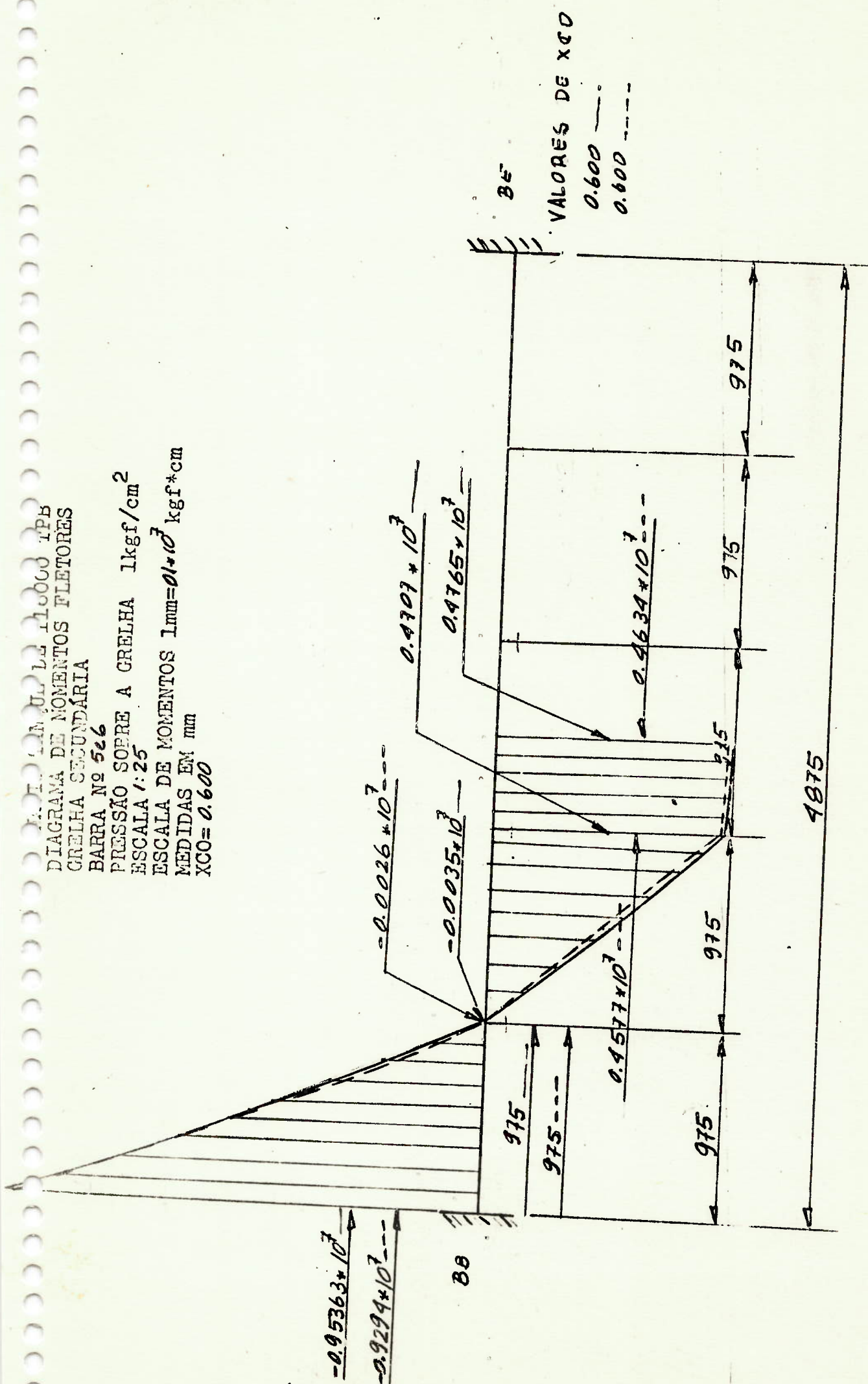


Fig. 4.91

#### 4.4 VERIFICAÇÃO DA PROPRIEDADE DO CÁLCULO DOS LONGITUDINAIS COMO VIGAS BI-ENGASTADAS

Os longitudinais do fundo foram anteriormente considerados como fazendo parte de uma grelha (grelha secundária, Figura 4.62), e esta foi resolvida pelo método da flexibilidade (Figuras 4-66 a 4-68).

O que se deseja é verificar se realmente a rigidez das hastilhas é suficientemente maior, para que os longitudinais possam ser calculados como vigas contínuas sobre apoios irregulares, e, no caso, devido à simetria dos vãos e do carregamento, como vigas bi-engastadas.

Para comparação foi escolhido o longitudinal que suporta os maiores momentos na solução da grelha (longitudinal nº 2, Figura 4.62).

TANKO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 GRELHA SECUNDÁRIA  
 BARRA Nº 223  
 PRESSÃO SOBRE A GRELHA 1kgf/cm<sup>2</sup>  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0.005 M<sup>2</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm

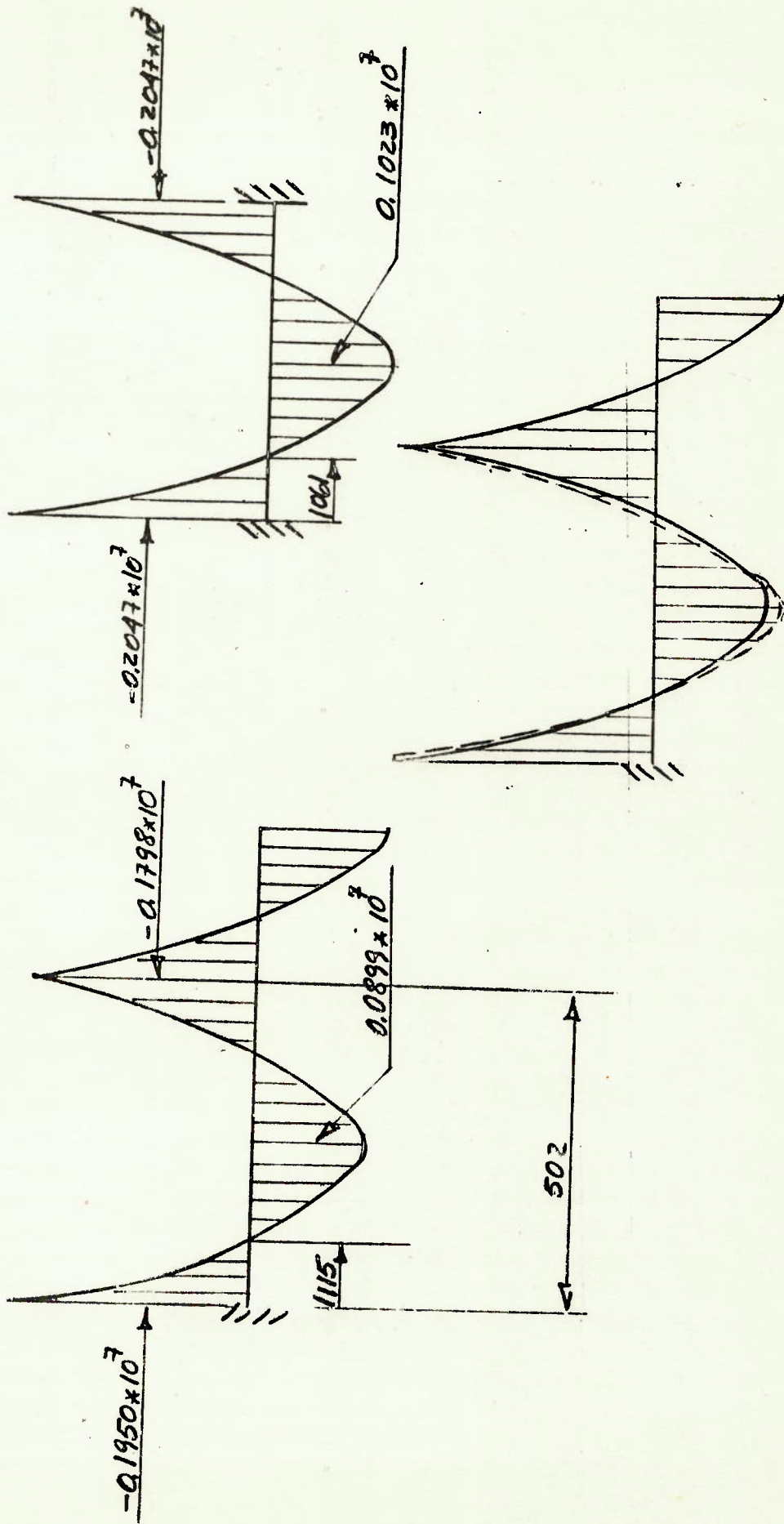


Fig. 4.92

4.5 COMPARAÇÃO DE RESULTADOS OBTIDOS PELO MÉTODO DA FLEXIBILIDADE, COM OS DO MÉTODO DA ENERGIA, USANDO FUNÇÕES BÁSICAS.

Para compararmos estes dois métodos escolhemos uma grelha que satisfizesse às hipóteses de ambos.

As restrições impostas pelo método da energia usando funções básicas são:

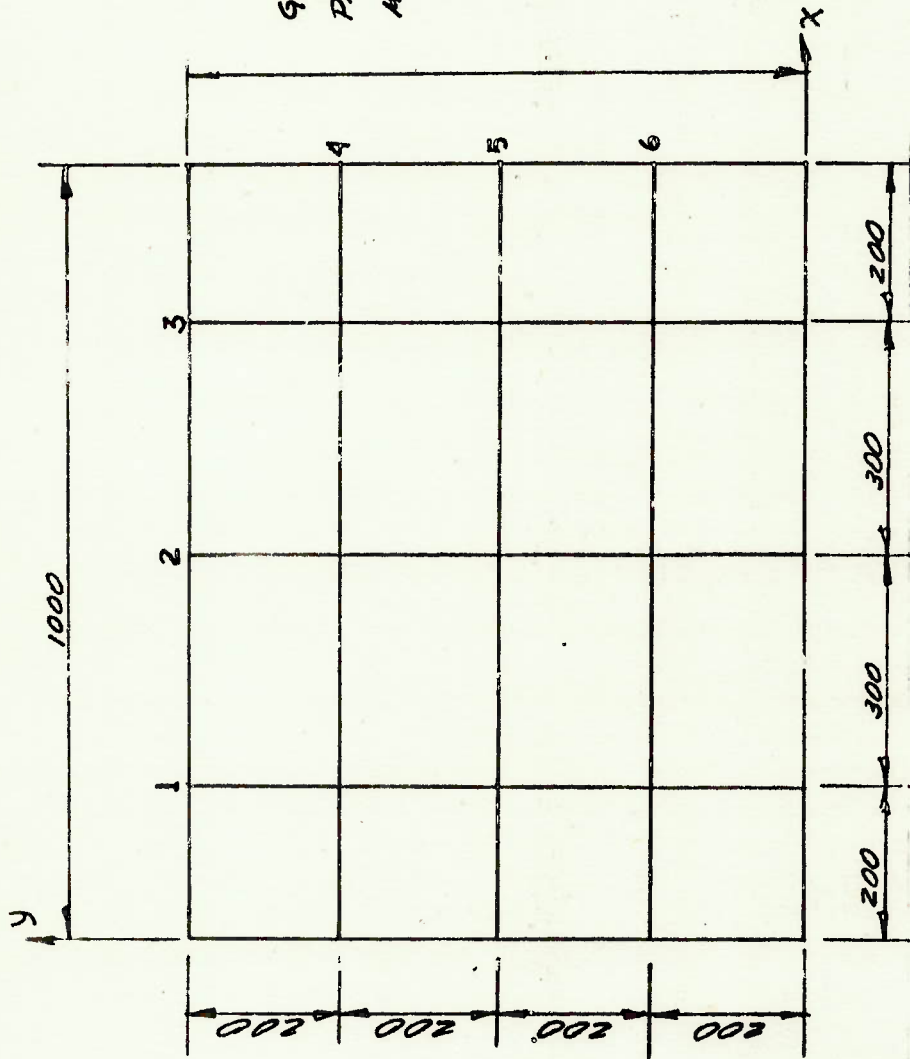
- a) simetria quanto à geometria e rigidez;
- b) influência da força cortante e momento torçor desprezível;
- c) vigas de rigidez semelhante.

Foi utilizada a grelha da Figura 4.93 e a carga foi suposta uniformemente distribuída de  $1 \text{ kgf/cm}^2$ .

Os resultados obtidos pelos dois métodos foram superpostos e são dados na forma de momentos fletores e deflexões (Figuras 4.94 a 4.101). Nos diagramas de momento fletor as linhas tracejadas são os momentos obtidos pelo método da flexibilidade, e nos diagramas de deflexões, os pontos dentro dos círculos são as deflexões obtidas por este método.



GRELHA SIMETRICA  
 PARA APLICACAO DO  
 METODO DAS FUNCOES BASICAS



PRESSÃO 1.0 kgf/cm<sup>2</sup>  
 $E = 2.1 \times 10^6$  kgf/cm<sup>2</sup>

ESC. 1:100  
 MEDIDAS EM CM

Fig. 4-93

	NOM. ENERGIA
1	$10^4$ cm <sup>4</sup>
2	$1.2 \times 10^4$ cm <sup>4</sup>
3	$10^4$ cm <sup>4</sup>
4	$0.8 \times 10^4$ cm <sup>4</sup>
5	$1.5 \times 10^4$ cm <sup>4</sup>
6	$0.8 \times 10^4$ cm <sup>4</sup>

I N D E X E M I D A D A L I N G U A N. 123  
 MÉTODO DAS FUNÇÕES BÁSICAS  
 MÉTODO DA FLEXIBILIDADE ©  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE DEFELEXÕES 1:2  
 MEDIDAS EM mm

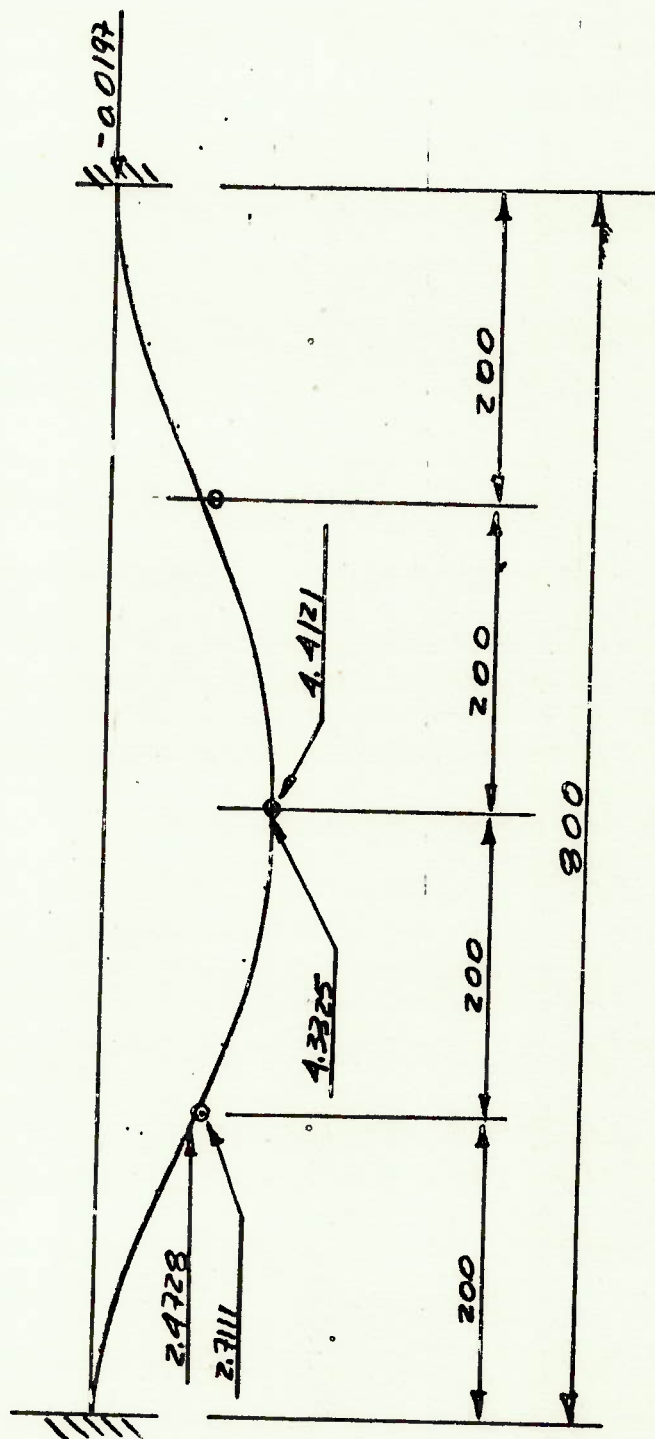


Fig. 4.94

LINHA ELÁSTICA DA BARRA Nº 2  
MÉTODO DAS FUNÇÕES BÁSICAS  
MÉTODO DA FLEXIBILIDADE  
ESCALA 1:50  
ESCALA DE DEFLEXÕES 1:2  
MEDIDAS EM mm

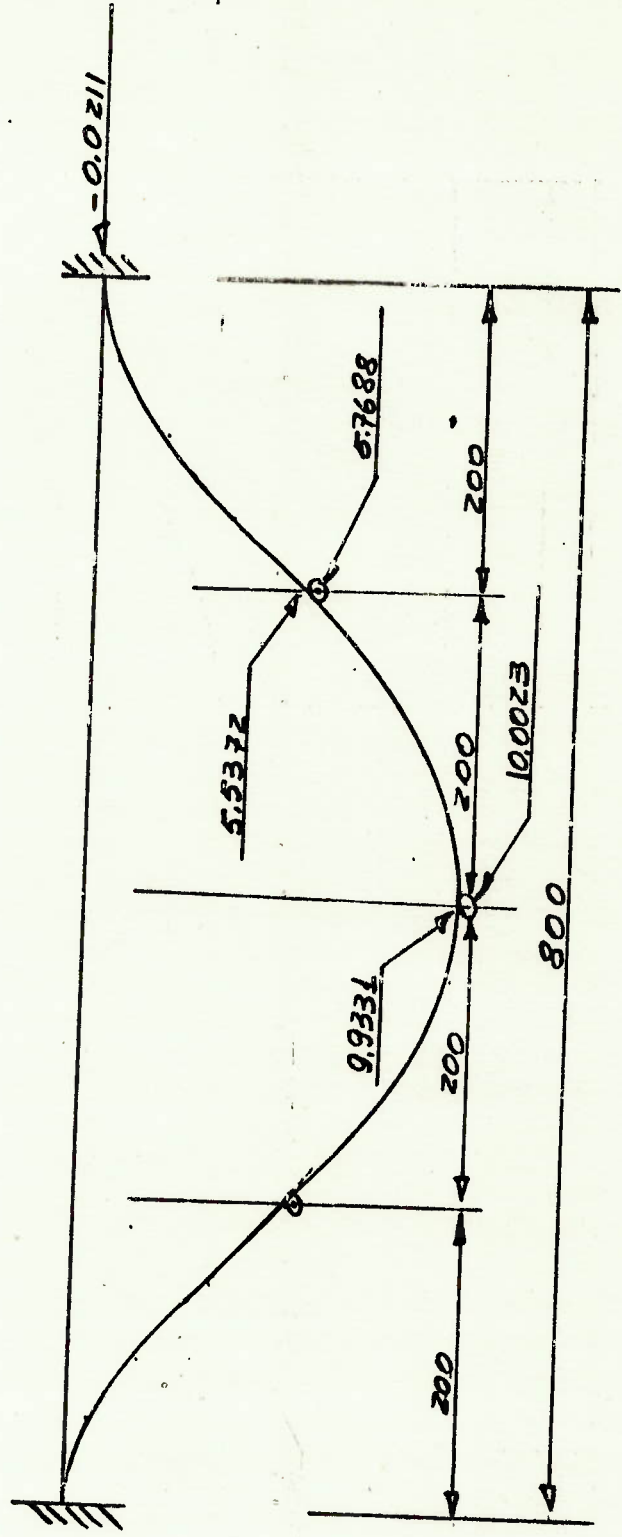


Fig. 4.95

LINHA ELÁSTICA DA BARRA Nº 466  
MÉTODO DAS FUÇÕES BÁSICAS  
MÉTODO DA FLEXIBILIDADE ©  
ESCALA 1:50  
ESCALA DE DEFELEXÕES 1:2  
MEDIDAS EM mm

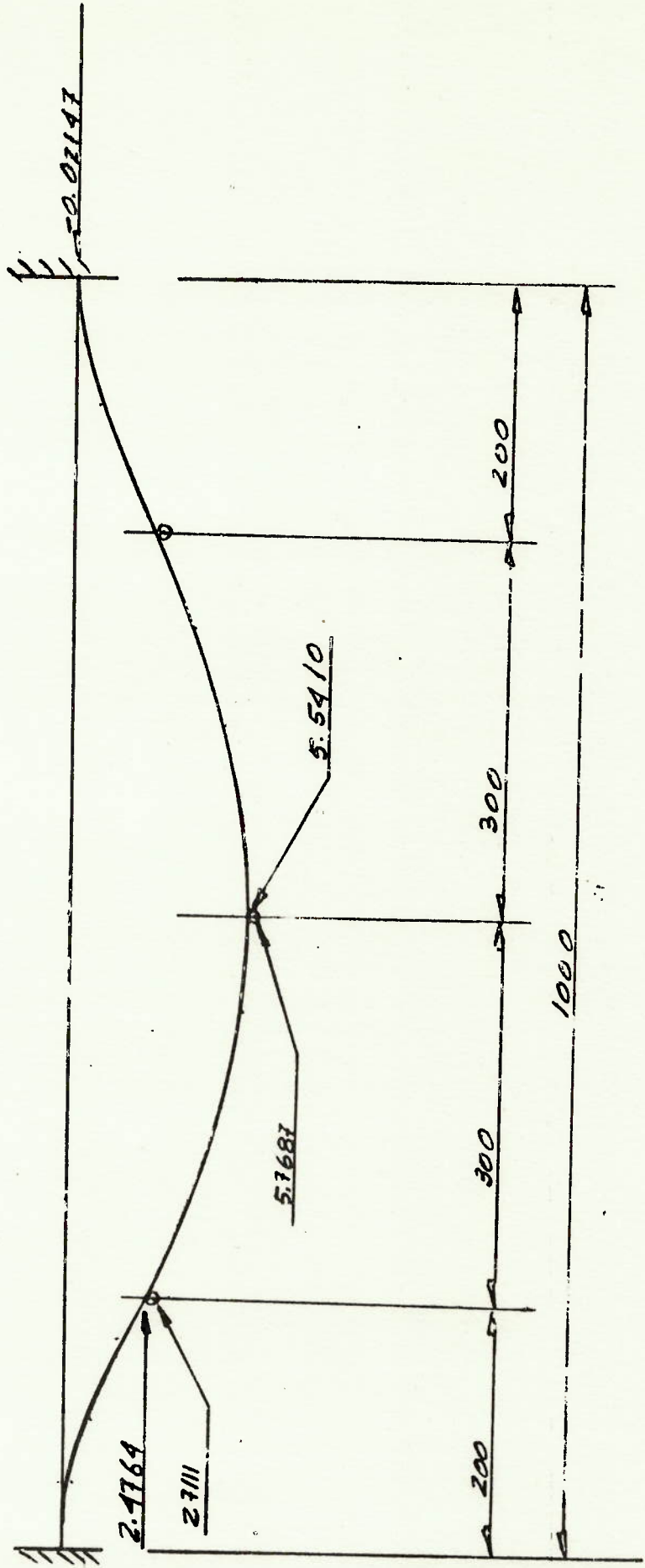


Fig. 4.96

LINHA ELÁSTICA DA BARRA Nº 5  
 MÉTODO DAS FUÇÕES BÁSICAS  
 MÉTODO DA FLEXIBILIDADE  $\odot$   
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE DEFELEXÕES 1:2  
 MEDIDAS EM mm

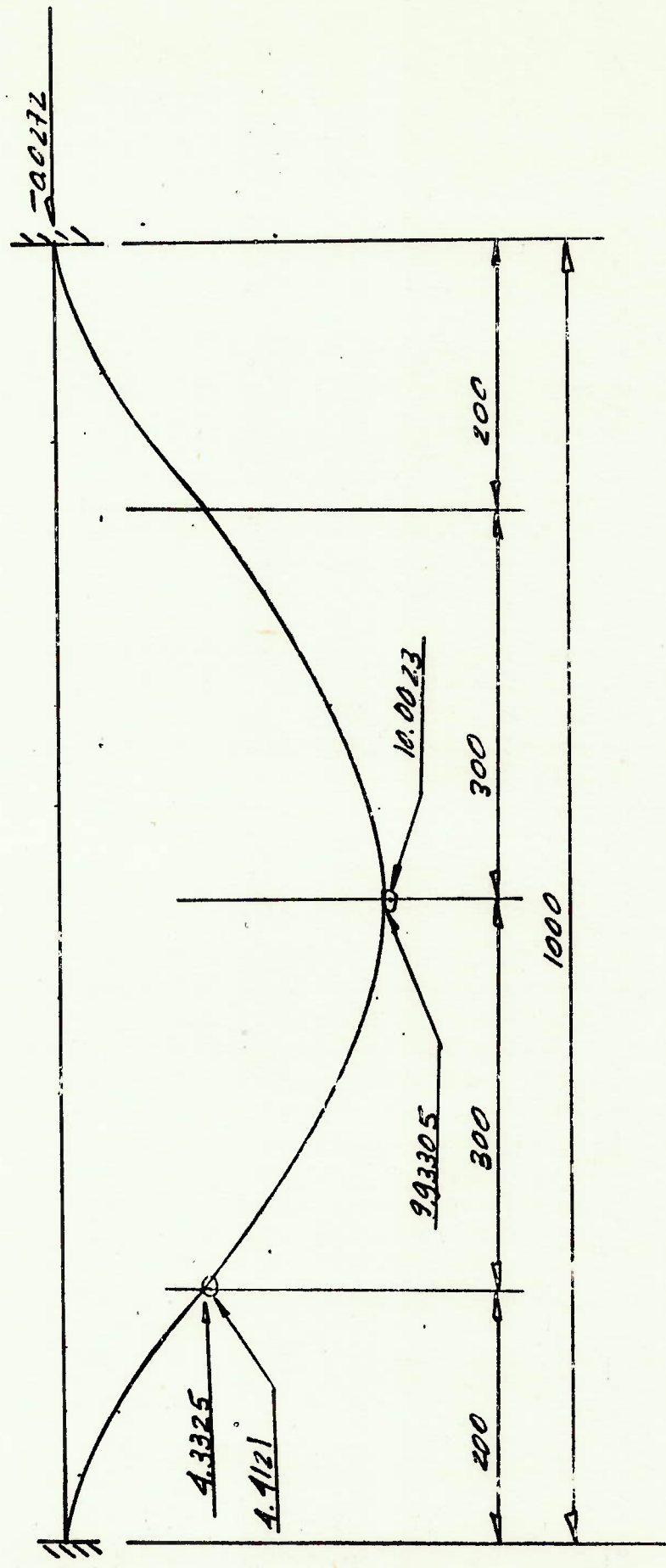


Fig. 4.97

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
MÉTODAS DAS FUNÇÕES BÁSICAS  
MÉTODAS DA FLEXIBILIDADE  
BARRA Nº 163  
ESCALA 1:50  
ESCALA DE MOMENTOS 1 cm =  $0.1 \times 10^7$  kgf\*cm  
MEDIDAS EM mm

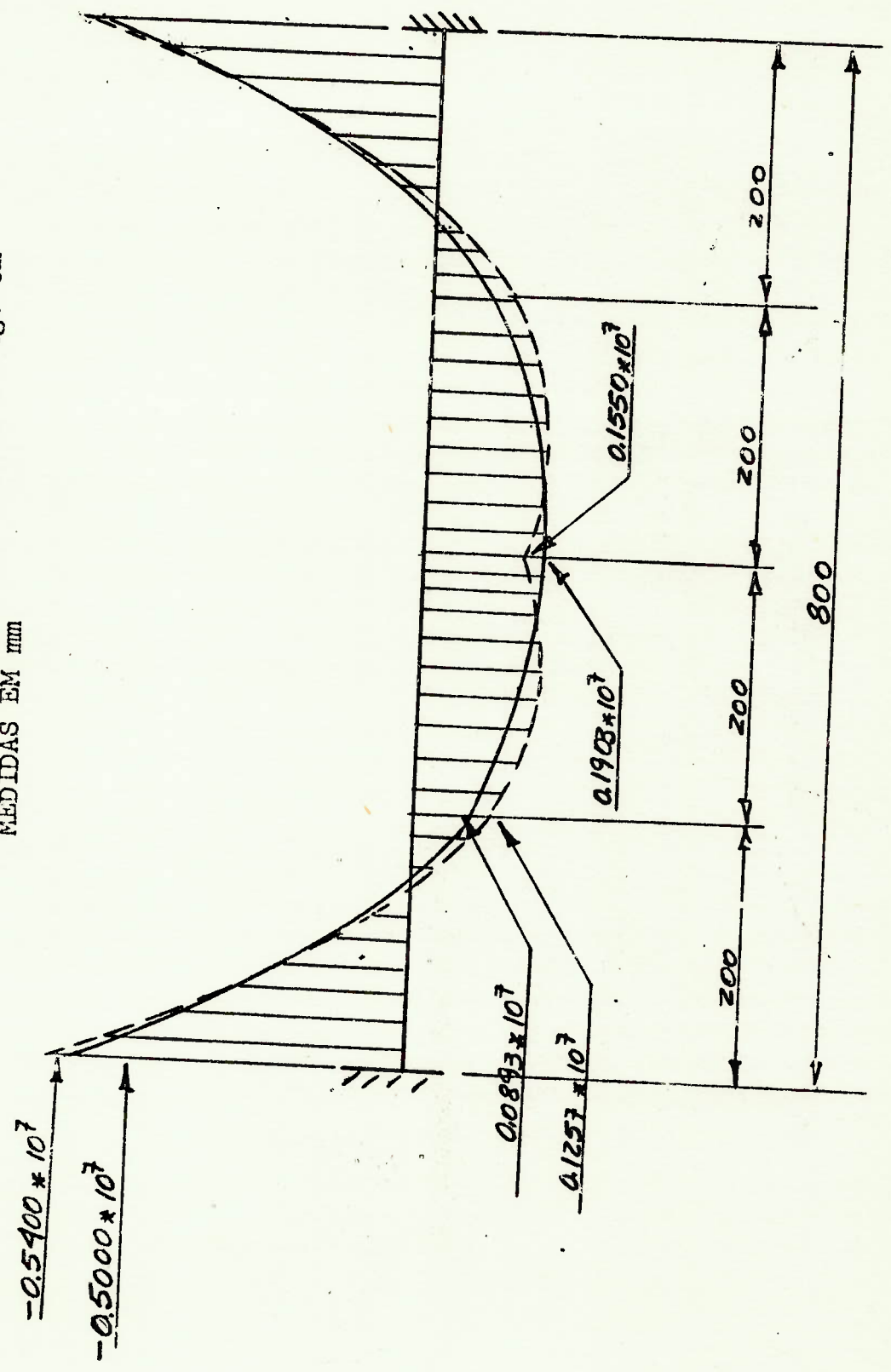


Fig. 4.98

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 CÁLCULO DAS FUNÇÕES ELÁSTICAS  
 MÉTODO DA FLEXIBILIDADE - - -  
 BARRA Nº 2

ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1 cm =  $2 \times 10^7$  kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm

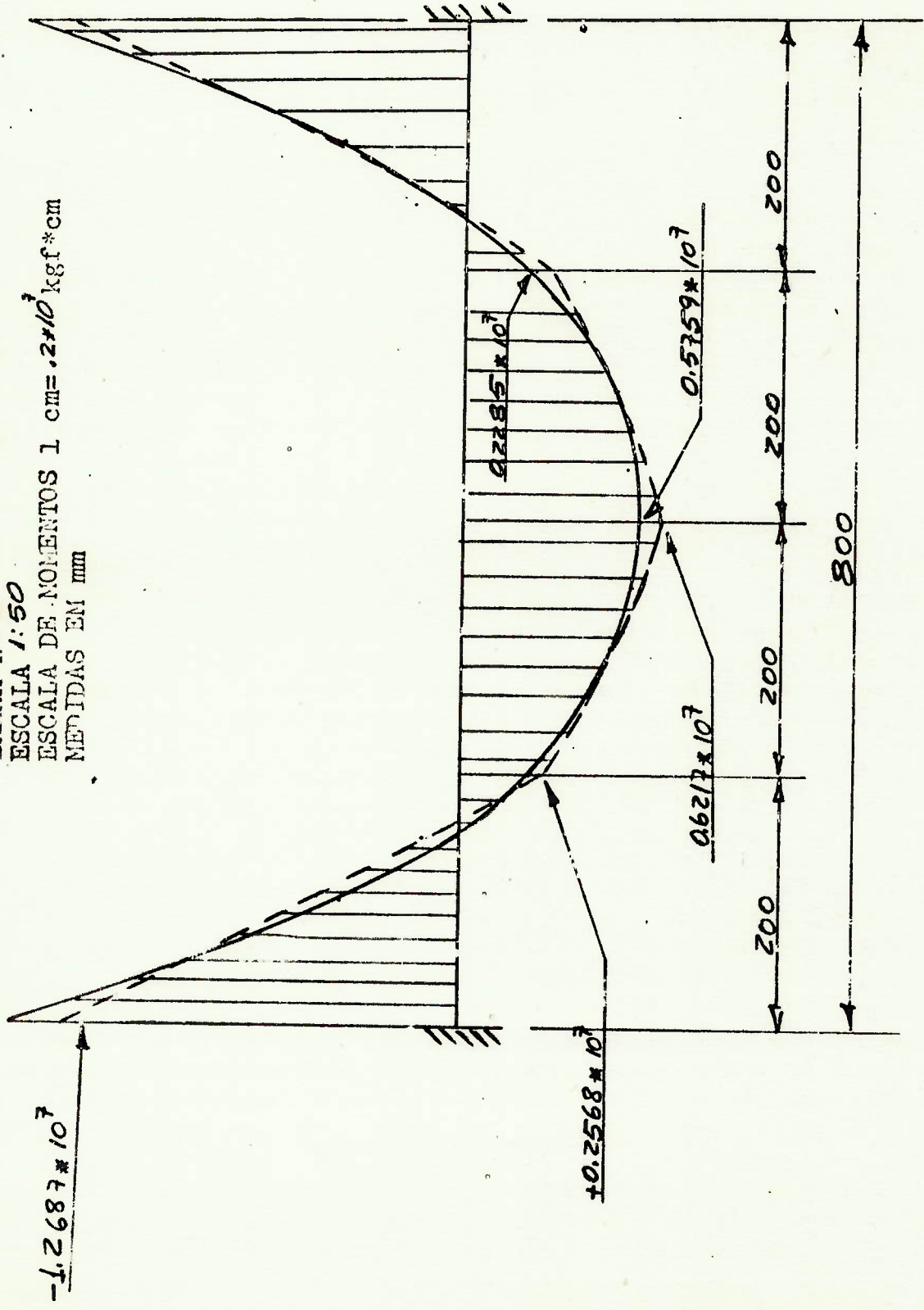


Fig. 4.99

E A R. A. D. I. N. N. D. E. F. E. J. I. S.  
 MÉTODO DAS FUNÇÕES BÁSICAS  
 MÉTODO DA FLEXIBILIDADE - - - - -  
 BARRA Nº 426  
 ESCALA 1:50  
 ESCALA DE MOMENTOS 1 cm =  $1 \times 10^7$  kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm

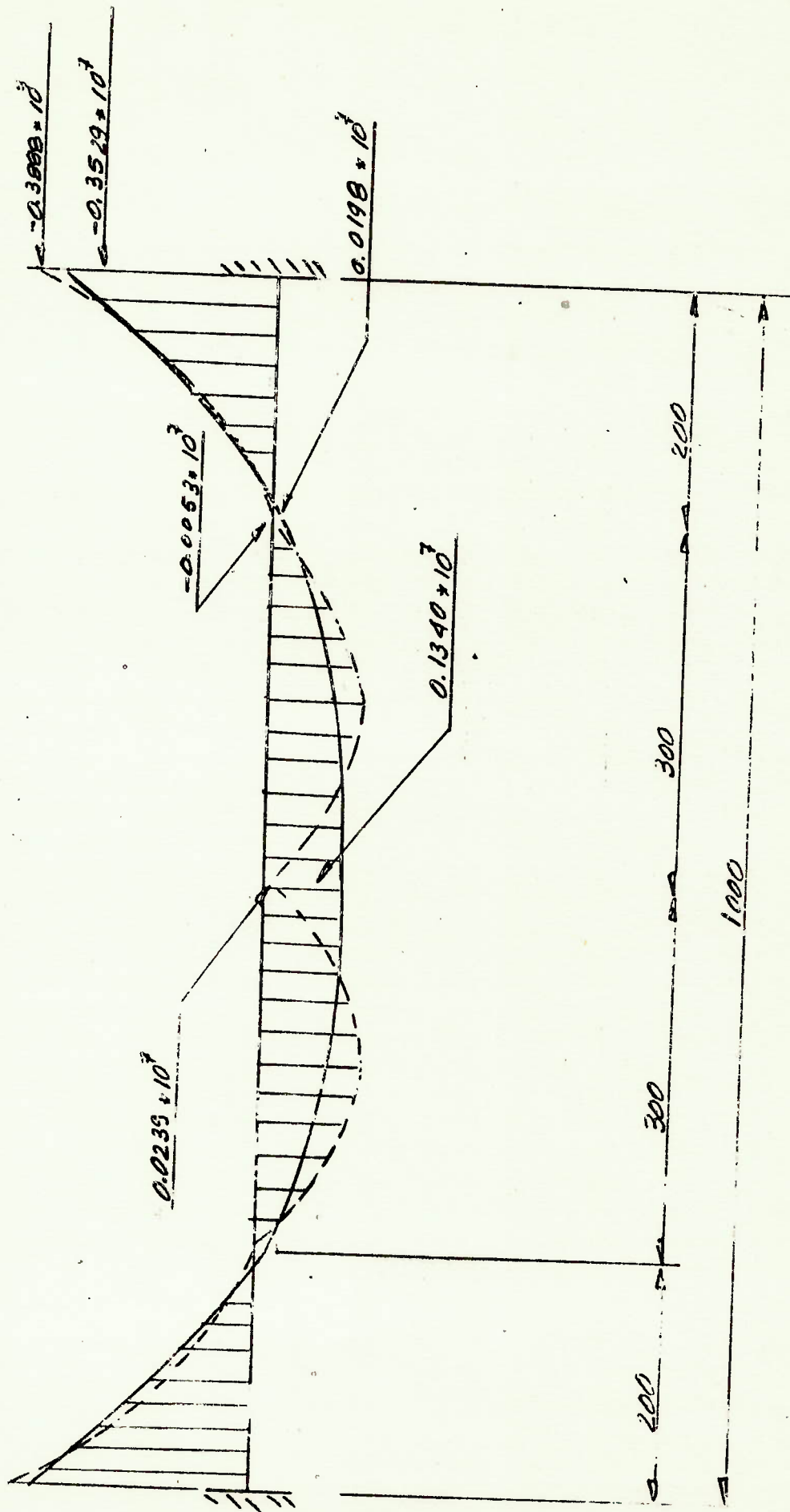


Fig. 14.100



DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
MÉTODO DAS FUNÇÕES BÁSICAS  
MÉTODO DA FLEXIBILIDADE - - - -  
BARRA Nº 5  
ESCALA 1:50  
ESCALA DE MOMENTOS 1 cm =  $2 \cdot 10^3$  kgf\*cm  
MEDIDAS EM mm

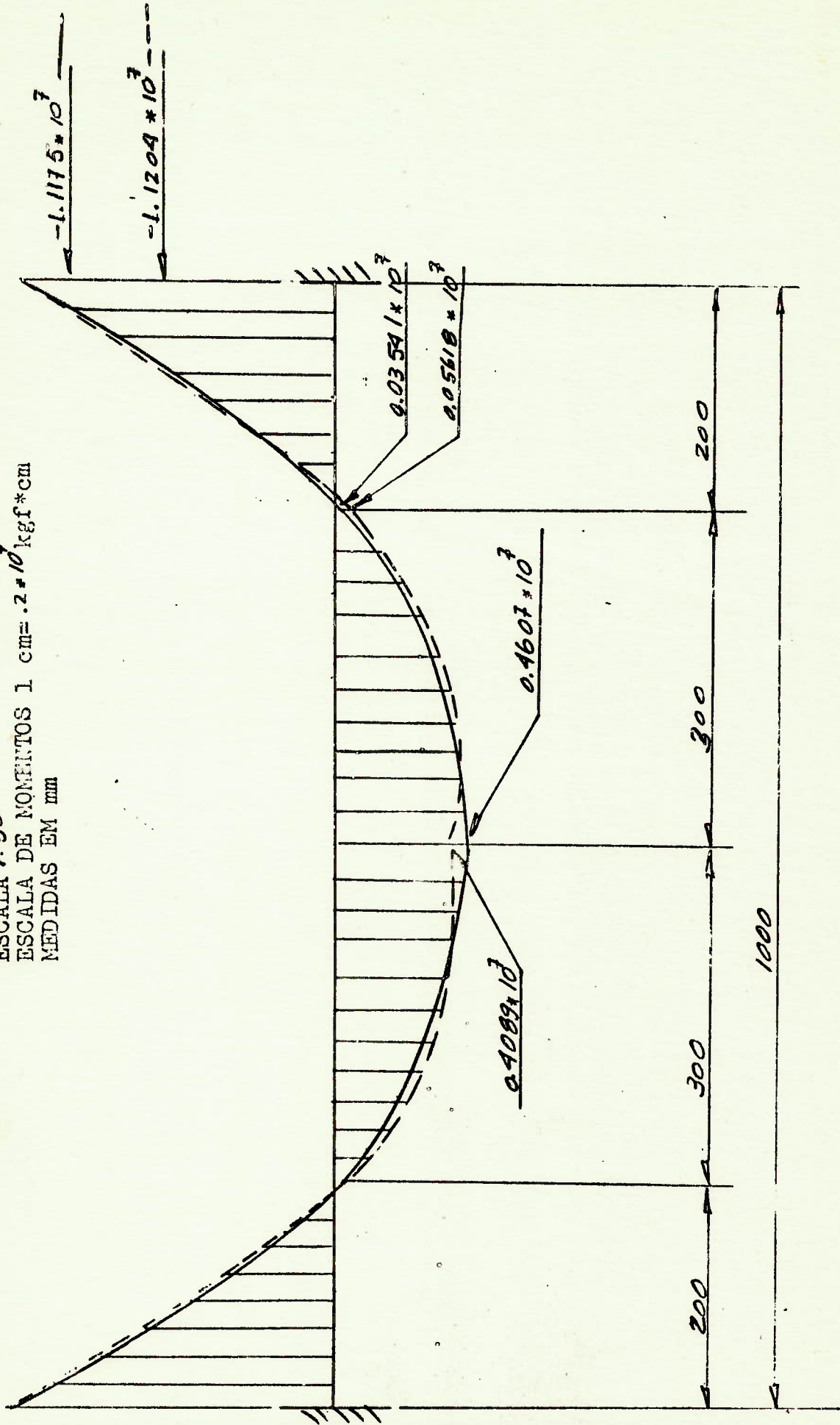


Fig. 4.101

Para exemplificar o que foi afirmado no fim do Capítulo III, ítem 2.3, aplicamos o método da energia, usando funções básicas na grelha secundária da Figura 4.62.

Aqui as linhas tracejadas, no diagrama de momentos fletores, representam os resultados obtidos pelo método da energia, usando funções básicas.

Não foram superpostos, nos diagramas das deflexões, os resultados obtidos pelo método da flexibilidade.

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DADOS DE MOMENTOS FLEXIONANTES  
 PARA V2 1e4

ESCALA 1:100  
 ESCALA DE MOMENTOS 1mm = 0005 \* 10<sup>7</sup> kgf\*cm  
 MEDIDAS EM mm

COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS DA FLEXIBILIDADE  
 E DAS FUNÇÕES BÁSICAS

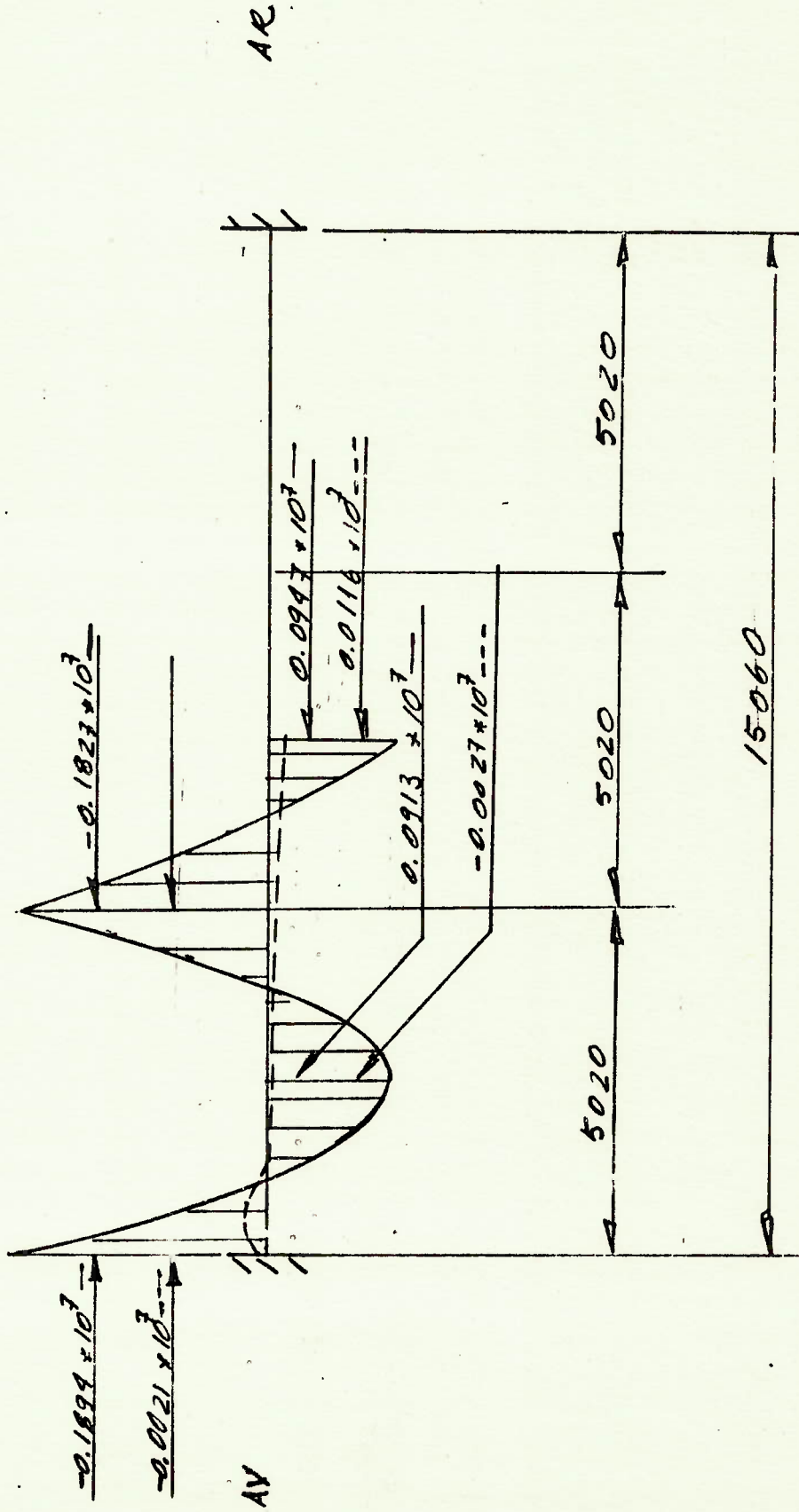


Fig. 4.102

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES

BARRA Nº 223

ESCALA 1:100

ESCALA DE MOMENTOS  $1 \text{ mm} = 0.005 \cdot 10^7 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$

MEDIDAS EM mm

COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS DA FLEXIBILIDADE  
E DAS FUNÇÕES BÁSICAS

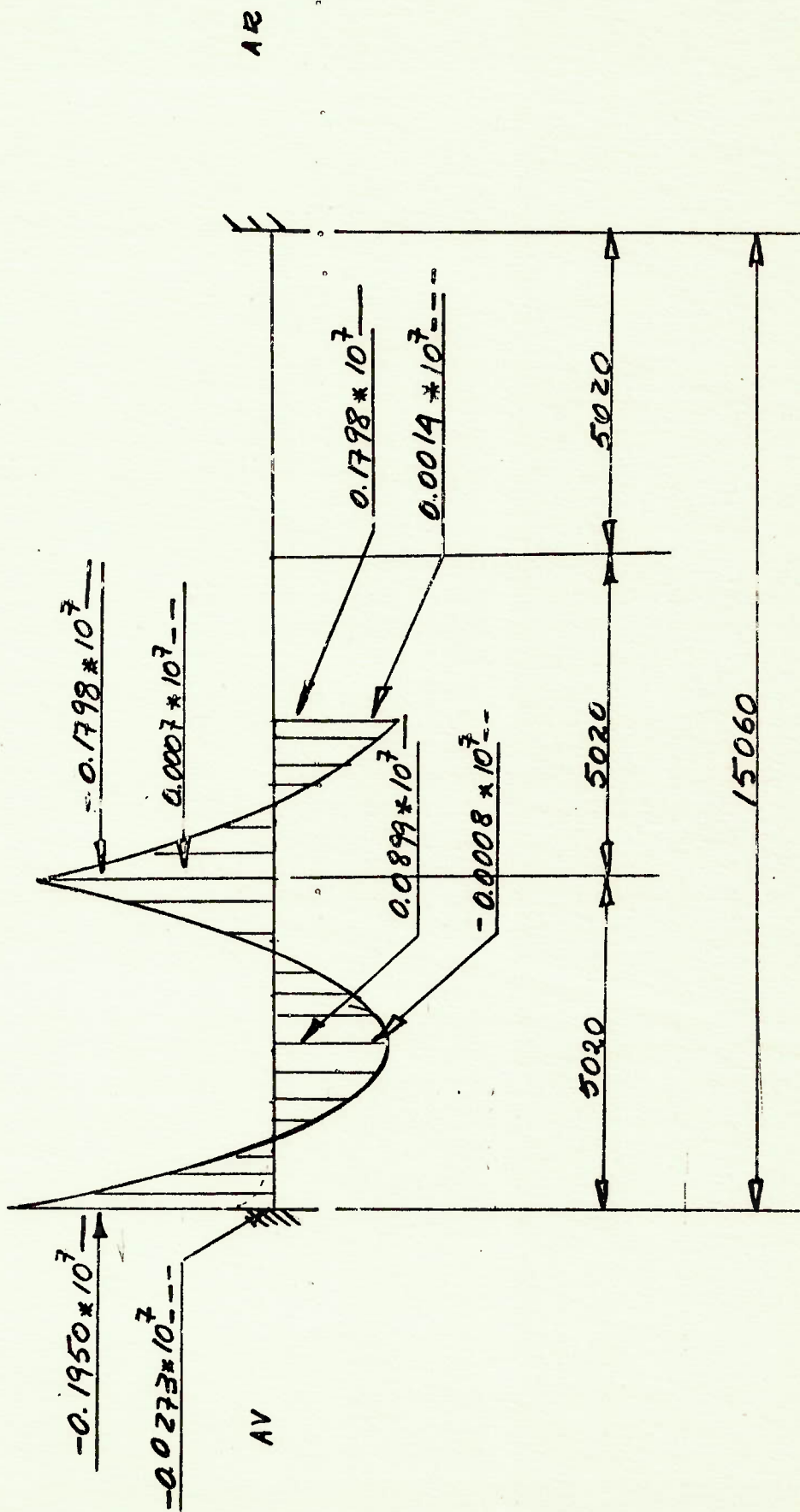
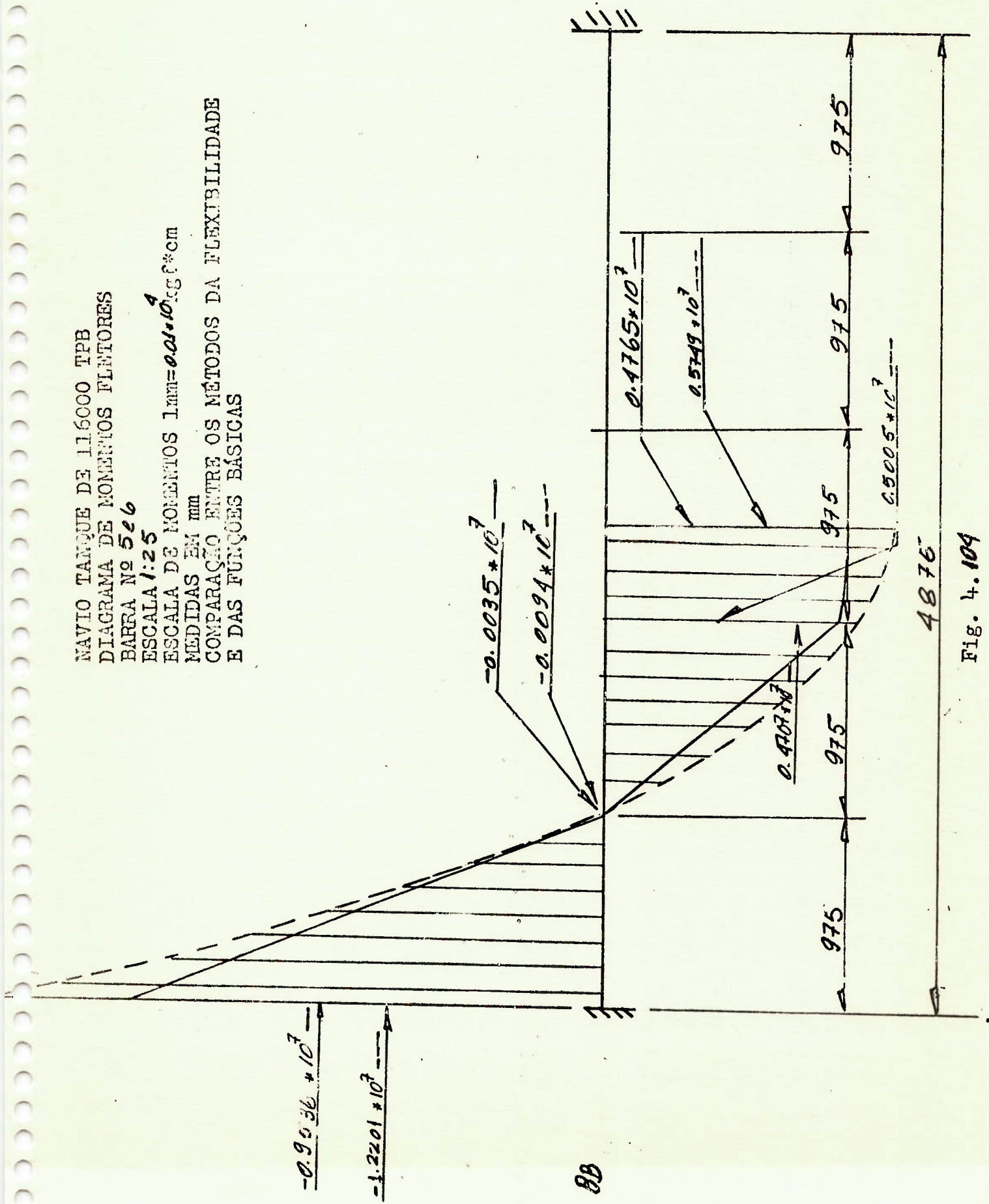


Fig. 4.103

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES  
 BARRA Nº 526  
 ESCALA 1:25  
 ESCALA DE MOMENTOS  $1mm = 0.01 \cdot 10^7 kgf \cdot cm$   
 MEDIDAS EM mm  
 COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS DA FLEXIBILIDADE  
 E DAS FUNÇÕES BÁSICAS



BF

BB

Fig. 4.104

NAVIO TAMBE DE 116000 TPB  
LINHA ELÁSTICA DA BARRA 1e4  
MÉTODO DAS FUNÇÕES BÁSICAS  
ESCALA 1:100  
ESCALA DE DEFLEXÕES 5:1  
MEDIDAS EM mm

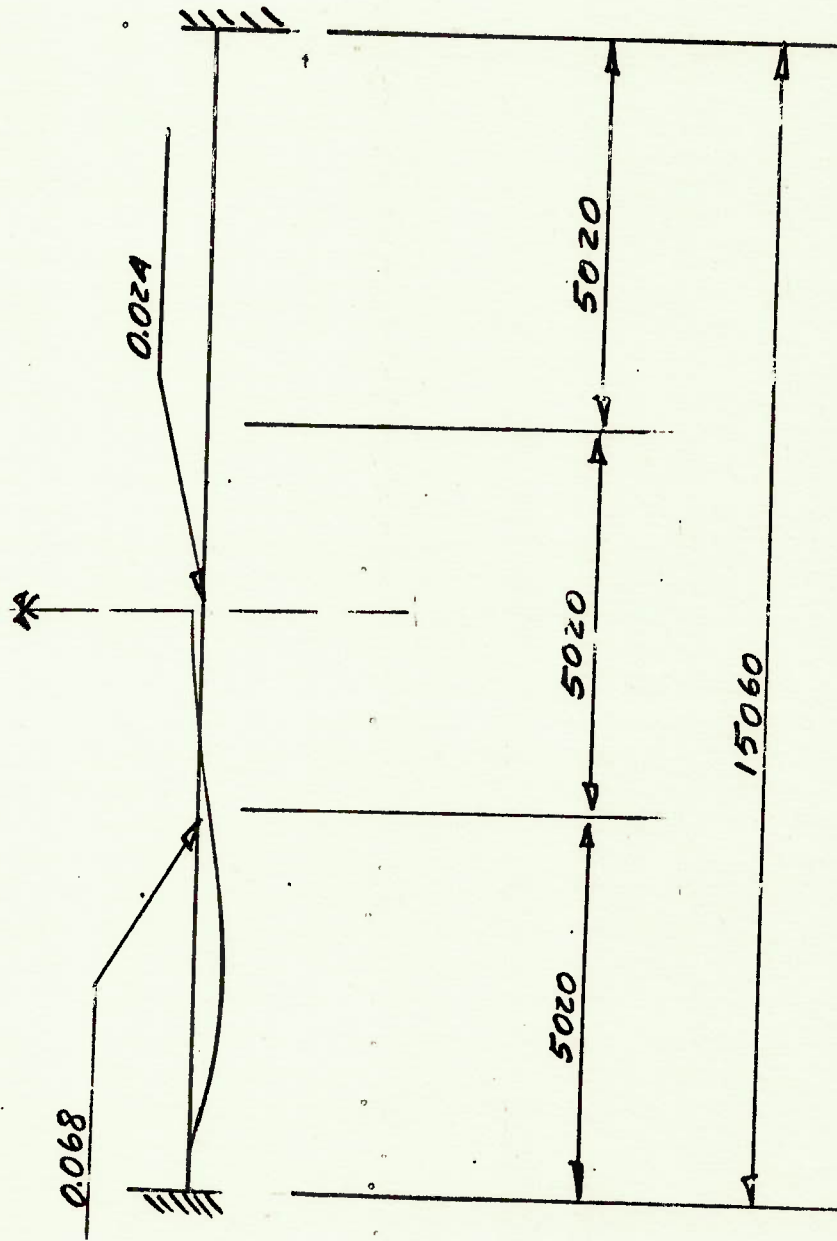


Fig. 4.105

NAVEIO TANQUE DE 116000 TPB  
 LINHA ELÁSTICA DA BARRA 2e3  
 MÉTODO DAS FUNÇÕES BÁSICAS  
 ESCALA 1:100  
 ESCALA DE DEFLEXÕES 25:1  
 MEDIDAS EM mm

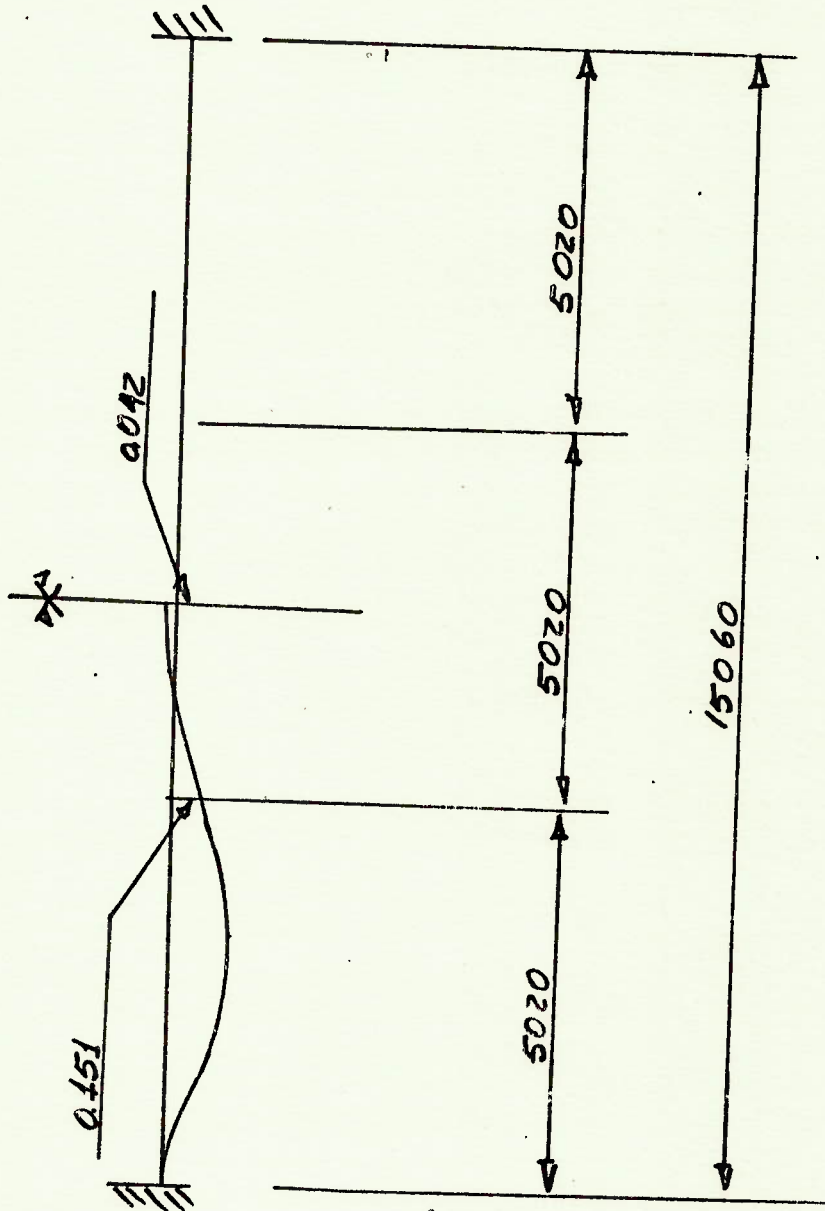


Fig. 4.106

NAVIO TANQUE DE 116000 TPB  
LINHA ELÁSTICA DA BARRA 526  
MÉTODO DAS FUNÇÕES BÁSICAS  
ESCALA 1:25  
ESCALA DE DEFELEXÕES 100:1  
MEDIDAS EM mm

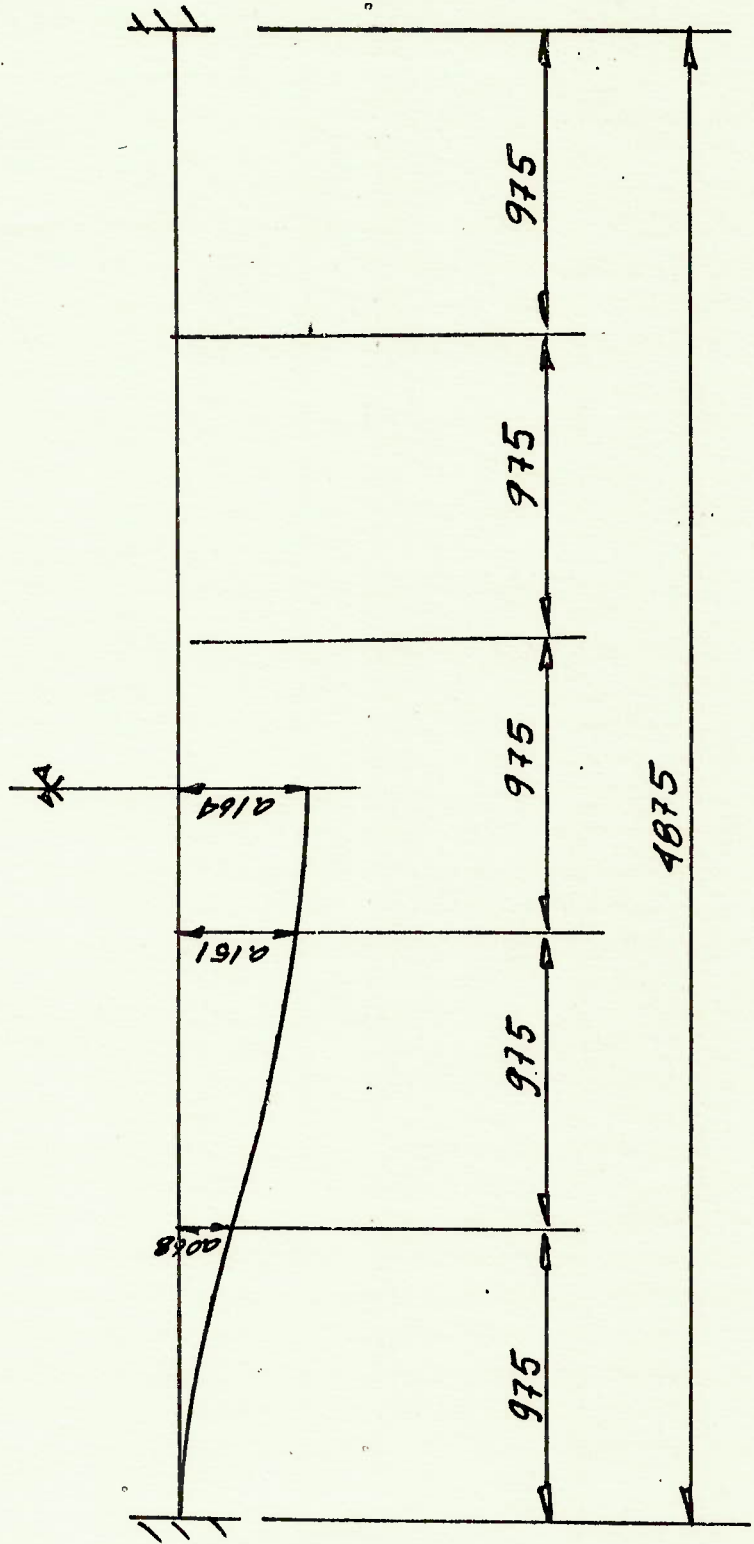


Fig. 4.107

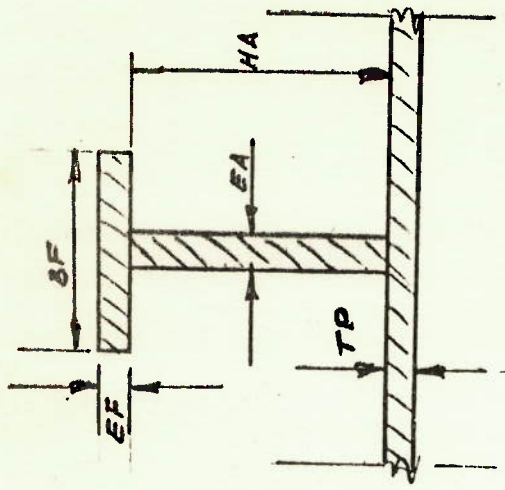


4.6 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS PELO MÉTODO DA FLEXIBILIDADE, COM OS DO MÉTODO DA PLACA ORTOTRÓPICA.

A grelha utilizada para esta comparação é a da Figura 4.108, que se enquadra no Caso 2 e Tipo A da referência (14). Baseados nessa referência foram obtidos os resultados pela placa ortotrópica.

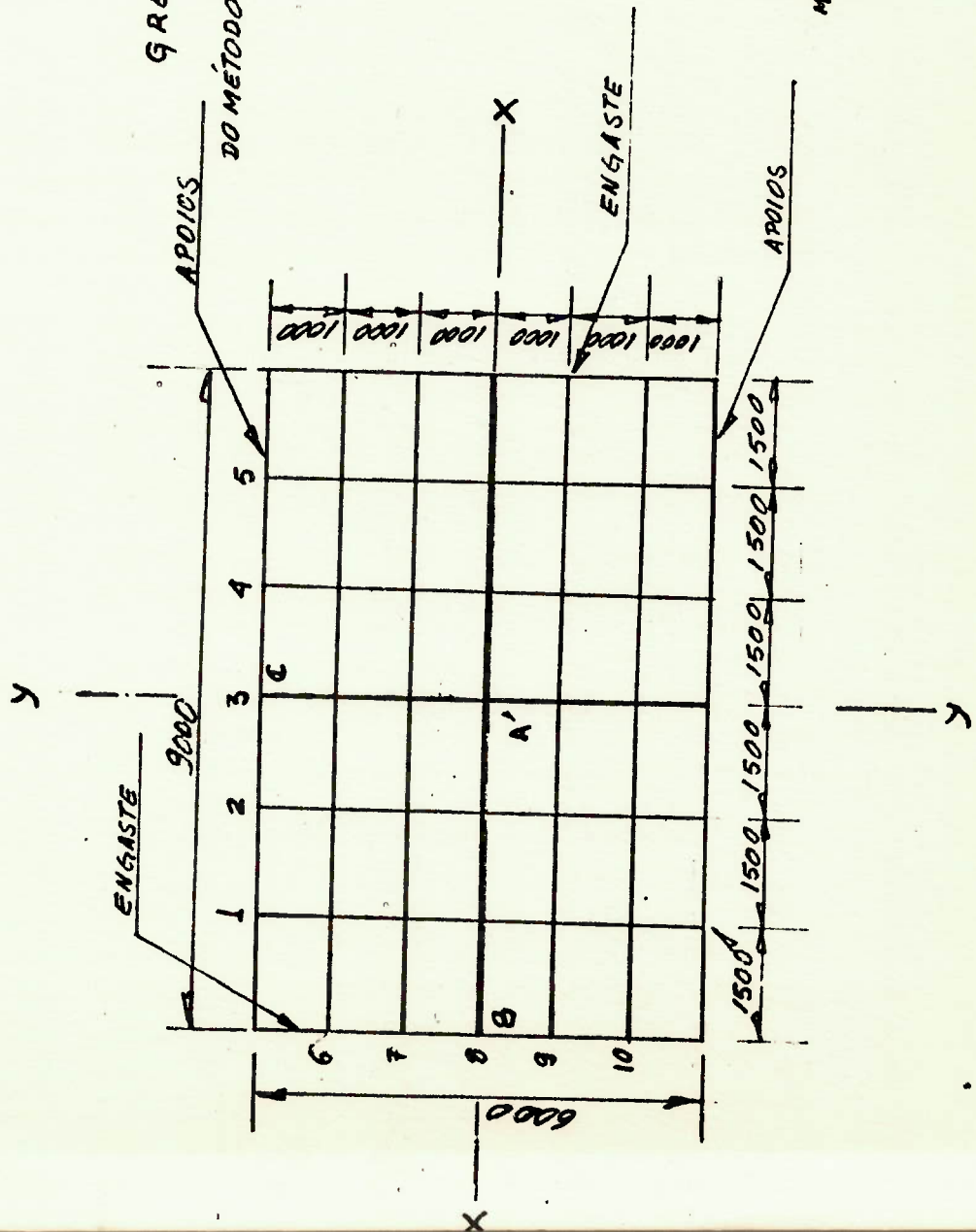
A pressão foi considerada uniformemente distribuída e de  $1 \text{ kgf/cm}^2$ .

Os resultados são expostos em forma de tabela de tensões.



GRELHA PARA APLICAÇÃO  
DO MÉTODO DA PLACA ORTOTRÓPICA

	HA	EA	BF	EF	TP
1,2,4,5	100	15	50	15	20
3	200	20	100	20	20
6,7,9,10	150	20	60	15	20
8	250	20	100	20	20



MEDIDAS EM MM  
ESC. 1:100

FIG. 4-108

TENSÃO	DIREÇÃO	PONTO	LOCAL	PLACA ORTOTRÓPICA	FLEXI- BILIDADE
Normal	X-X	Aba	A	6130	5962
Normal	X-X	Placa Colaborante	A	2080	1491
Normal	Y-Y	Aba	A	6650	6476
Normal	Y-Y	Placa Colaborante	A	1950	1211
Normal	X-X	Aba	B	13600	11541
Normal	X-X	Placa Colaborante	B	3700	2886
Cisalha mento	Z-Z	Alma	B	1810	1396
Cisalha mento	Z-Z	Alma	C	1370	1038

Unidades: kgf/cm<sup>2</sup>

(Vide Figura 4.108)

Tabela 4.7

## CAPÍTULO V

### C O N C L U S Õ E S

Do exposto anteriormente podem ser tiradas algumas conclusões de caráter geral.

1) A subdivisão da estrutura do navio, para cálculo das tensões em cada parte e posterior superposição, é um método aproximado de análise, mas que será utilizado ainda por algum tempo, pois possui a seguinte característica: os resultados obtidos são em geral conservadores, e prestam-se para análise comparativa, de baixo custo, quando comparada com análise por elementos finitos.

2) Para que as aproximações decorrentes dessa subdivisão da estrutura mantenham o erro envolvido dentro de limites aceitáveis, é necessário que os arranjos estruturais sejam os convencionais, que os elementos estruturais tenham uma rigidez mínima, o que implica em determinado limite máximo da razão entre tensão admissível e o módulo de elasticidade, e que o material tenha ductilidade e resiliência necessárias para suportar infra dimensionamentos localizados.

3) A tensão primária é a que envolve menor erro quando no seu cálculo se desprezam os efeitos das outras tensões. Por esta razão, são plenamente justificáveis os investimentos feitos para obtenção de maior precisão nas cargas sobre a viga navio.

4) O tratamento da estrutura do fundo como grelha chapeada representa uma solução média, em termos de custo no projeto, tempo, informações obtidas e precisão. Este tratamento é atualmente aceito e estimulado pelas sociedades classificadoras.

5) Os longitudinais podem ser analisados separada e individualmente, pois as condições de contorno podem ser facilmente estimadas.

6) A idealização da grelha, considerando o nó rigido da forma sugerida pelas sociedades classificadoras, conduz a resultados compatíveis.

7) O método da placa ortotrópica para a análise da grelha tem a vantagem da rapidez e economia próprias de um cálculo manual, porém sua aplicação é restringida pela geometria da grelha. Se o espaçamento dos reforços for muito grande ou a rigidez das barras for muito diferente numa e noutra direção, os resultados não são suficientemente precisos para aplicação em projeto.

Isto se deve não à aplicação da teoria ortotrópica em si, mas ao processo de determinação dos momentos fletores por derivação da linha elástica, sendo que esta é expressa por uma série. Quando isto é feito, duas coisas acontecem: 1) é necessário considerar maior número de termos para obter os momentos fletores do que para obter a linha elástica; 2) quando se consideram os termos de maior ordem, estes perdem a precisão numérica e, portanto, o significado, alterando mesmo um valor que, conseguido com menor número de termos, se

ria razoável. Isto se aplica para grelhas totalmente engastadas, como é a maioria dos casos em navios.

8) Apesar de exigir o emprego de computadores, a solução por métodos matriciais parece ser o meio ideal para a análise de grelhas, e cada vez mais tende a superar os métodos manuais pela popularização do emprego de computadores.

9) Por se tratar de grelha do fundo de navio, não de uma grelha simples, mas de uma grelha chapeada, não é necessária preocupação com flexão oblíqua.

10) No caso de navios de grande porte e destinados ao transporte de carga a granel, as deformações devidas à força cortante não são desprezíveis, mas as devidas aos momentos de torção envolvidos são. Isto nos leva à necessidade de maiores investigações para melhorar a determinação das deflexões devidas ao cisalhamento.

11) O chapeamento na grelha é levado em conta por meio do conceito de largura efetiva, que é fundamental para determinação dos esforços resistentes.

Consideramos conveniente que a largura efetiva seja levada em conta da seguinte maneira:

a) Apesar da largura efetiva variar ao longo de toda a barra, considerá-la constante e igual àquela na posição de momento fletor máximo.

b) Considerar como momento fletor máximo aquele atuante entre os extremos da barra, mesmo que os momentos de engaste sejam maiores em módulo. Isto porque nas extremidades, a barra não é prismática, e o que se pretende é ana-

linear a barra e não as ligações, que são outro problema específico.

c) Considerar a largura efetiva relativa a carga uniformemente distribuída, pois na realidade, não existem cargas pontuais, além de simplificar o cálculo.

d) A determinação da largura efetiva exige conhecimento prévio do diagrama de momentos, mas este problema é superável por iteração de rápida convergência.

## B I B L I O G R A F I A

1. SCHADE, A. Henry - The Effective Breadth of Stiffened Plating under Bending Loads. SNAME, Transactions, vol. 59, 1951.
2. EVANS, J.H. - A Structural Analysis and Design Integration, with Application to the Midship Section Characteristics of Transversely Framed Ships. SNAME, Transactions, vol. 66, 1958.
3. St. DENIS, M. - On the Structural Design of the Midship Section. U.S. Navy Department, David W. Taylor Model Basin, Report n° C-555, 1954.
4. ARNOTT, David, ed. - Design and Construction of Steel Merchant Ships. SNAME, 1955.
5. ABRAHAMSEN, Egil - Structural Design Analysis of Large Ships. SNAME, Transactions, vol. 77, 1969.
6. MUCKLE, W. - Strength of Ships' Structures. London, Edward Arnold (Publishers) Ltd., 1967.
7. MURRAY, J.M. - Further Notes on the Strength of Tankers. N.E.C. Int. Transactions, 1964-65.
8. THE SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS OF JAPAN - Proceedings of the Fourth International Ship Structures Congress. Tokyo, 1970.
9. DET NORSKE VERITAS - Rules for Construction and Classification of Steel Ships, 1972.
10. LLOYD'S REGISTER OF SHIPPING - Rules and Regulations for the Construction and Classification of Steel Ships, 1972.
11. CORLETT, E.C.B. - The Application of Basic Functions to Girders Net Works. N.E.C. Inst., Transactions 1949-50.
12. SCHADE, A. Henry - The Orthogonally Stiffened Plate Under Uniform Lateral Load. Journal of Applied Mechanics, Dec. 1940.
13. SCHADE, A. Henry - Bending Theory of Ship Bottom Structure. SNAME, Transactions, vol. 46, 1938.
14. SCHADE, A. Henry - Design Curves for Cross-Stiffened Plating. SNAME, Transactions, vol. 49, 1941.



15. GERE & WEAVER - Analysis of Framed Structures. New York, 1965.
16. FUSCO, P.B. - Critérios de Projeto Estrutural dos Navios de Superfície. Tese de Doutorado, 1967.
17. GANDOLFO, A.C.B. - Investigação Sobre a Resistência Transversal de Super-Petroleiros. Tese de Doutorado, 1972.
18. AMERICAN BUREAU OF SHIPPING - Rules for Building and Classing Steel Vessels, 1972.
19. FREITAS, Elcio de Sá - Notas de Aula do Curso PNV-721. E.P.U.S.P.
20. TIMOSHENKO & WOINOWSKY-KRIEGER - Theory of Plates and Shells. New York, McGraw-Hill Book Co., 1959.
21. D'ARCANGELO, A. - Ship Design and Construction. SNAME, 1969.
22. BRUHN, J. - Efficiency in Ship Construction from the Strength Point of View. I.E.S.S., Transactions, 1923-24.

## A P Ê N D I C E

### PROGRAMA PARA ANÁLISE DE GRELHAS, ORIENTADO PARA APLICAÇÃO A ESTRUTURAS DE FUNDO DE NAVIOS

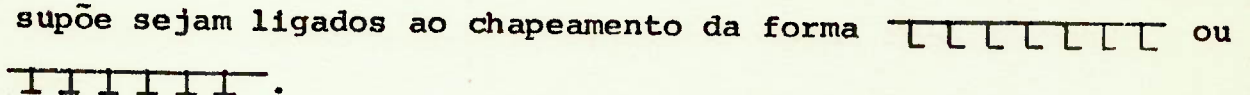

#### 1. INTRODUÇÃO

Este programa destina-se a resolver grelhas chapeadas em uma face, e fornecer as tensões normais em pontos desejados, segundo critério do usuário.

Não há nenhuma restrição quanto à igualdade nem simetria do escantilhão dos reforços, nem do espaçamento destes. Destina-se a auxiliar na análise de estruturas do fundo de navios de fundo simples ou convéses.

#### 2. CARACTERÍSTICAS

##### 2.1 GEOMETRIA

A estrutura idealizada deve ser uma grelha retangular, chapeada de um só lado, com reforços em perfil L ou T, que supõe sejam ligados ao chapeamento da forma  ou .

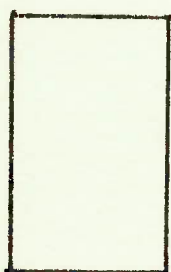
As dimensões dos perfis não precisam guardar nenhuma relação entre si, nem os espaçamentos necessitam obedecer nenhuma regularidade ou simetria, mas a espessura do chapeamento deve ser uniforme.

## 2.2 CARREGAMENTO

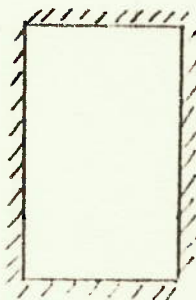
O programa aceita um único tipo de carregamento, a saber: carga uniforme em todo o chapeamento (pressão) e cargas concentradas nas intersecções entre os reforços.

## 2.3 APOIOS

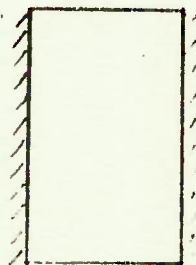
O programa aceita quatro tipos de apoio, a saber:



4 lados apoiados



4 lados engastados



lados maiores bi-engastados  
menores bi-apoiados



lados menores bi-engastados  
maiores bi-apoiados

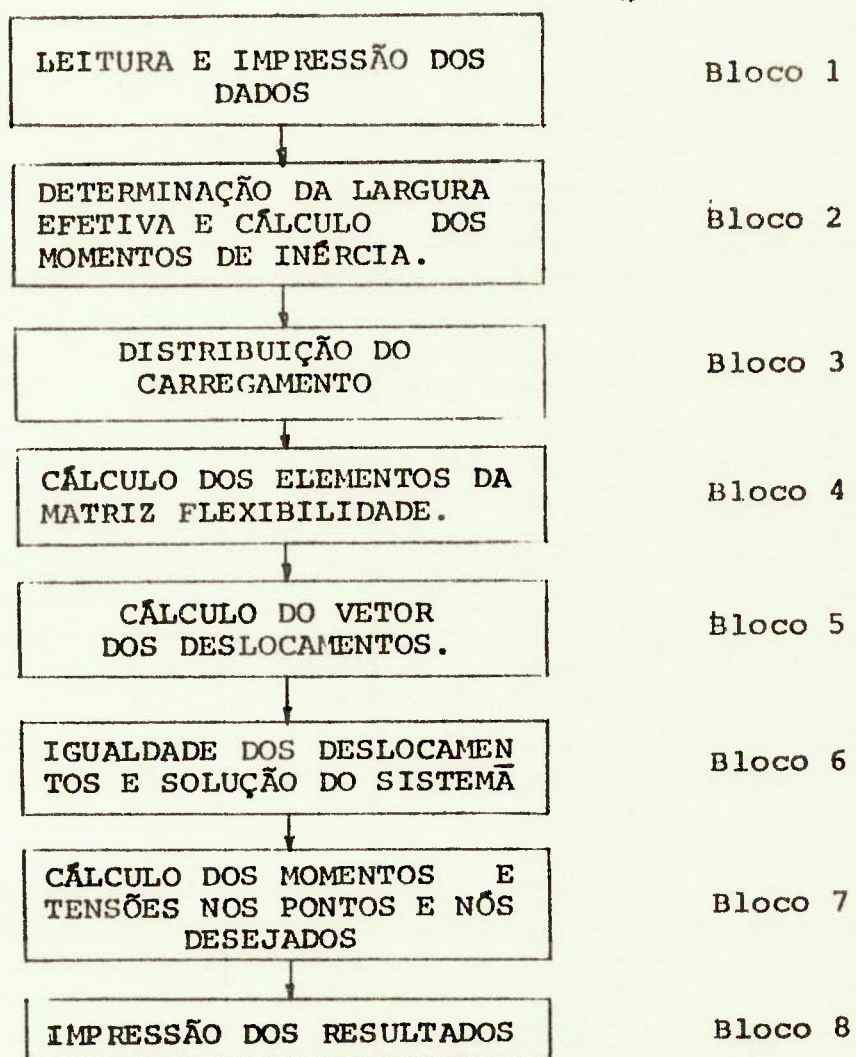
O método de solução supõe regime elástico com material obedecendo a Lei de Hooke; além disso, supõem-se que todos os perfis e chapeamentos tenham o mesmo módulo de elasticidade.

## 2,4 UNIDADES.

Pode-se utilizar qualquer sistema de unidades coerente e as respostas serão dadas nas mesmas unidades. Observe com atenção este requisito: sã há duas unidades envolvidas, a saber: comprimento e força. Se for usado m para comprimento e ton para forças concentradas, a pressão será dada em  $\text{ton}/\text{m}^2$  e as tensões obtidas estarão em  $\text{ton}/\text{m}^2$ , etc.

### 3. METODOLOGIA

Para melhor explicar a metodologia, é conveniente considerar o seguinte diagrama.



### 3.1 BLOCO 1

Os dados de entrada serão especificados mais adiante, e são apenas dados geométricos e de opção.

### 3.2 BLOCO 2

A determinação da largura efetiva é feita baseada nos trabalhos de SCHADE (Ref. 14).

É necessário, neste trabalho, a estima da distância entre os pontos de momento fletor nulo. No caso de extremos a apoiados, a distância, é claro, é o próprio vão. No caso de extremos engastados, o programa estima a distância como sendo.. 60% do vão, mas permite que o usuário faça sua própria estimativa, se assim o desejar.

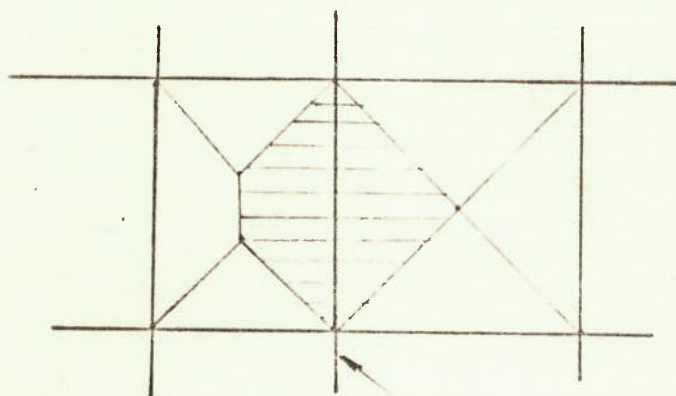
A tabela de SCHADE fornece pontos discretos e permite interpolação linear, e assim é feito no programa. A seguir, é feito o cálculo do momento de inércia em relação a um eixo passando pelo centro de gravidade e paralelo ao flange da seção do perfil e da chapa colaborante.

### 3.3 BLOCO 3

O carregamento de cada trecho é feito calculando-se a carga sobre a área, determinado por um polígono de diagonal igual ao trecho e ângulo interno entre essa diagonal e o lado de 45°, conforme a figura.

Esta área, multiplicada pela pressão, representa a carga que é linearmente distribuída na viga naquele vão.

a área hachurada representa a área suportada pela viga x naquele trecho.



viga x

As cargas concentradas são supostas aplicadas nas vigas numa das duas direções.

#### 3.4 BLOCO 4

O cálculo da matriz flexibilidade é feito conforme as fórmulas de resistência e onde cada elemento  $BES(I,J)$  representa a flexa no ponto I causada pela carga concentrada unitária em J.

#### 3.5 BLOCO 5

Aproveitando os coeficientes  $BES(I,J)$ , são calculadas as deflexões devido às cargas concentradas existentes e somadas às deflexões devido ao carregamento distribuído e subtraída a deflexão nos mesmos pontos dos membros que interceptam os primeiros. Assim é formado o vetor  $DEL(J,1)$ , onde J é o ponto de interseção.

#### 3.6 BLOCO 6

Com o sistema matricial montado:

$$\{W\} \times [BES] = \{DEL\}$$

- $\{W\}$  = vetor das reações nas interseções  
 $[BES]$  = matriz flexibilidade  
 $\{DEL\}$  = vetor das diferenças de deflexões devidas ao carregamento.

O sistema é solucionado pela sub-rotina GELS da Biblioteca do SEMA, pelo método de Gauss-Jordan simplificado pelo fato da matriz BES ser simétrica com precisão de 0.002%. Determinam-se assim as reações nas interseções.

### 3.7 BLOCO 7

Com as reações nas interseções conhecidas é calculado o momento fletor existente em determinado ponto e as respectivas tensões, a partir de uma viga bi-apoiada ou bi-engastada, já que o carregamento é conhecido.

### 3.8 BLOCO 8

A seguir, são impressos os resultados, a saber, o momento em determinado ponto em determinada viga e nos suportes no caso de engastamento nas extremidades. A convenção das respostas é Momento + ; significa que o flange do perfil é tracionado e a chapa comprimida. As tensões + significam tração.

## 4. ABREVIATURAS

- AF-(J) - área do flange do membro J  
 AM-(J) - distância entre pontos de momento nulo na viga

- AL - largura da grelha
- AP-(J) - área da chapa colaborante da viga
- AT+(J) - área total transversal da viga J
- AW-(J) - área da alma da viga J
- BE-(J) - largura efetiva na viga J
- BF-(J) - largura do flange da viga J
- C-(J) - resultado intermediário para cálculo do Momento de Inércia da viga 3
- CARGA-(J,K) - carga distribuída por unidade de comprimento (na viga J no vão K)
- CO - comprimento da grelha
- D-(J) - distância do centro da chapa ao centro do flange na viga J
- E - módulo de elasticidade do material
- EA-(J) - espessura da alma da viga J
- EF-(J) - espessura do flange da viga J
- HA-(J) - altura da alma da viga J
- I - nós nos quais agem cargas concentradas
- IPOM-(J) - ponto no qual se desejam as tensões
- IPON-(J) - nós nos quais se desejam as tensões
- KP - opção para usar ou não sua própria estimativa de AM
- KX - número de cargas concentradas aplicadas
- KW - tipo de apoio das vigas de comprimento CO
- KZ - tipo de apoio das vigas de comprimento AL
- M - número de vigas de comprimento AL
- M1 - M + 1
- M2 - M + 2



- MN -  $M + N$
- MN1 -  $M + N + 1$
- MN2 -  $M + N + 2$
- N - número de vigas de comprimento  $C_0$
- NP - número de nós nos quais se desejam as tensões
- NPM - número de pontos nos quais se desejam as tensões
- P-(J,K) - área de carga da viga J no trecho K
- PC-(J,K) - área de carga à esquerda da viga J no trecho K
- PD-(J,K) - área de carga à direita na viga J no trecho K
- PI-(J) - carga concentrada no nó J
- PRES - pressão aplicada sobre o chapeamento
- Q(J) - momento de inércia efetivo da viga J
- S(J) - espaçamento J
- TP - espessura do chapeamento
- X(J) - soma de  $S(J)/2 + S(J-1)/2$
- XCO-(J) - porcentagem de vão que representa a distância entre os pontos de momento nulo no vão J.