

ELCIO LEITE

**ANÁLISE DE TENSÕES NAS REGIÕES
DE ABERTURAS EM VASOS DE
PRESSÃO CILÍNDRICOS**

**- APLICAÇÃO AO CASO DE UMA
ESCOTILHA DE SUBMARINO -**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da USP para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Naval.

SÃO PAULO, 1983

ELCIO LEITE

ANÁLISE DE TENSÕES NAS REGIÕES
DE ABERTURAS EM VASOS DE
PRESSÃO CILÍNDRICOS

- APLICAÇÃO AO CASO DE UMA
ESCOTILHA DE SUBMARINO -

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da USP para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Naval.

SÃO PAULO, 1983

DEDICATÓRIA

A minha esposa, pela compreensão e
incentivo constantes.

AGRADECIMENTOS

- ao Contra-Almirante (EN) Elcio de Sá Freitas, pela seleção do tema e orientação inicial,

- aos Oficiais do Departamento de Engenharia Naval pelo apoio prestado.

* - ao Dr. Alfredo Coaracy Brasil Gandolfo, que orientou o presente trabalho.

- ao Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni pelo auxílio na discretização da estrutura do Submarino e na análise dos resultados.

- ao CC(EN) Sergio Pereira da Cunha Garcia que, ao tempo de aluno do M.I.T (Massachussets Institute of Technology - U.S.A) e ao CC(EN) Adherbal Caminada Netto que, servindo na CNBE (Comissão Naval Brasileira na Europa - Phymouth - Inglaterra) obtiveram e enviaram a maior parte dos trabalhos citados nas Referências Bibliográficas;

- a Sra. Neusa Maria Jorgino, pelo excelente trabalho datilográfico.

AGRADECIMENTOS

- ao Contra-Almirante (EN) Elcio de Sá Freitas, pela seleção do tema e orientação inicial.

- aos Oficiais do Departamento de Engenharia Naval pelo apoio prestado.

- ao Dr. Alfredo Coaracy Brasil Gandolfo, que orientou o presente trabalho.

- ao Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni pelo auxílio na discretização da estrutura do Submarino e na análise dos resultados.

- ao CC(EN) Sergio Pereira da Cunha Garcia que, ao tempo de aluno do M.I.T (Massachussets Institute of Technology - U.S.A) e ao CC(EN) Adherbal Caminada Netto que, servindo na CNBE (Comissão Naval Brasileira na Europa - Phymouth - Inglaterra) obtiveram e enviaram a maior parte dos trabalhos citados nas Referências Bibliográficas;

- a Sra. Neusa Maria Jorgino, pelo excelente trabalho datilográfico.

RESUMO

Esse trabalho indica um procedimento para análise através do Método de Elementos Finitos de estruturas na região de escotilhas de submarinos, podendo ser estendido a outros tipos de vasos de pressão.

O programa NAVSAP, utilizado na análise, foi processado considerando a aplicação de uma carga hidrostática externa, correspondente à cota de colapso do submarino e diferentes geometrias, nas quais se variou a espessura do colar de reforço e da própria escotilha.

Foram traçados gráficos de distribuição de tensões em função de distância ao centro da escotilha, constatando-se que os valores obtidos na região uniforme do casco coincidem com os calculados através da formulação de VON SANDEN e GUNTHER.

Foram consultados diversos trabalhos experimentais e teóricos a respeito de concentração de tensões em aberturas em vasos de pressão, selecionando-se os mais importantes para comparação com os resultados aqui apresentados.

ABSTRACT

In the present work a procedure for the analysis of submarine structures near hatches by the Finite Elements Method, also applicable to other types of pressure vessels, is indicated.

The NAVSAP program used in the analysis was run considering an external load corresponding to the hull collapse pressure and different geometries in which the thicknesses of the reinforcing ring and of the hatch were varied.

Stress distribution curves versus distance to the center of the hatch were plotted, showing that the values in the uniform region of the hull confirms the calculated ones by the VON SANDEN & GUNTHER'S Method.

A great number of experimental and theoretic papers regarding stress concentration near pressure vessels openings were consulted and the most important ones were chosen for comparison.

ÍNDICE GERAL

Dedicatória	i
Agradecimentos	ii
Resumo	iii
Abstract	iv
Índice Geral	v
Índice de Figuras	x
Índice das Tabelas	xix
CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO	1.1
CAPÍTULO II - ANÁLISE DO PROBLEMA	2.1
2.1 - Cilindros Sob Pressão Externa	2.6
2.2 - Tensões em Aberturas em Placas Planas	2.17
2.3 - Reforços de Aberturas Circulares em Vasos de Pressão Cilíndricos de Acordo com Códigos de Projeto	2.32
2.3.1 - Código da ASME	2.32
2.3.2 - Regras do DNV	2.38
2.3.3 - Outros Códigos	2.41
2.4 - Tensões em Aberturas Circulares em Vasos de Pressão Cilíndricos, Obtidas Experimentalmente	2.45
2.4.1 - Experiências de Taylor & Waters	2.45
2.4.2 - Experiências de Schoessow & Brooks	2.55
2.4.3 - Experiências do "Pressure Vessel Research Committee of the Welding Research Council (USA)".	2.58

2.4.3.1	- Experiências com "strain gages"	2.58
2.4.3.2	- Estudos Fotoelásticos	2.64
2.4.3.2.1	- Resultados dos ensaios.	2.65
2.4.3.2.2	- Efeito do Raio de Arredondamento da Quina do Boca	2.71
2.4.3.2.3	- Efeito do Adimensional d/D	2.71
2.4.3.3	- Experiências de Durelli e Parks	2.74
2.4.3.4	- Experiências de autores diversos	2.75
2.5	- Análise de Tensões em Aberturas Circulares em Vasos Cilíndricos não Reforçados.	2.85
2.5.1	- Harvey	2.86
2.5.2	- Houghton	2.89
2.5.3	- Coon, Gill e Kitching.	2.89
2.5.4	- Eringen et al.	2.93
2.5.5	- Adams	2.101
2.5.6	- Van Dyke.	2.103
2.6	- Análise de Tensões na Interseção de Cilindros	2.106
2.6.1	- Eringen et al.	2.106
2.6.2	- Pan e Beckett	2.110
2.6.3	- Lekkerkerker	2.112
2.6.4	- Hansberry e Jones.	2.114
2.6.5	- Lind	2.114
2.6.6	- Robinson	2.120
2.6.7	- Bickel e Ruiz	2.123
2.6.8	- Ruiz e Chukwujekwu	2.125
2.6.9	- Gandolfo et al.	2.129
2.7	- Análise de Tensões em um vaso Cilíndrico - Reforçado com uma Abertura Circular entre Cavernas	2.131

CAPÍTULO	III	-	CÁLCULO DAS TENSÕES EM UM SUBMARINO TÍPICO FORA DA REGIÃO DE ABERTURAS, PELO MÉTODO DE VON SANDEN E GUNTHER.	3.1
CAPÍTULO	IV	-	ESTUDO PRELIMINAR POR ELEMENTOS FINITOS DA CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES AO REDOR DA ESCOTILHA DE UM SUBMARINO TÍPICO.	4.0
	4.1	-	Discretização da Estrutura.	4.1
	4.2	-	Condições de Vínculos dos Nós	4.12
	4.3	-	Cargas Aplicadas.	4.14
	4.4	-	Resultados.	4.18
	4.4.1	-	Tensões nos Flanges das Cavernas e nas Barras de Face da Escotilha	4.18
	4.4.2	-	Tensões nas Almas das Cavernas.	4.19
	4.4.3	-	Tensões nos Elementos de Placa da Casca Cilíndrica.	4.20
	4.4.4	-	Conclusões Preliminares	4.21
CAPÍTULO	V	-	ANÁLISE DE TENSÕES POR ELEMENTOS FINITOS NA REGIÃO DA ESCOTILHA EM UMA ESTRUTURA DE SUBMARINO MODIFICADA	5.0
	5.1	-	Discretização da Estrutura.	5.1
	5.2	-	Condições de Vínculos dos Nós	5.9
	5.3	-	Cargas Aplicadas.	5.9
	5.4	-	Cálculo da Espessura da Escotilha	5.11
	5.5	-	Resultados.	5.13

CAPÍTULO VI	- ANÁLISE DE TENSÕES NA ESTRUTURA COM DISCRETIZAÇÃO OTIMIZADA E RESULTADOS	
6.1	- Discretização, Vínculos dos Nós e Cargas Nodais	6.1
6.2	- Geometrias a Serem Analisadas.	6.5
6.3	- Resultados	6.13
6.3.1	- Gráficos para verificação	6.13
6.3.2	- Comparação com resultados obtidos através da formulação de Von Sanden e Gunther.	6.26
6.3.3	- Comparação dentro do programa básico - (caso I), alterando os vínculos dos nós no plano ZOY.	6.32
6.3.4	- Deflexões e Tensões nos elementos de treliça e de membrana no programa básico.	6.36
6.3.5	- Tensões equivalentes nos elementos de placa mais próximos à escotilha, nos 14 casos analisados.	6.40
6.3.6	- Comparação de tensões circunferenciais entre os 14 casos analisados.	6.43
CAPÍTULO VII	- ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES .	7.0
7.1	- Dimensões e Vínculos da Estrutura a ser analisada.	7.0
7.2	- Aspectos Gerais das Geometrias Analisadas.	7.1
7.3	- Comparação dos Resultados do Caso XI (Sem a Caverna "E") com os de STANISIC .	7.5

7.4 - Comparação dos Resultados dos Casos XII ,
XIII e XIV com dados referentes a bocais e
a aberturas em vasos. 7.7

CAPÍTULO VIII - RECOMENDAÇÕES FINAIS. 8.0

CAPÍTULO IX - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS. 9.0

INDICE DAS FIGURAS

	pág.
Fig. 1.1 - Estruturas passíveis de análise pelo NAVSAP	1.5
Fig. 2.1.1 - Instabilidade global de um cilindro reforçado.	2.8
Fig. 2.1.2 - Instabilidade local (entre cavernas) de um cilindro reforçado.	2.9
Fig. 2.1.3 - Falha por escoamento em um cilindro reforçado	2.10
Fig. 2.1.4 - Definição de L, D e t para um cilindro reforçado	2.11
Fig. 2.1.5 - Variação de P_c/P_y com λ e definição de λ_{lim}	2.12
Fig. 2.1.6 - Estrutura típica de um Submarino.	2.13
Fig. 2.2.1 - Concentração de tensões em região de abertura em placa plana, sob tração uniaxial. . .	2.18
Fig. 2.2.2 - Concentração de tensões em uma placa plana com furo circular, sob tensões iguais em duas direções perpendiculares	2.20
Fig. 2.2.3 - Tensões ao redor de furo circular em placa plana, sob tração radial.	2.21
Fig. 2.2.4 - Concentração de tensões em placa plana com furo circular, sob tensões diferentes, em duas direções perpendiculares	2.22
Fig. 2.2.5 - Tensões nas extremidades de furo elítico em chapa plana	2.23
Fig. 2.2.6 - Fator de concentração de tensões teórico, para furo elítico em vaso cilíndrico sob pressão interna	2.25

Fig. 2.2.7	-	Comparação entre fatores de concentração de tensões para aberturas elípticas e circulares igualmente reforçadas.	2.26
Fig. 2.2.8	-	Modelo analisado por BESKIN.	2.27
Fig. 2.2.9	-	Modelo analisado por LEVY, McPHERSON e SMITH	2.29
Fig. 2.3.1	-	Critério básico de reforço de abertura em vaso sob pressão interna - ASME.	2.33
Fig. 2.3.2	-	Definição de áreas para cálculo de reforço de aberturas - ASME	2.35
Fig. 2.3.3	-	Limites para o anel de reforço - ASME . . .	2.36
Fig. 2.3.4	-	Área de reforço requerida em diferentes planos - ASME.	2.37
Fig. 2.3.5	-	Área de reforço - DNV	2.39
Fig. 2.3.6	-	Limites de área de sobresspessura de vaso e de bocal consideradas como reforço - DNV. .	2.40
Fig. 2.3.7	-	Reforço requerido para um bocal passante pelo Método AD-MERKBLÄTTER.	2.42
Fig. 2.4.1	-	Vasos de Pressão de TAYLOR e WATERS	2.45
Fig. 2.4.2	-	Tensões ao redor de furo circular reforçado em placa plana sob tração radial - TAYLOR e WATERS.	2.48
Fig. 2.4.3	-	Efeito de aberturas não reforçados em vasos cilíndricos sob pressão interna - TAYLOR e WATERS.	2.51
Fig. 2.4.4	-	Efeito de aberturas em cilindros sob pressão interna, com bocais soldados, com e sem reforço - TAYLOR e WATERS	2.52

Fig. 2.4.5	- Furos reforçados em vasos cilíndricos com bocais sem reforço, sob pressão interna - TAYLOR e WATERS	2.53
Fig. 2.4.6	- Efeito da utilização de reforços em aberturas em vasos cilíndricos sob pressão interna - SCHOESSOW & BROOKS.	2.57
Fig. 2.4.7	- Vaso de pressão utilizado por HARDENBERGH e ZAMRICK.	2.60
Fig. 2.4.8	- Tensões em bocais soldados, em vasos com abertura deformada a quente - HARDENBERGH e ZAMRICK	2.61
Fig. 2.4.9	- Tensões em bocais soldados em vasos, com peça de transição na abertura - HARDENBERG e ZAMRICK	2.62
Fig. 2.4.10	- Tensões em bocais com anel de reforço soldado - HARDEMBERGH e ZAMRICK.	2.63
Fig. 2.4.11	- Modelo para ensaio fotoelástico de LEVEN e aspecto de uma fatia.	2.67
Fig. 2.4.12	- Aumento de concentração de tensões em função do ângulo com plano longitudinal - LEVEN	2.68
Fig. 2.4.13	- Modelo de "Cartão" de concentração de tensões em bocais - WRC Bul. 113	2.69
Fig. 2.4.14	- Aumento de concentração de tensões com o aumento de diâmetro da abertura-MERSHON .	2.72
Fig. 2.4.15	- Vasos utilizados nos ensaios fotoelásticos de DURELLI.	2.75

Fig. 2.4.16	-	Arranjo geral dos vasos testados por ROSE.	2.80
Fig. 2.4.17	-	Tensões em bocal não reforçado que não penetra no casco - ROSE	2.82
Fig. 2.4.18	-	Tensões em bocal não reforçado que penetra no casco - ROSE	2.82
Fig. 2.4.19	-	Tensões circunferenciais em bocal reforçado não passante - ROSE.	2.83
Fig. 2.4.20	-	Tensões circunferenciais em bocal reforçado penetrante no casco - ROSE	2.87
Fig. 2.5.1	-	Variação de tensão na região de furo circular em cilindro sob pressão interna-HARVEY	2.87
Fig. 2.5.2	-	Detalhe de bocais para reduzir a concentração de tensões - HARVEY.	2.88
Fig. 2.5.3	-	Pressão limite inferior-obtido por COON, GILL e KITCHING	2.90
Fig. 2.5.4	-	Sistema de coordenadas utilizado por ERINGEN	2.95
Fig. 2.5.5	-	Fator de concentração de tensões de membrana em função de $\beta\rho_0$, obtidos por ERINGEN	2.96
Fig. 2.5.6	-	Fatores de concentração de tensões ao longo de linhas radiais - ERINGEN	2.97
Fig. 2.5.7	-	Fator de concentração de tensões total de ERINGEN em função do parâmetro de curvatura, para $\phi = 0$	2.100

Fig. 2.5.8	- Sistema de coordenadas utilizado por ADAMS	2.102
Fig. 2.6.1	- Variação do fator de concentração de tensões com o ângulo em relação ao plano longitudinal de simetria - ERINGEN .	2.109
Fig. 2.6.2	- Distribuição de tensões na interseção de cilindros - PAN e BECKETT.	2.111
Fig. 2.6.3	- Tipos de interseção de cilindros - LEKKERKERKER.	2.113
Fig. 2.6.4	- Método de área de LIND.	2.115
Fig. 2.6.5	- Fator de concentração de tensões na interseção de cilindros pelo método aproximado de LIND.	2.117
Fig. 2.6.6	- Áreas G e G' de LIND para o modelo de Submarino	2.119
Fig. 2.6.7	- Pressão limite inferior ("Lower Bound pressure") na interseção de cilindros - ROBINSON	2.121
Fig. 2.6.8	- Pressão limite inferior para um exemplo típico - ROBINSON	2.122
Fig. 2.6.9	- Fatores de concentração de tensões em vasos cilíndricos com bocais BICKEL e RUIZ.	2.124
Fig. 2.6.10	- Vaso cilíndrico com bocal radial e anel de reforço - RUIZ e CHUKWUJEKWU	2.126
Fig. 2.6.11	- Gráfico para projeto de anéis de reforço ao redor de aberturas em vasos cilíndricos - RUIZ e CHUKWUJEKWU	2.127

Fig. 2.6.12	-	Discretização da interseção de cilindros e pontos onde ocorrem as máximas tensões GANDOLFO.	2.130
Fig. 2.6.13	-	Carga e distribuição de tensões circunferenciais na interseção de cilindros - GANDOLFO.	2.130
Fig. 2.7.1	-	Geometria do cilindro reforçado com abertura circular sob ação de uma pressão hidrostática - STANISIC	2.131
Fig. 2.7.2	-	Geometria e sistemas de coordenadas para um cilindro reforçado com abertura entre cavernas - STANISIC	2.133
Fig. 2.7.3	-	Concentração de tensões em função da distância radial para $\phi = 0$ - STANISIC	2.136
Fig. 2.7.4	-	Concentração de tensões em função da distância radial para $\phi = 45^\circ$ - STANISIC	2.137
Fig. 2.7.5	-	Concentração de tensões em função da distância radial para $\phi = 90^\circ$ - STANISIC	2.138
Fig. 3.1	-	Definição do fator "B" de VON SANDEN e GUNTHER	3.3
Fig. 3.2	-	Gráficos para obtenção dos parâmetros "N" e "K" de VON SANDEN e GUNTHER	3.4
Fig. 3.3	-	Estrutura do submarino a ser analisado .	3.6
Fig. 3.4	-	Composição de tensões - VON SANDEN e GUNTHER	3.11
Fig. 3.5	-	Valores de tensão calculados pelo método de VON SANDEN e GUNTHER	3.12

Fig. 4.1.1	- Trecho da estrutura do submarino a ser analisada.	4.3
Fig. 4.1.2	- Detalhe da região da escotilha do submarino a ser analisado	4.4
Fig. 4.1.3	- Discretização da estrutura	4.7
Fig. 4.1.4	- Discretização das cavernas	4.8
Fig. 4.1.5	- Discretização da região da escotilha	4.9
Fig. 4.1.6	- Vista de cima da interseção da escotilha com o casco	4.10
Fig. 4.1.7	- Alturas dos nós da braçola da escotilha	4.11
Fig. 4.2.1	- Vínculos dos nós	4.14
Fig. 4.3.1	- Cargas aplicadas a estrutura	4.15
Fig. 4.3.2	- Cargas nos nós 1,3,5,7,9,11,13,15 e 17	4.16
Fig. 4.3.3	- Cargas nos nós 74,97,116,135,154,173,192, 211 e 230	4.17
Fig. 4.4.1	- Tensões nos elementos de placa	4.21
Fig. 5.1.1	- Discretização da estrutura - perspectiva	5.3
Fig. 5.1.2	- Discretização da estrutura - vista de cima	5.4
Fig. 5.1.3	- Discretização da estrutura - perspectiva da escotilha	5.5
Fig. 5.1.4	- Discretização da estrutura - Vista lateral das cavernas	5.6
Fig. 5.1.5	- Discretização da estrutura - Vista em detalhe da região da escotilha	5.7
Fig. 5.1.6	- Técnica de obtenção das cotas dos nós por geometria	5.8

Fig. 5.3.1	- Técnica de obtenção das cargas nodais.	5.10
Fig. 5.5.1	- Gráfico da discretização traçado pelo computador.	5.13
Fig. 5.6.2	- Distribuição de momentos fletores em faixa de elementos de placa afastados da escotilha	5.20
Fig. 6.1.1	- Alteração na discretização da estrutura - vista de cima	6.2
Fig. 6.1.2	- Alteração na discretização da estrutura - vista lateral das cavernas	6.3
Fig. 6.1.3	- Alteração nas cargas nodais	6.4
Fig. 6.2.1	- Colar de reforço soldado a topo ao casco.	6.5
Fig. 6.2.2	- Geometrias a serem analisados	6.9
Fig. 6.2.3	- Técnica de remoção da caverna "E" através da utilização de nós de reserva	6.10
Fig. 6.2.4	- Técnica de remoção da escotilha	6.11
Fig. 6.2.5	- Discretização referente à redução de diâmetro da abertura	6.12
Fig. 6.3.1 a 6.3.12	- Gráficos de discretização traçados pelo computador	6.14 a 6.25
Fig. 6.3.13	- Composição de tensões de membrana e de flexão.	6.27
Fig. 6.3.14	- Momentos fletores e tensões de membrana - nos elementos de placa mais afastados da escotilha	6.29
Fig. 6.3.15	- Comparação entre as composições de tensões por VON SANDEN e GUNTHER e por elementos de placa-programa básico.	6.30

Fig. 6.3.16	- Deflexões na Caverna E - programa bási co.	6.37
Fig. 6.3.17	- Tensões nos flanges das cavernas - pro grama básico.	6.38
Fig. 6.3.18	- Tensões nas almas das cavernas - pro grama básico.	6.39
Fig. 6.3.19	- Tensões equivalentes nos elementos de placa junto a interseção com a escoti- lha - casos I a VIII	6.41
Fig. 6.3.20	- Tensões equivalentes nos elementos de placa junto à interseção com a escoti lha - casos IX a XIV	6.42
Fig. 6.3.21	- Comparação entre tensões circunferen- ciais nos casos I,II,III e IV.	6.44
Fig. 6.3.22	- Comparação entre tensões circunferen ciais nos casos I,V,VI e VII	6.45
Fig. 6.3.23	- Comparação entre tensões circunferen ciais nos casos I,VIII,IX e X.	6.46
Fig. 6.3.24	- Comparação entre tensões circunferen ciais nos casos XI,XII,XIII e XIV.	6.47
Fig. 7.3.1	- Tensões circunferenciais versus dis tencia radial - Caso XI e Stanisic	7.5
Fig. 8.1	- Esboço de discretização sugerida	8.3

ÍNDICE DAS TABELAS

2.4.1	-	Fatores de concentração de tensões - DURELLI	2.77
2.4.2	-	Fatores de concentração de tensões - ROSE. .	2.81
4.2.1	-	Vínculos dos nós (1a. Modelagem)	4.13
6.3.1	-	Composição de tensões nos elementos de placa	6.31
6.3.2	-	Comparação de momentos entre programas, consi derando os nós no plano ZOY livres e com vín culos de simetria - elementos de placa junto ao plano XOY	6.34
6.3.3	-	Comparação de momentos entre programas, consi derando os nós no plano ZOY livres e com vín culos de simetria - elementos de placa junto ao plano ZOY	6.35
7.3.1	-	Tensões circunferenciais e fatores de concen tração de tensões (caso XI).	7.6
7.3.2	-	Tensões circunferenciais e fatores de concen tração de tensões (caso XII)	7.9
7.3.3	-	Tensões circunferenciais e fatores de concen tração de tensões (caso XIII).	7.10
7.3.4	-	Tensões circunferenciais e fatores de concen tração de tensões (caso XIV)	7.11
7.3.5	-	Comparação de F.C.T. Máximos nos casos XII , XIII e XIV com os obtidos através das várias formulações	7.12

1.0 - INTRODUÇÃO

A distribuição de tensões em vasos de pressão cilíndricos, reforçados ou não, submetidos à pressão interna ou externa, é assunto já exaustivamente estudado desde os princípios do século. Toda a teoria a respeito se baseia nas hipóteses de LOVE [4], que admitiu, como hipótese básica, que as deflexões ocorridas na casca, sob a ação de determinados esforços, seriam muito pequenas e inferiores à sua espessura. Com isso, se pode desprezar os termos de grau superior a dois (2) na equação de energia e obter uma equação diferencial linear de equilíbrio, com resolução bastante simplificada.

O problema foi investigado experimentalmente por vários Pesquisadores e os resultados obtidos eram, quase sempre, bastante diferentes dos valores calculados. Isso era devido, normalmente, às condições de contorno estabelecidas ou, ainda, a desvios de circularidade dos vasos utilizados nos ensaios.

Os vasos de pressão necessitam ter, sempre, várias aberturas, para os mais diversos fins e, até cerca de vinte anos atrás, não se dispunha de uma solução analítica para esse problema. Em função disso, os projetos eram baseados em resultados obtidos em ensaios experimentais com modelos. Como esses resultados não eram totalmente confiáveis, os Códigos e Especificações de projeto procuravam, sempre, reforçar bastante a região da abertura ou mesmo os bocais ou escotilhas a serem instalados. Neste ponto, deve ser citado, que houve uma dificuldade

muito grande, desde o início, em se obter referências bibliográficas pertinentes ao assunto. Durante uma boa parte do tempo despendido neste trabalho de tese, só se dispunha dos resultados de experiências práticas realizadas por volta de 1930 e que norteavam os critérios estabelecidos pelos Códigos de Projeto da ASME e do DNV, além de uma série de trabalhos sobre cilindros reforçados. Somente a partir de três meses para cá, começamos a receber uma série de informações, algumas com dados bastante recentes, vindas através de Oficiais da Marinha servindo na Comissão Naval Brasileira na Europa e nos Estados Unidos. Dessas, somente as que nos pareceram mais importantes, foram analisadas em detalhe, embora todas estejam relacionadas no Capítulo de Referências Bibliográficas, incluindo alguns trabalhos dos quais tivemos conhecimento, mas não foram efetivamente conseguidos, ali constando apenas com a finalidade de compilação.

Até então, acreditávamos inclusive, que não existia solução teórica para o problema de aberturas em vasos de pressão, como constava nos livros e trabalhos disponíveis. Constatamos, então, que o desenvolvimento de técnicas de ensaio mais precisas e a descoberta de soluções teóricas por vários Pesquisadores atenuaram bastante a tendência de reforço exagerado em regiões de aberturas.

Em vista das dificuldades expostas, o presente trabalho foi norteado por uma idéia inicial de aperfeiçoamento de uma modelagem de estrutura típica de um submarino, na região da escotilha, a ser analisado pelo programa NAVSAP|5|, através do

Método dos Elementos Finitos [1]. Foi feita inicialmente, uma discretização simplificada, só para efeito de ordem de grandeza dos valores de tensões no local. Essa modelagem foi modificada posteriormente, acrescentando-se um colar de reforço ao redor da escotilha, com pequena largura, de acordo com os conceitos já aceitos, de que o reforço deveria ser concentrado o mais próximo possível das extremidades da abertura.

Com o recebimento dos trabalhos citados, passamos a dispor de uma série de dados comparativos e com isso a modelagem foi aperfeiçoada mais uma vez, sendo estabelecidas então várias condições de processamento do programa, a fim de se obter resultados a serem comparados com aqueles. Assim, a partir de um programa básico com determinada geometria na região da escotilha, foram selecionadas várias alternativas de espessura de escotilha e de colar de reforço ao redor desta, com a finalidade de verificar qual a condição que permitiria atingir o menor nível de tensões na interseção casco-escotilha, que é a região mais solicitada.

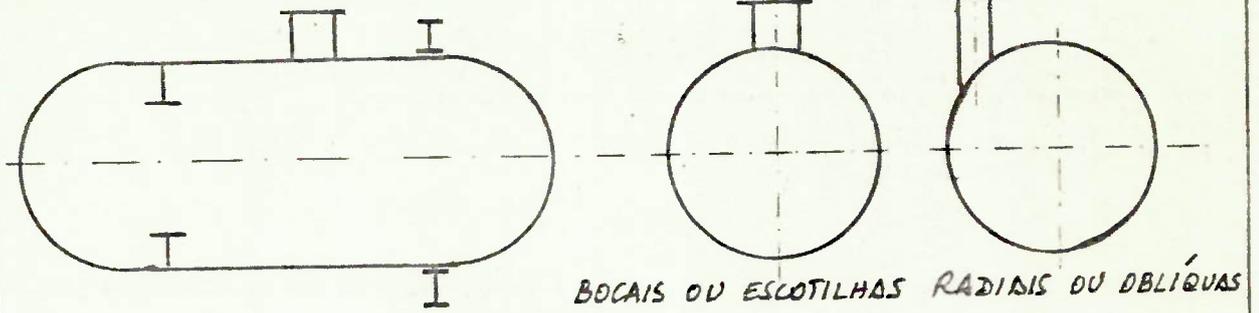
À medida que as referências bibliográficas mais importantes foram sendo analisadas, procurou-se, sempre que aplicável, determinar quais seriam os fatores de concentração de tensões máximos, para um modelo de vaso cilíndrico com dimensões do submarino na região da escotilha, de modo a permitir essa comparação.

No caso específico da solução teórica obtida por STANISIC para cálculo de tensões em regiões de aberturas circulares em vasos cilíndricos reforçados, foi gerado um modelo semelhante de estrutura de submarino, em que se removeram as cavernas interceptadas pela escotilha. A comparação foi feita em termos de distribuição de tensões em função da distância ao centro da escotilha.

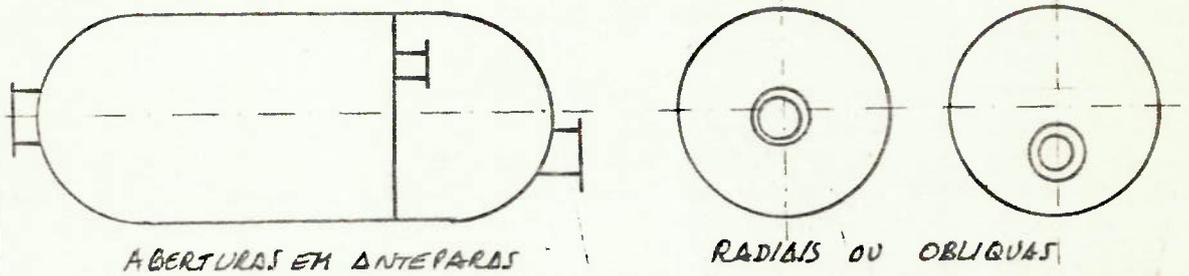
A estrutura selecionada é um vaso de pressão cilíndrico, com uma escotilha de seção circular, radial ao casco e estará submetida a uma pressão hidrostática externa correspondente à cota de colapso do submarino (300m). A técnica de análise apresentada pode ser estendida a outros vasos de pressão, com quaisquer tipos de ramificações, sejam radiais ou oblíquas, sob a ação de pressão externa ou interna.

A Figura 1.1, a seguir, apresenta alguns tipos de estrutura aos quais os conceitos aqui expostos seriam aplicáveis.

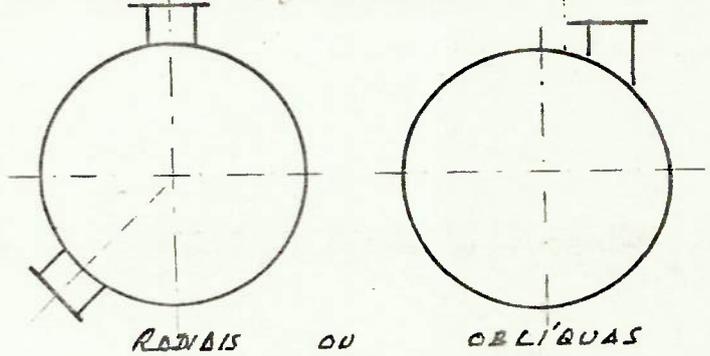
a) VASOS CILÍNDRICOS REFORÇADOS INTERNA OU EXTERNAMENTE



b) ABERTURAS EM COLOTAS EM VASOS CILÍNDRICOS



c) ABERTURAS EM VASOS ESFÉRICOS



d) ABERTURAS EM CASCAS CÔNICAS

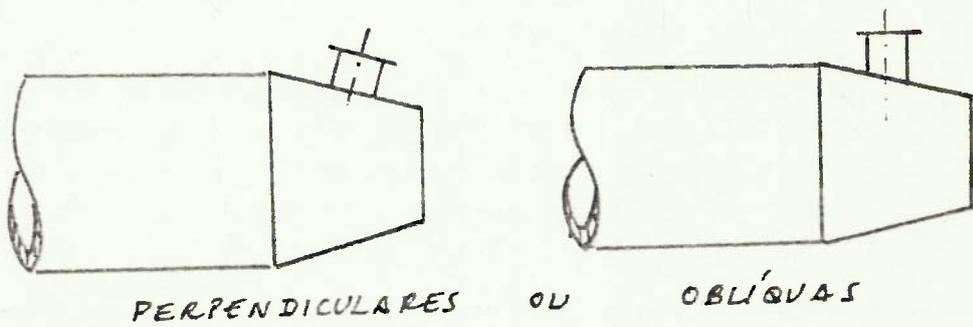


FIGURA 1.1 - ESTRUTURAS PASSÍVEIS DE ANÁLISE PELO NAVSAP

2.0 - ANÁLISE DO PROBLEMA

As referências bibliográficas disponíveis serão analisadas ordenadamente, desde os aspectos mais simples do vaso cilíndrico sob pressão externa, passando pelas aberturas em placas planas, até o problema mais complexo de uma abertura em um cilindro reforçado.

Serão considerados:

- . Tensões em vasos de pressão cilíndricos, sob pressão externa;
- . Tensões em regiões de aberturas em chapas planas;
- . Cálculo de reforços de aberturas circulares em vasos de pressão cilíndricos, de acordo com Códigos de Projeto;
- . Tensões em regiões de aberturas circulares em vasos de pressão cilíndricos, obtidos experimentalmente;
- . Tensões na região da interseção de cilindros;
- . Tensões na região de abertura em vaso cilíndrico reforçado.

A idéia de apresentar os valores de concentração de tensões em aberturas em chapas planas se justifica pelo fato de vários autores fazerem a análise teórica do problema, admitindo que o cilindro pode ser aproximado a uma placa plana nas vizinhanças de aberturas com pequenos diâmetros em relação ao diâmetro do cilindro.

Inicialmente, cabem considerações a respeito de dois aspectos:

- . anel de reforço soldado a topo ou sobreposto

. efeito de extremidade

A) Com relação a anel de reforço da abertura, soldado a topo ao casco, ou sobreposto externamente, como é comum encontrar, nos Capítulos 2 e 3 do livro editado por NICHOLS [127] estão apresentados dois trabalhos de KITCHING et al., o primeiro teórico e o segundo experimental, analisando a utilização de anel de reforço, ao redor de aberturas circulares em vasos de pressão esféricos, na condição de solda sobreposta na superfície externa. Os resultados são comparados com os obtidos através da BS1515(1969) Part I "Fusion Welded Pressure Vessels for Use in the Chemical, Petroleum and Allied Industries", para o caso de anéis de reforço soldados a topo.

A BS 1515 adota um limite máximo para o fator de concentração de tensões elásticas na casca, próximo à interseção com um bocal, de 2,25 vezes a tensão de membrana devida à pressão interna (na esfera seria igual a $pr/2t$), com base em um trabalho de LECKIE & PENNY [115].

Em função disso, deve-se adotar um colar de reforço ao redor da abertura, com espessura adequada, assim como se deve, também, reforçar convenientemente o próprio bocal junto à interseção com o casco.

O mesmo procedimento é recomendado pela BWRA - "British Welding Research Association" [138], com uma pequena diferença no fator de concentração de tensões máximo, que é tomado igual a 2,5 ao invés de 2,25.

A análise é feita através de equações de compatibilidade e de equilíbrio nos locais onde o reforço sobreposto é soldado ao casco e ao bocal, admitindo que o único contato entre o anel e o casco ocorre através dos cordões de solda.

Foram obtidos fatores de concentração de tensão na superfície externa do anel de reforço, na junção com o bocal, 44% maiores que o máximo estabelecidos pela BS 1515(2,25) e na superfície interna do anel de reforço, ainda na junção com o bocal, fatores de concentração de tensões 82% maiores que o da BS.

Nos ensaios realizados em 6(seis) vasos esféricos com bocais, com anéis de reforço soldados sobrepostos externamente ao casco e através de "Strain-Gages", os Autores obtiveram, em geral, valores de concentração de tensões bastante próximos dos calculados, exceto nas regiões próximas dos cordões de solda, onde os altos valores esperados de acordo com o cálculo teórico, não foram encontrados. Foram feitas algumas modificações nas condições de contorno impostas às regiões dos cordões de solda, mas não se conseguiu chegar a bons resultados, concluindo-se que só uma teoria muito mais complexa, que leve em conta o comportamento da solda, poderia permitir que resultados mais coerentes fossem obtidos.

Analisando o efeito da espessura do bocal sobre o nível de tensões no casco, próximo à interseção, concluíram:

- a) O efeito é desprezível em pontos do casco afastados da interseção;

- b) Somente com aumentos de espessura da ordem de 105%, são produzidos efeitos significativos;
- c) O maior efeito se dá na tensão circunferencial, que é reduzida significativamente com o aumento de espessura do bocal

Adicionalmente, os Autores citam que a BS3915 (1965) "Carbon and Low Alloy Steel Pressure Vessels for Primary Circuits of Nuclear Reactors" estabelece que, para aplicações nucleares, o anel de reforço sobreposto quase nunca é permitido e, nos poucos casos em que é passível de utilização, deve ter área 20% maior que a calculada.

B) Com relação ao efeito de extremidade, GILL [11] estabelece, com base nas equações diferenciais de equilíbrio e nas expressões para as deformações e deslocamentos, a solução completa para um cilindro sob pressão, em determinadas condições de contorno e assinala que, para um comprimento L de cilindro suficientemente longo, tal que $\beta L > \pi$, sendo $\beta^4 = \frac{3(1-\nu^2)}{r^2 t^2}$, onde r é o raio do cilindro e t sua espessura, para distâncias da extremidade dadas por $x > 2.45 \sqrt{rt}$, o efeito de perturbação causado pelas extremidades do cilindro é desprezível. Por exemplo, para um vaso com as dimensões do submarino a ser analisado, com raio igual a 3111.5 mm e espessura igual a 23mm, este valor seria de cerca de 655mm. Como, nesse submarino, o espaçamento entre cavernas é de 430mm, pode-se estender o raciocínio e concluir que, a meio do vão entre cavernas, haverá, sempre, interferência dos efeitos decorrentes das cavernas adjacentes. No ca

so, β seria igual a $4,80 \times 10^{-3}$ e, admitindo $L = 430\text{mm}$, βL seria igual a $2,06$ rd, menor, portanto, que o valor de π (3.1416)

GILL apresenta soluções suas e de outros Autores, para o problema de aberturas em vasos cilíndricos, com base nos Teoremas da Análise Limite ("lower bound theorem e upper bound theorem"), utilizando as equações que governam o comportamento de uma casca cilíndrica e considerando a compatibilidade de deslocamentos na interseção, como se verá adiante.

Assinale-se também um aspecto de caráter geral, observado nos vários trabalhos; que todos os cálculos analíticos se baseiam em que o material é considerado homogêneo, isotrópico e perfeitamente elástico e, portanto, os valores de concentração de tensões obtidos são influenciados apenas pela geometria do corpo. Por outro lado, constata-se que os métodos experimentais têm sempre presentes nos seus resultados os efeitos das descontinuidades intrínsecas aos materiais de que são fabricados os corpos de prova, além, evidentemente, do efeito das condições de contorno estabelecidas.

2.1 - CILINDROS SOB PRESSÃO EXTERNA

Conforme pode ser constatado nas referências básicas [2] [3] [4] [11] [12] [13] [14], e como observou especificamente WINDENBURGH [15], o comportamento de um vaso sob pressão interna difere bastante do de um vaso sob pressão externa, devido ao fato de que este último pode falhar por flambagem, para tensões razoavelmente baixas e a sua resistência pode ser consideravelmente reduzida pela presença de irregularidades na superfície da casca, mormente devido a desvios de circularidade.

A instabilidade de vasos sob pressão externa foi adequadamente analisada, pela primeira vez, por VON MISES [16]. Ele obteve, para um cilindro fechado nas extremidades por tampas simplesmente apoiadas, três equações diferenciais de equilíbrio que, resolvidas para determinadas condições de contorno, estabeleciam a solução do problema. Essa solução foi estendida, anos mais tarde, para considerar o efeito da pressão uniforme axial, exercida pelas tampas.

WINDENBURGH e TRILLING [17] chegaram a uma expressão matemática que caracteriza, com erro inferior a 1%, nos casos de $L/D < 1$, a instabilidade de cilindros reforçados, sob pressão externa, em função dos adimensionais t/D e L/D :

$$p_c = \frac{2,42 E \left(\frac{t}{D}\right)^{2,5}}{(1-\nu^2)^{3/4} \left[\frac{L}{D} - 0,45\left(\frac{t}{D}\right)^{0,5}\right]}, \text{ onde}$$

p_c = pressão de colapso

t = espessura da casca

D = diâmetro médio da casca

L = espaçamento interno entre as almas de duas cavernas adjacentes

ν = coeficiente de Poisson

Em função da geometria do vaso e das cargas aplicadas, pode-se definir três formas possíveis de falhas em um vaso sob pressão externa:

- . instabilidade global
- . instabilidade entre cavernas
- . falha por escoamento

A primeira forma de colapso é a INSTABILIDADE GLOBAL da estrutura, que ocorre para um baixo nível de tensões e que se caracteriza pela flambagem do corpo cilíndrico e das cavernas como um todo. Esse tipo de falha depende, basicamente, do espaçamento entre as anteparas resistentes ou gigantes e pode ocorrer se a distância entre eles for muito grande, ou, ainda, se os módulos de resistência das cavernas intermediárias forem muito baixos.

A figura 2.1.1., a seguir, mostra esse tipo de falha.

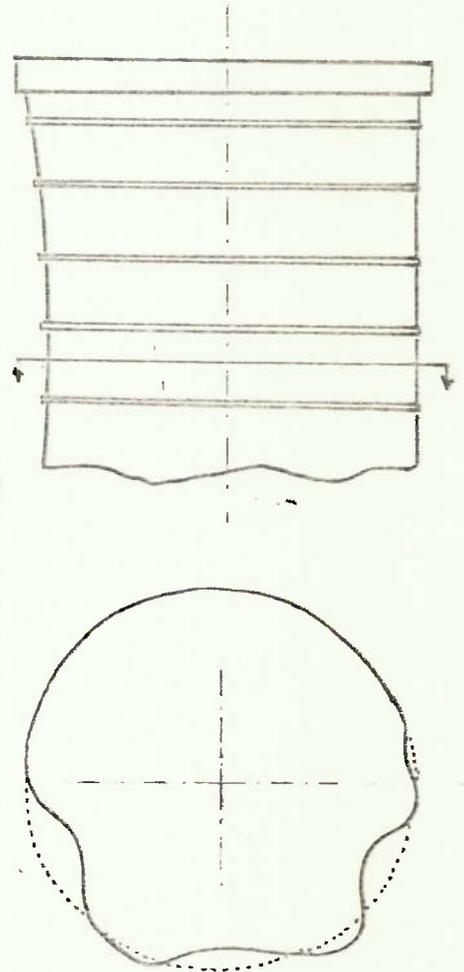
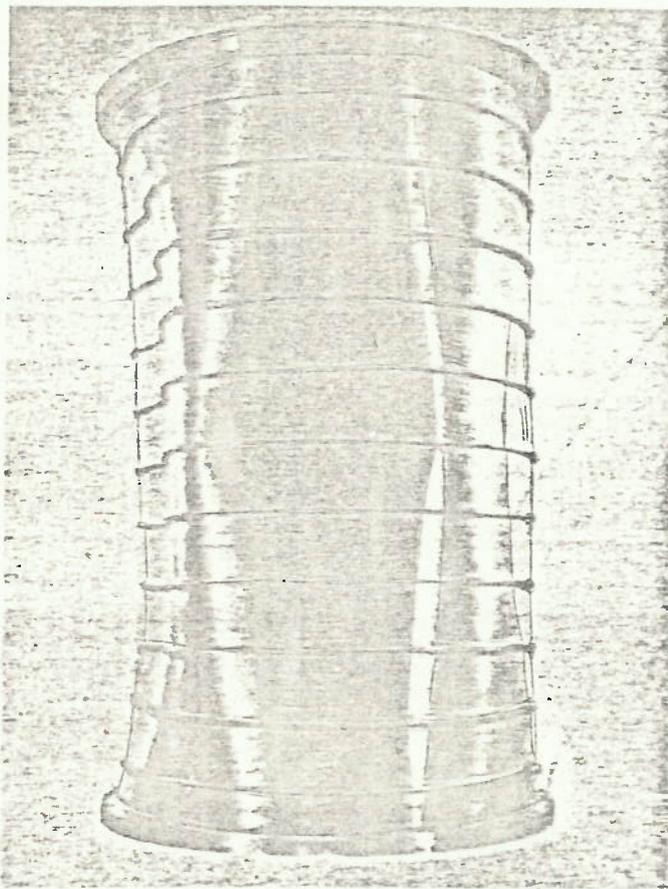


FIGURA 2.1.1 - INSTABILIDADE GLOBAL DE UM CILINDRO REFORÇADO [3]

Outra forma de colapso é a INSTABILIDADE ENTRE CAVERNAS, ou INSTABILIDADE LOCAL, que ocorre para um nível de tensões maior que no caso anterior e que se caracteriza pelo aparecimento de lóbulos ou depressões na periferia do cilindro, ficando, sempre, limitada à região entre cavernas.

A figura 2.1.2, a seguir, mostra essa falha.

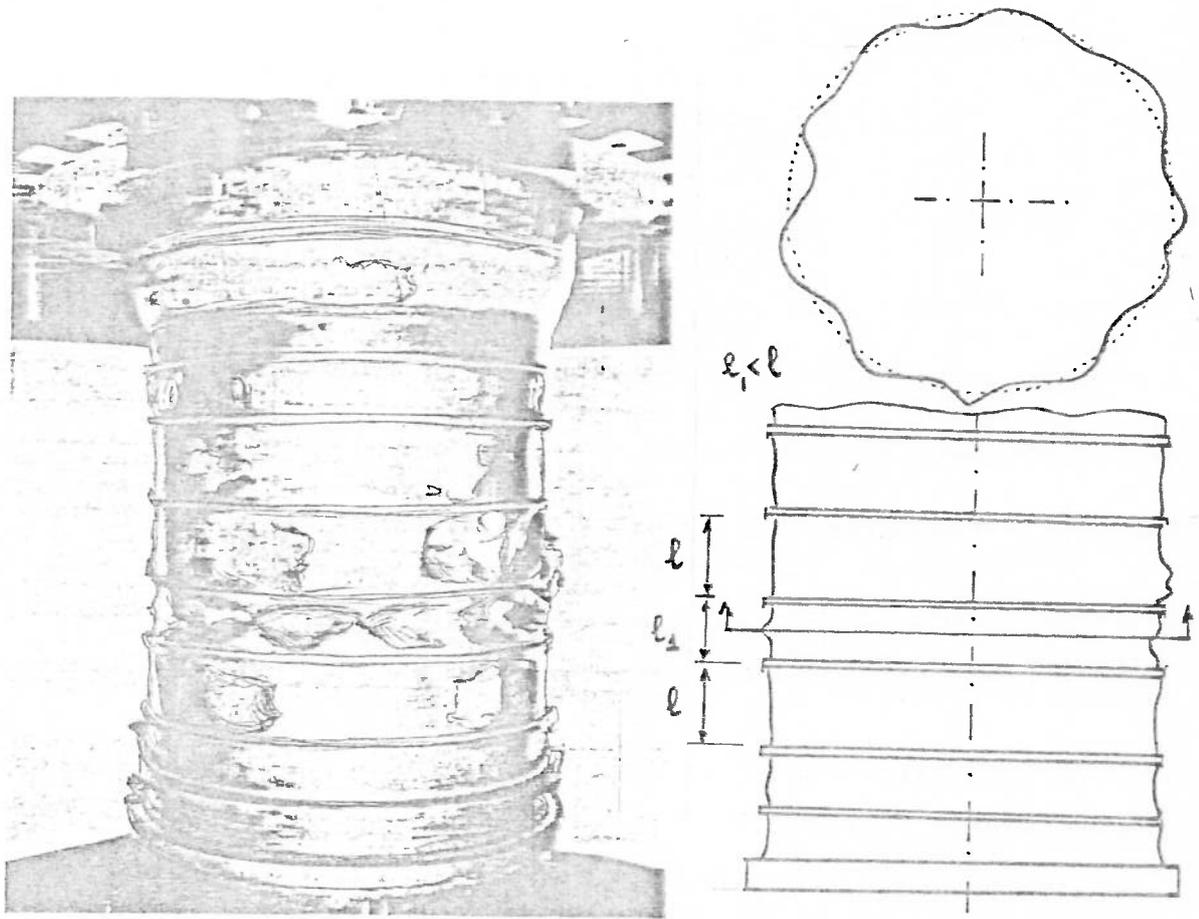


FIGURA 2.1.2 - INSTABILIDADE LOCAL (ENTRE CAVERNAS) DE UM CILINDRO REFORÇADO [3]

A terceira forma de colapso é a que ocorre normalmente para o nível de tensões mais alto, superior à tensão de escoamento do material, e se caracteriza por uma deformação axi-simétrica entre cavernas, sendo designada como FALHA ESCOAMENTO.

A figura 2.1.3 a seguir, mostra como esta falha ocorre.

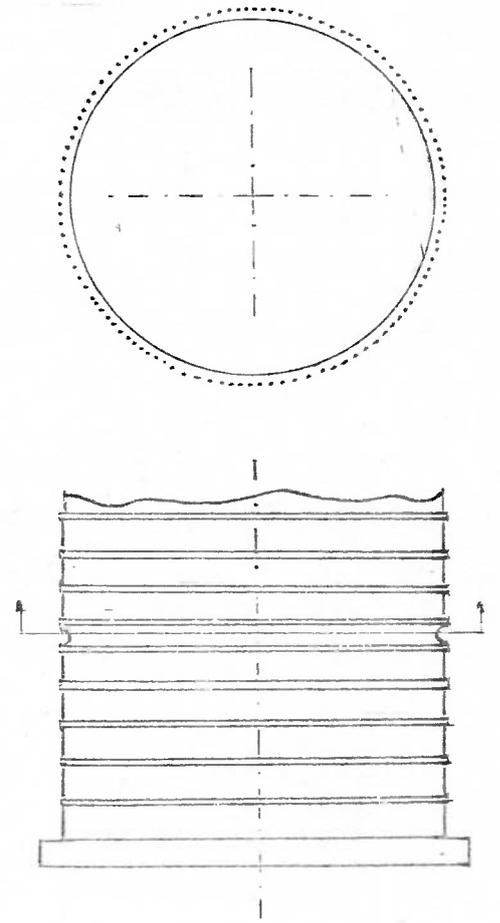
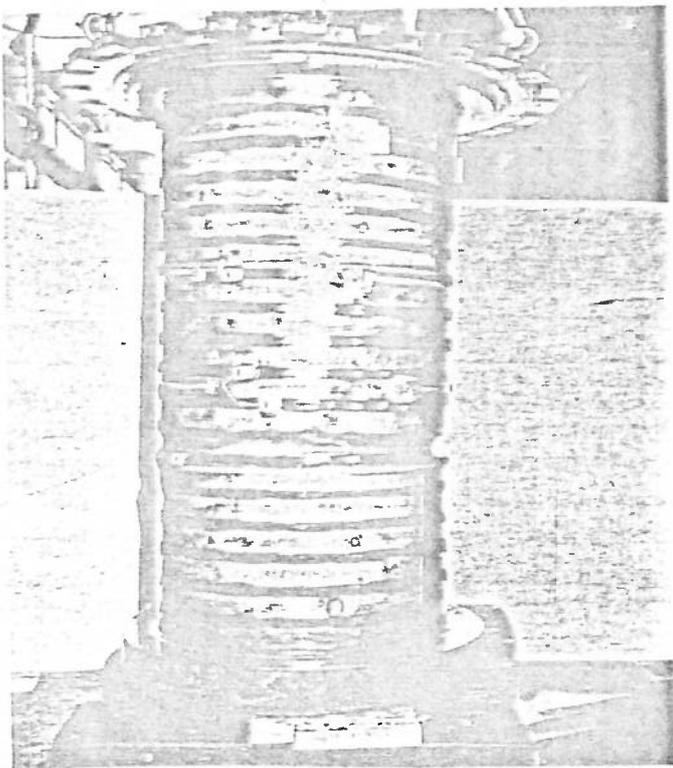


FIGURA 2.1.3 - FALHA POR ESCOAMENTO EM UM CILINDRO REFORÇADO [3]

A flambagem ou escoamento de um cilindro reforçado, sob ação de uma pressão externa, pode ser assimilado ao comportamento de uma barra sob a ação de uma carga de compressão axial [3].

Estabelecendo a analogia para um cilindro reforçado [3], chega-se a:

$$\lambda = \left[\frac{L/D}{(t/D)^{5/2}} \cdot \frac{\sigma_y}{E} \right]^{1/2}, \text{ onde}$$

λ = índice de esbeltez do cilindro

L = comprimento do chapeamento não reforçado entre cavernas

D = diâmetro médio do cilindro

t = espessura do cilindro

σ_y = tensão de escoamento do material do cilindro

E = módulo de Young

Conforme mostrado na Figura 2.1.4, a seguir:

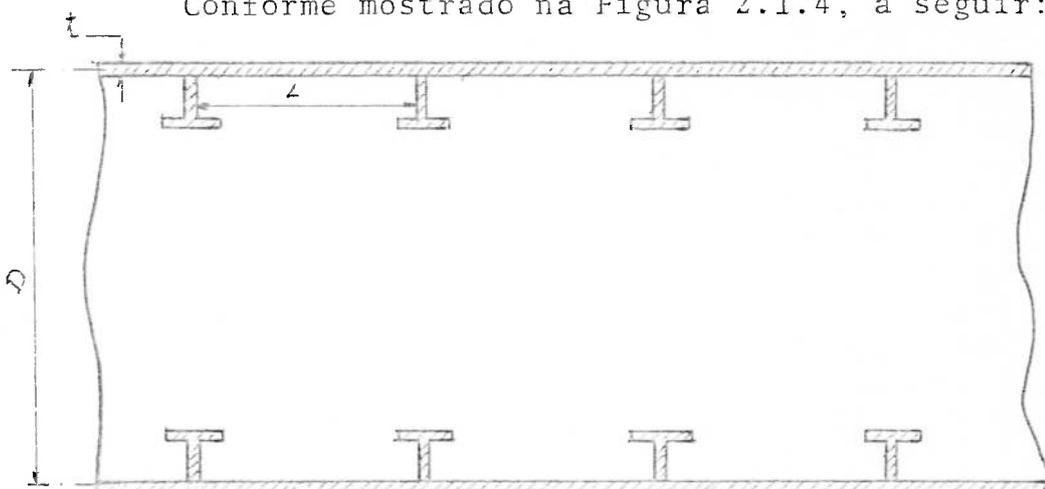


FIGURA 2.1.4 - DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS L , D e t PARA UM CILINDRO REFORÇADO

A razão entre a pressão externa, que causa o colapso (P_c), e a pressão externa, que causa o escoamento (P_y), varia em função do índice de esbeltez do cilindro, como mostrado na Figura 2.1.5 a seguir:

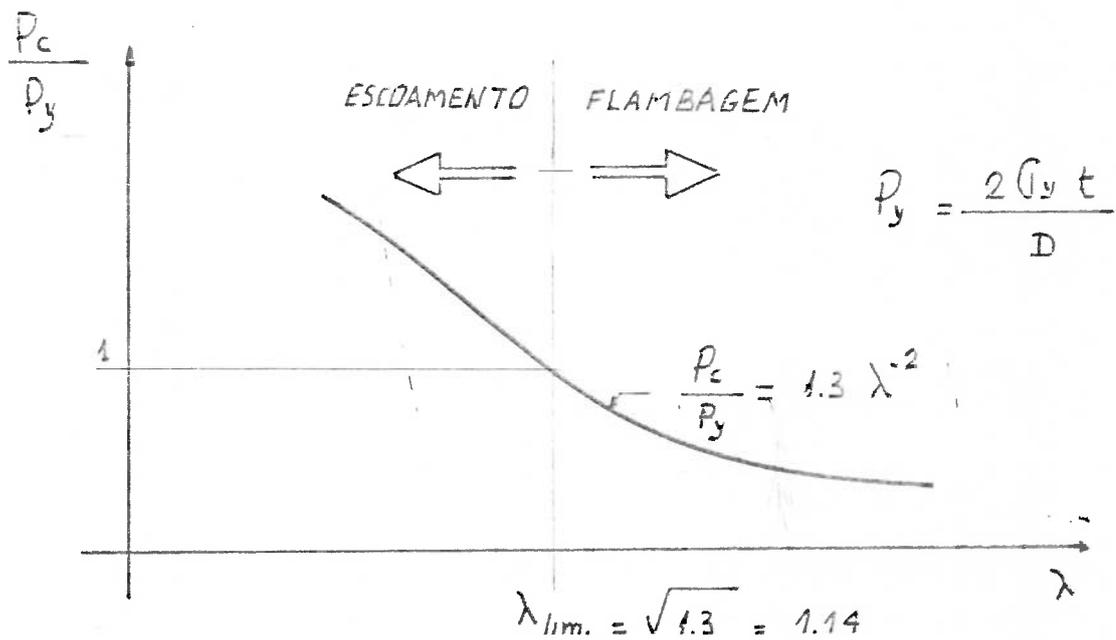


FIGURA 2.1.5 - VARIAÇÃO DE P_c/P_y COM λ E DEFINIÇÃO DE λ_{LIM} [3]

Observando a expressão de λ e o gráfico, constata-se facilmente que, para grandes valores de L , ou para pequenos valores de t , obtêm-se altos valores de λ e, portanto, cria-se condições para a instabilidade do cilindro.

Se, por outro lado, o espaçamento entre cavernas for pequeno ou se a espessura do casco for suficientemente espessa, o cilindro deverá falhar por escoamento.

Esses mecanismos de colapso da estrutura de um cilindro reforçado foram caracterizados para o caso de um cilindro perfeito. Nas estruturas reais, entretanto, observam-se excêntricidades que tenderão a permitir a ocorrência de instabilidade em maior escala. Da mesma forma, qualquer abertura feita no casco contribui para um aumento da instabilidade.

Analisando um cilindro reforçado quanto à possibilidade de ocorrência de um dos três tipos de falhas citados, conclui-se que a instabilidade global está associada com o colapso do corpo como um todo e o termo L é dado pelo espaçamento entre anteparas ou entre gigantes.

Neste caso, se tivermos um casco fino (t/D pequeno) e com grande espaçamento entre anteparas (L/D alto), poderá ocorrer instabilidade global.

Se forem instaladas neste casco cavernas não suficientemente rígidas, ainda poderá haver falha por instabilidade global.

Aumentando-se convenientemente o módulo da resistência das cavernas intermediárias, para um valor constante de L entre anteparas, atingir-se-á um ponto em que a instabilidade global não mais ocorrerá e a falha deverá se dar por instabilidade localizada, entre as cavernas.

Sendo assim, constata-se que a instabilidade global ou local se diferencia apenas no termo L , que, no primeiro ca

so, é dado pelo espaçamento entre anteparas ou gigantes, enquanto que, no segundo caso é dado pelo espaçamento entre cavernas.

Se a partir do instante em que ocorre a instabilidade localizada for aumentada convenientemente a espessura do casco e se forem utilizadas cavernas mais rígidas ainda, o colapso só poderá ocorrer por escoamento axi-simétrico, entre cavernas.

Isso posto, pode-se resumir os aspectos básicos a serem considerados no projeto de um cilindro reforçado a ser submetido a uma pressão externa, da seguinte forma:

- as anteparas e gigantes devem estar suficientemente próximas, bem como as cavernas devem ser suficientemente rígidas, de modo a não ocorrer a instabilidade global da estrutura;

- o espaçamento entre cavernas e a espessura do casco devem ser tais que se obtenha um valor de λ menor do que λ_{lim} , tal que a falha só seja possível por escoamento e, portanto, para um nível de tensões maior.

TOKUGAWA [18] determinou uma expressão para o cálculo da instabilidade de cilindros reforçados, baseado na premissa de que, se um dos anéis de reforço for instável, será incapaz de manter a circularidade do casco e, portanto, incapaz de atuar como reforço. Embora incorreta, como observou ROSS [19], por não levar em conta o número de anéis de reforço, a expressão de TOKUGAWA foi utilizada por mais de vinte anos,

até que SALERNO e LEVIS [20] detetaram o problema e melhoraram a solução.

HENDRICK [21], NASH [22] e ROSS [19], a seu tempo, chegaram a soluções mais precisas ainda.

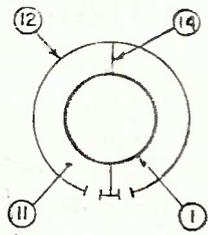
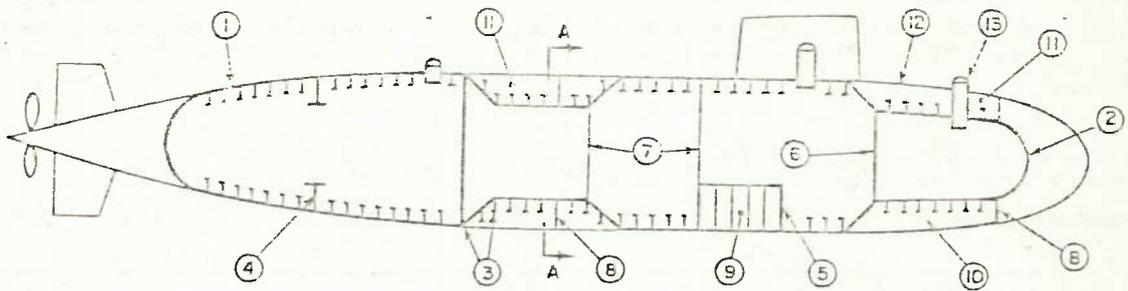
A deformação axi-simétrica que caracteriza a falha por escoamento foi obtida, analiticamente, pela primeira vez, por VON SANDEN e GUNTHER [23] e será utilizada, adiante, na avaliação das tensões na estrutura de um submarino.

Refinamentos dos estudos de VON SANDEN foram feitos a seguir por VITERBO [24], SALERNO e PULOS [25] e WILSON [26].

O casco de um submarino, particularmente, é projetado para resistir a uma determinada pressão hidrostática externa, correspondente a uma cota de operação máxima.

Como pode ser observado na figura 2.1.6, a seguir, o submarino é basicamente uma estrutura composta de cascas cilíndricas e cônicas, reforçadas por cavernas e anteparas, fechada nas extremidades por calotas, que imerge ou emerge em função da admissão ou expulsão de água do mar em tanques de lastro, tanques esses que podem ser externos (submarinos mais antigos) ou internos ao casco resistente (submarinos mais modernos).

Uma estrutura semelhante, na região da escotilha, será utilizada, posteriormente, como modelo de análise pelo Método dos Elementos Finitos.



SEÇÃO A-A

- | | |
|--------------------------------|--------------------------------|
| 1. casco resistente e cavernas | 8. antepara de tanque de asa |
| 2. calota de proa | 9. tanque de lastro interno |
| 3. interseção cone-cilindro | 10. tanque de lastro externo |
| 4. anel gigante | 11. tanque de lastro principal |
| 5. antepara estanque | 12. casco não resistente |
| 6. antepara de segurança | 13. escotilha |
| 7. antepara de subdivisão | 14. tanque lateral |

FIGURA 2.1.6 - ESTRUTURA TÍPICA DE UM SUBMARINO |3|

2.2 - TENSÕES EM ABERTURAS EM PLACAS PLANAS

A concentração de tensões que é acarretada por uma descontinuidade qualquer em uma placa plana é definida por um fator que é igual a razão entre a tensão máxima no local e a tensão aplicada [27]. Assim, a tensão máxima na extremidade de um furo de diâmetro desprezível no centro de uma placa plana sob tensão uniaxial seria dada por:

$$\sigma_{\max} = k \sigma_n$$

onde k é o fator de concentração de tensões e o valor de σ_n seria dada pela razão carga/área, admitindo que o furo não existisse. Se o diâmetro do furo for aumentado, entretanto, a área resistente diminuirá e, conseqüentemente, a tensão nominal crescerá e, com ela, a tensão máxima.

Este raciocínio simples permite estabelecer, de início, que um aumento no diâmetro de um furo em uma placa plana, ou mesmo em outro tipo de estrutura, como, por exemplo, um cilindro reforçado, deve representar um aumento na tensão obtida na extremidade desse furo.

No caso de uma placa plana de comprimento infinito e de largura finita, com um furo central, [27], como mostrado na Figura 2.2.1, obtem-se, através da teoria da elasticidade [13], um valor de concentração de tensões igual a 3 (três), nos pontos

A e B (tração) e igual a $1(\text{um})$, nos pontos C e D, que, no caso, estarão sob compressão.

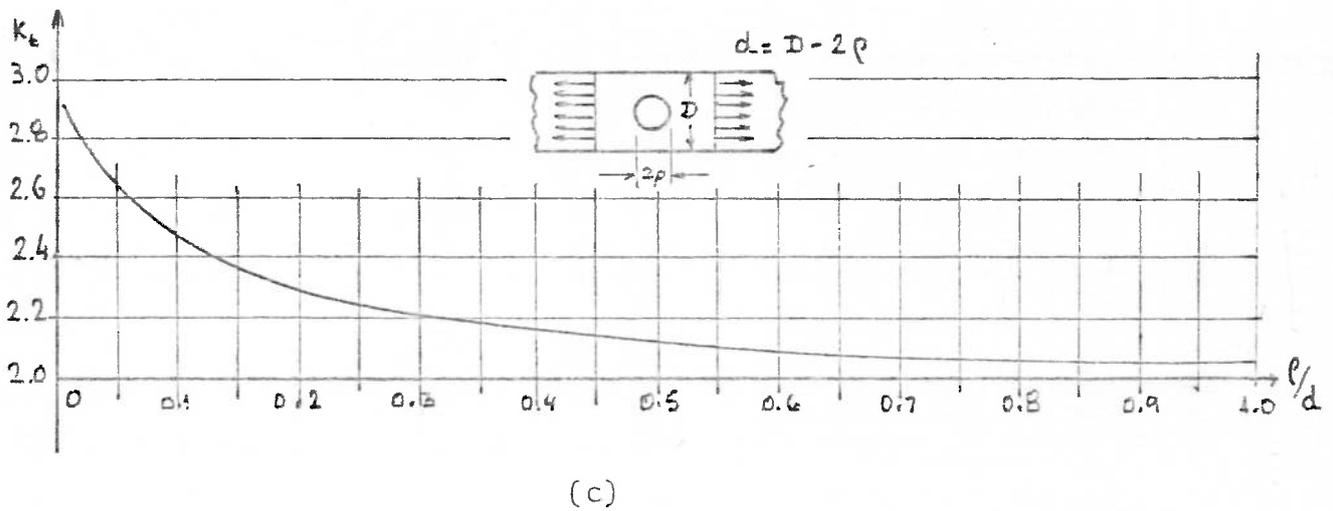
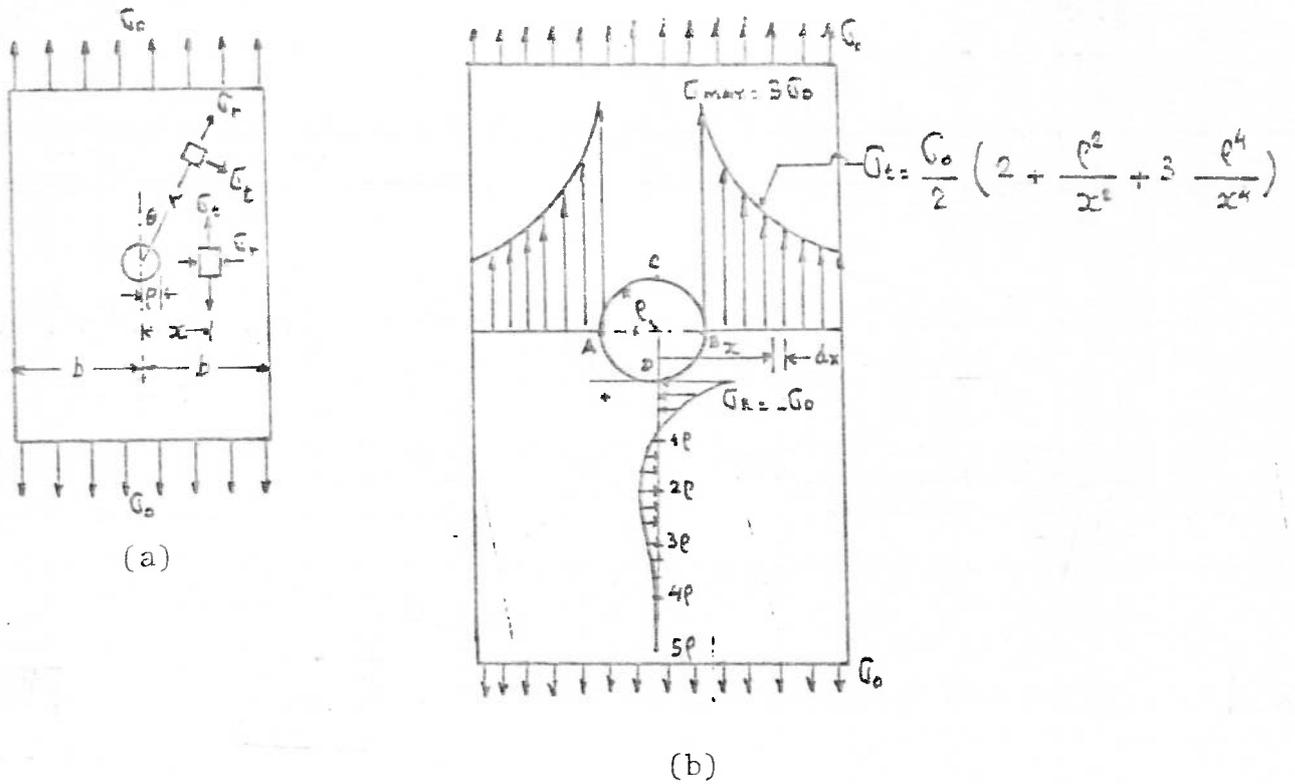


FIGURA 2.2.1- CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES NA REGIÃO DE ABERTURAS EM PLACA PLANA SOB TRAÇÃO UNIAXIAL: (a) modelo; (b) curvas teóricas; (c) curva obtida por ensaios foto-elásticos - [27].

Embora a teoria exata tenha sido desenvolvida para um furo de pequeno diâmetro em placa infinita, o efeito de concentração de tensões devido ao furo é rapidamente atenuado. Para fins práticos, a expressão pode ser utilizada para larguras de placa até cinco vezes o diâmetro do furo [12].

Se tomarmos a mesma placa, sob tensões iguais e de mesmo sinal em duas direções perpendiculares [27], pode-se obter a concentração de tensões nas extremidades do furo, através do princípio da superposição. Por exemplo, com base na Figura 2.2.2, a tração σ_0 na direção y, agindo isoladamente, produz nos pontos A e B uma tensão de tração igual a $3 \sigma_0$ e nos pontos C e D uma tensão de compressão igual a σ_0 ; da mesma forma, a tensão σ_0 na direção x, agindo isoladamente, produz uma tensão de compressão em A e B igual a σ_0 e uma tensão de tração, em C e D, igual a $3 \sigma_0$. Pelo princípio da superposição, portanto, a tensão em qualquer dos pontos A, B, C ou D será dada por

$$\sigma_{\max} = 3 \sigma_0 - \sigma_0 = 2 \sigma_0 \text{ (tração)}$$

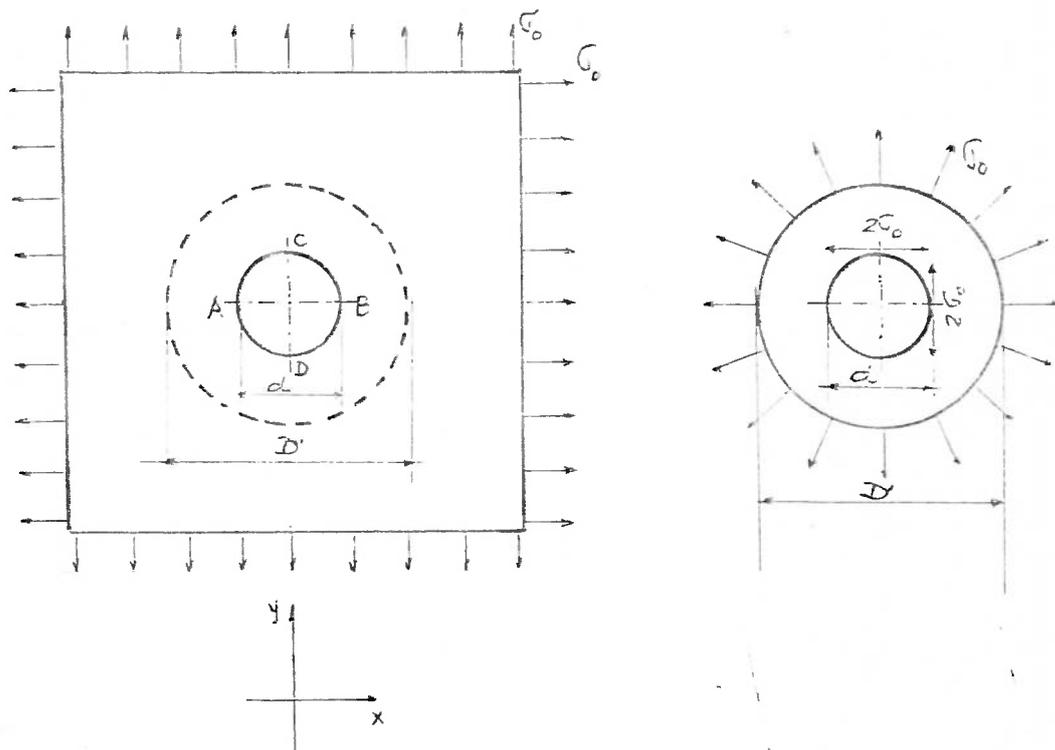


FIGURA 2.2.2 - CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES EM UMA PLACA PLANA COM FURO CIRCULAR, SOB TENSÕES IGUAIS EM DUAS DIREÇÕES PERPENDICULARES [27]

Se tomarmos um disco de diâmetro D ao redor da abertura, tal que D seja muito maior do que o diâmetro do furo d , a tensão radial ao longo da circunferência do disco será pouco afetada pela abertura e terá um valor constante igual a $2 \sigma_0$, como mostrado na Figura 2.2.2 [27]. Isto foi constatado, experimentalmente, por TAYLOR e WATERS [28], como mostrado na Fig. 2.2.5.

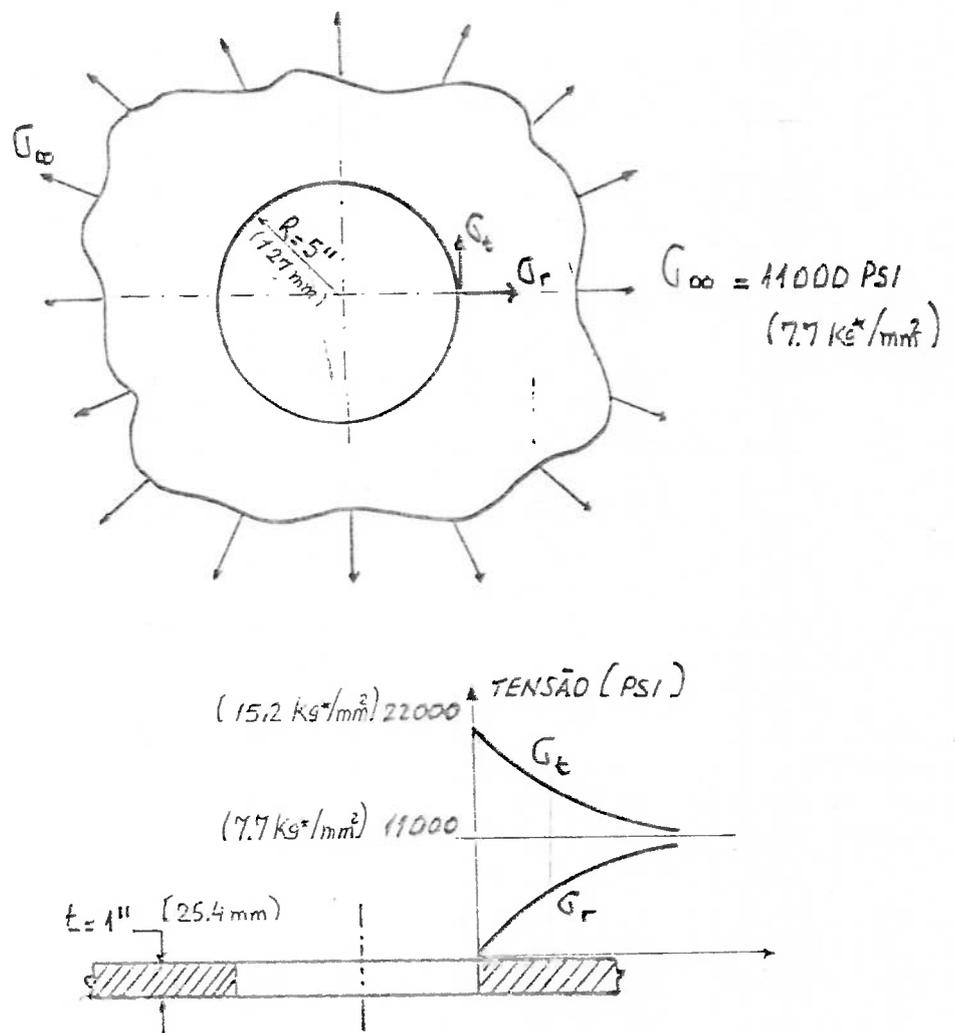


FIGURA 2.2.3 - TENSÕES AO REDOR DE FURO CIRCULAR EM PLACA PLANA SOB AÇÃO DE TRAÇÃO RADIAL - TAYLOR e WATERS [28]

WATERS [29] observou que o fator de concentração de tensões passa para 2.5 no caso de um cilindro sob carga bi-dimensional, com abertura de diâmetro desprezível em relação ao diâmetro do cilindro e que este fator aumenta à medida que o diâmetro da abertura vai crescendo em relação ao diâmetro do cilindro.

MERSON [38] acrescenta que este fator 2.5 se refere à tensão circunferencial na superfície interna, na extremidade da abertura circular, no plano longitudinal de simetria do cilindro.

No caso de as tensões perpendiculares terem valores ou sinais diferentes, a tensão no ponto A seria calculada como mostrado na Figura 2.2.4. (Princípio da Superposição).

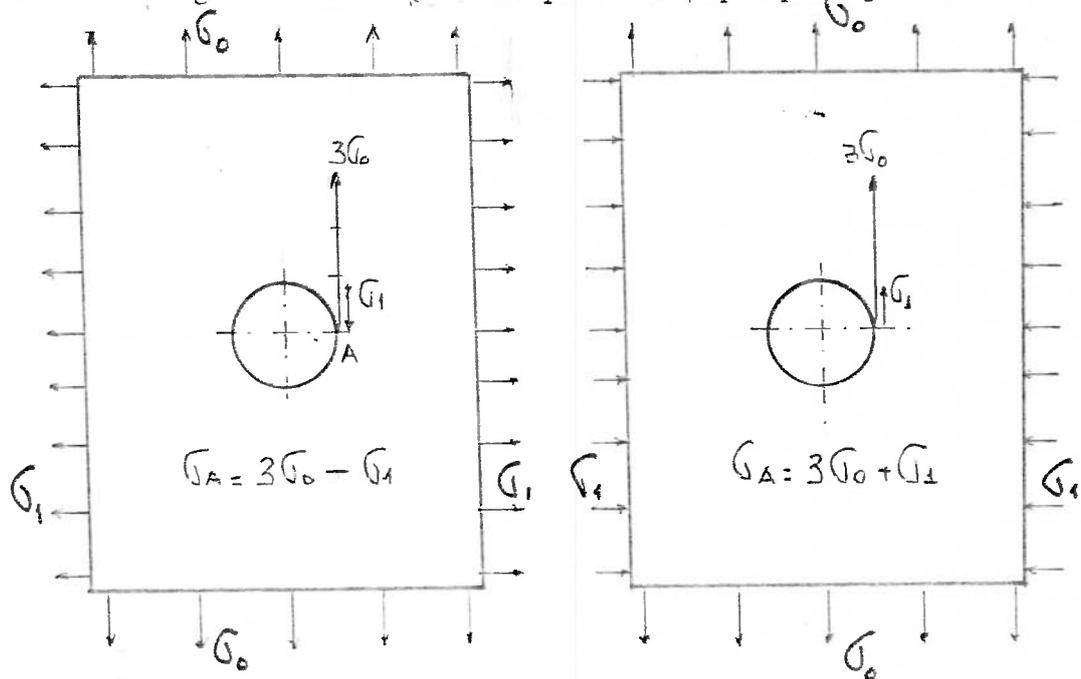


FIGURA 2.2.4 - CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES EM PLACA PLANA COM FURO CIRCULAR ,
SOB TENSÕES PERPENDICULARES [27]

A concentração de tensões em um furo elítico em uma placa plana sob tração uniaxial foi obtida por INGLIS [27]. Se o semi-eixo maior da elipse for a e o semi-eixo menor for b e a tração σ_0 for perpendicular a a , a máxima tensão elástica ocorrerá na extremidade da abertura, junto ao eixo maior e será dada por $\sigma_1 = \sigma_0 \left(1 + \frac{2a}{b}\right)$ e, junto ao eixo menor, será dado por $\sigma_2 = -\sigma_0$.

Se a direção da tensão σ_0 for perpendicular a direção do eixo menor b , a máxima tensão elástica ocorrerá na extremidade de abertura, junto ao eixo menor e será dada por $\sigma_2 = \sigma_0 \left(1 + \frac{2b}{a}\right)$ e, junto ao eixo maior, por $\sigma_1 = -\sigma_0$.

Ver Figura 2.2.5, a seguir:

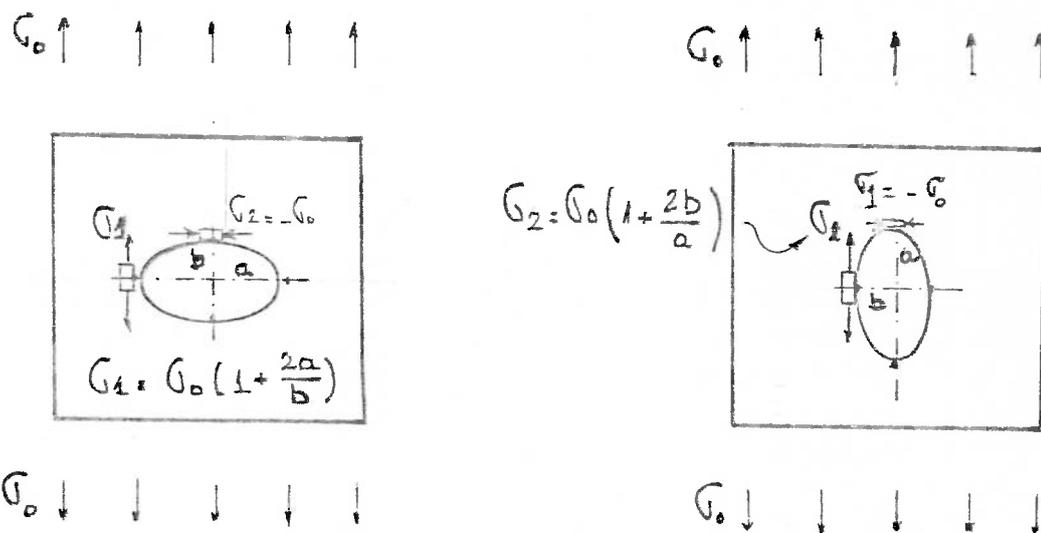


FIGURA 2.2.5 - TENSÕES NAS EXTREMIDADES DE FURO ELÍPTICO EM CHAPA PLANA [27]

Daí se pode extrapolar uma conclusão importante para o caso de aberturas elíticas em vasos de pressão cilíndricas. Admitindo que as dimensões do furo sejam muito menores que o diâmetro do cilindro, utilizando o princípio de superposição e lembrando que, em cilindros sob pressão, a tensão longitudinal é igual à metade da tensão circunferencial, pode-se estabelecer, de início, que a abertura elítica deve ter o seu eixo menor perpendicular à direção da tensão circunferencial, pois a concentração de tensões será menor.

Admitindo um furo elítico com eixo maior perpendicular à tensão circunferencial em um cilindro sob pressão interna, tal que a tensão circunferencial seja σ_0 e a longitudinal seja $\sigma_0/2$, a tensão na extremidade da abertura junto ao eixo maior será dada por [12]:

$$\sigma_1 = \sigma_0 \left(1 + 2\frac{a}{b}\right) - \frac{\sigma_0}{2} = \left(\frac{1}{2} + \frac{2a}{b}\right) \sigma_0 = K_t \sigma_0$$

onde K_t é o fator de concentração teórico e está mostrado no gráfico da Fig. 2.2.6, em função do parâmetro $\frac{a}{b}$ (eixo maior/eixo menor) [12].

Observa-se que o menor valor de K_t ocorre quando o furo elítico tem eixo maior igual a duas vezes o eixo menor ($K_t = 1.5$), inferior, portanto, ao fator que seria obtido no caso de furo circular ($K_t = 2.5$)

Observação: Harvey não apresenta a equação para furo elítico com eixo menor perpendicular à tensão circunferencial, em função de a/b .

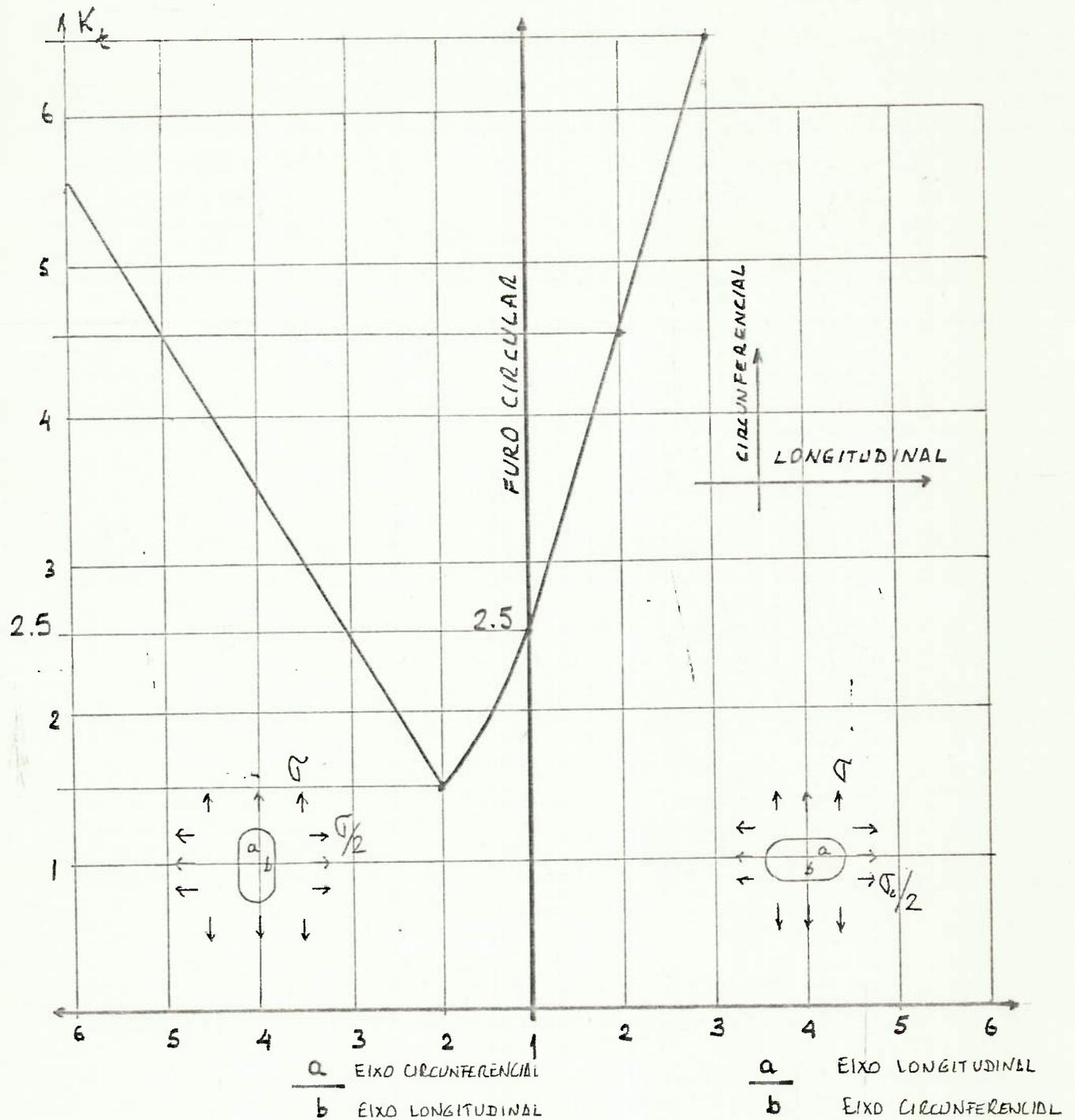


FIGURA 2.2.6 - FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES TEÓRICO PARA FURO ELÍPTICO EM VASO CILÍNDRICO SOB PRESSÃO INTERNA [12]

Esta mesma orientação pode ser estendida ao caso de bocais reforçados em vasos de pressão cilíndricos. A Figura 2.2.7, [34], a seguir, mostra os valores de K_t , para o caso de bocais elípticos e circulares. Observa-se que pode ser conseguido uma redução no valor de K_t de 2,06 para 0,77 pela simples seleção de um bocal elítico.

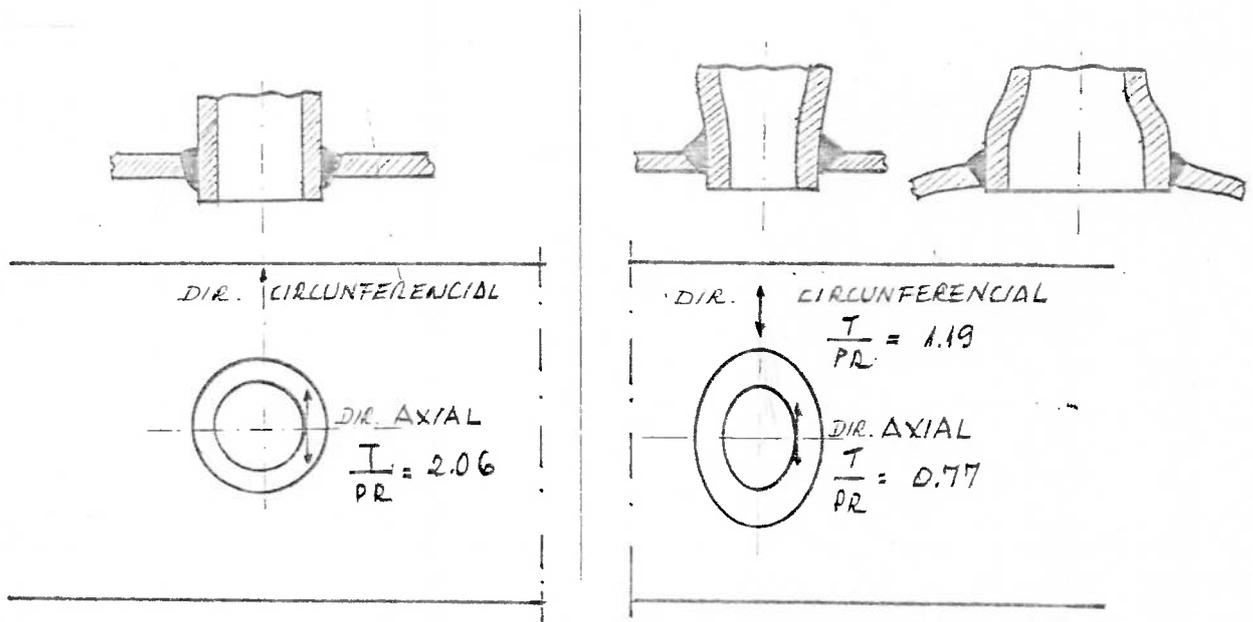


FIGURA 2.27 - COMPARAÇÃO ENTRE FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES PARA ABERTURAS ELÍPTICAS E CIRCULARES IGUALMENTE REFORÇADAS [34]

BESKIN [30] conduziu uma análise teórica de uma placa infinita, com um furo circular central, reforçado por um par de anéis ao redor da abertura em ambos os lados da placa, com ou sem bocal, como mostrado na Figura 2.2.8, a seguir:

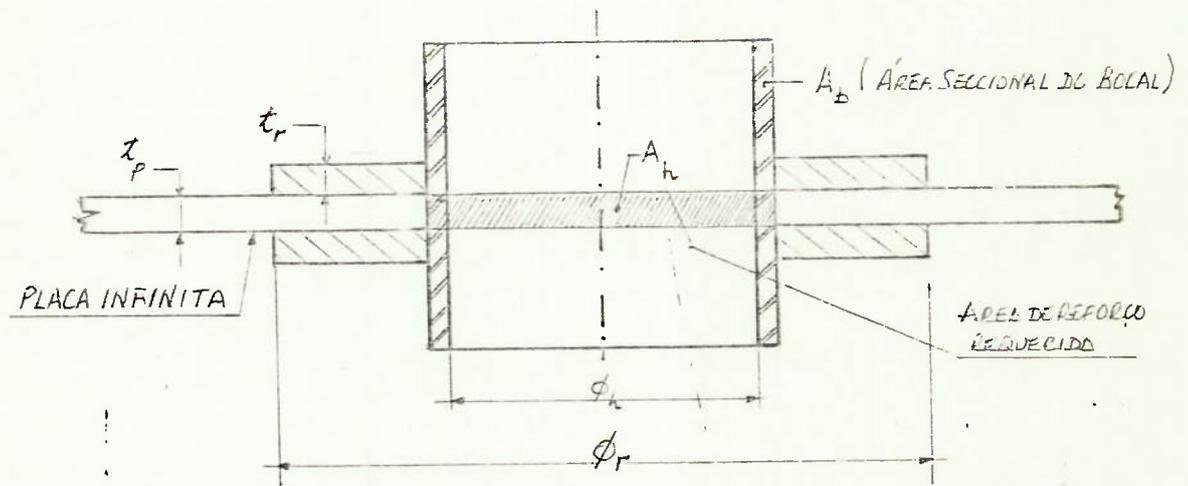


FIGURA 2.2.8 - MODELO ANALISADO POR BESKIN

BESKIN concluiu que é possível estabelecer várias configurações de dimensões dos anéis de reforço e do bocal, tal que o fator de concentração de tensões na extremidade da abertura seja unitário, no caso de uma pressão hidrostática aplicada. Dessas configurações, a que requereria a menor quantidade de material de reforço seria dada pela combinação:

$$\phi_r = 2\phi_h$$

$$t_p + 2t_r = 1,25 t_p$$

$$A_b = 75\% A_h$$

O trabalho de BESKIN contém uma série de tabelas de fatores de concentração de tensões para uma série de configurações, com ou sem bocal. Nestes, se observa que a utilização pura e simples de bocal, isto é, a concentração de todo o reforço no bocal, permitiria atingir um fator unitário, quando

$$A_{\text{reforço}} = \frac{1}{1-\nu} A_{\text{removida}}$$

sendo ν , o coeficiente de Poisson e que maiores áreas de reforço produziram fatores superiores à unidade, assinalando o risco de se reforçar exageradamente o bocal.

Nas suas conclusões, BESKIN estabeleceu que, em geral, o melhor reforço pode ser obtido com anéis de reforço dos dois lados da abertura, com área concentrada o mais próximo possível da extremidade de abertura e que, para uma área de reforço de 80% da área removida, pode-se obter um fator de concentração de tensões de 1.3 para uma carga hidrostática.

LEVY, McPHERSON e SMITH [31] analisaram, também, o efeito de aberturas circulares reforçadas em placas planas, destacando-se os resultados obtidos no caso de tração radial, para anéis de reforço pelos dois lados da abertura, com espessura igual a duas vezes a espessura da placa e raio externo igual a duas vezes o raio da abertura, com um espaldado na extremidade mais afastada, para simbolizar um filete de solda, como mostrado na Figura 2.2.9.

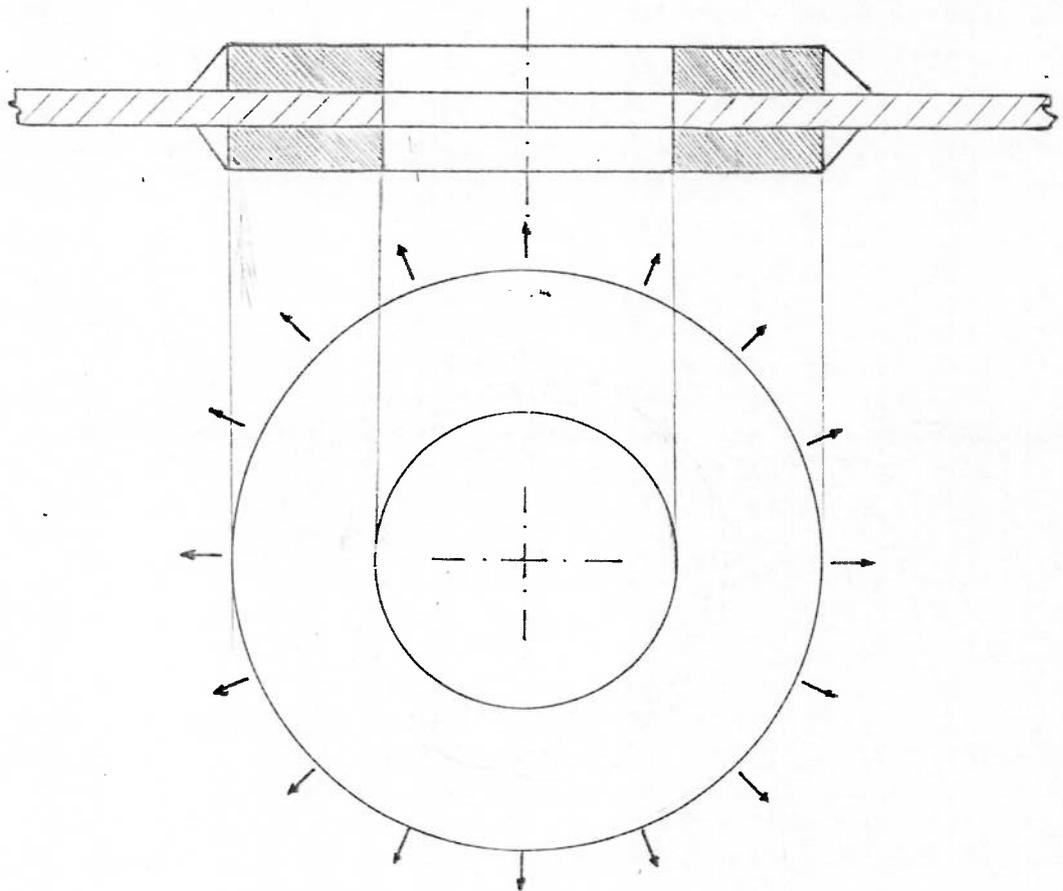


FIGURA 2.2.9 - MODELO ANALISADO POR LEVY, McPHERSON e SMITH [31]

Concluíram que, neste caso, o volume de material de reforço seria igual a 3 vezes o volume de material removido da abertura e que o fator de concentração de tensões seria igual a 1,35. Observaram, ainda, que este fator poderia ser reduzido para 1.2, no caso de tração uniaxial, se o volume de reforço fosse aumentado até atingir 4 vezes o volume de material removido mas que, nesse caso, a espessura do anel seria superior a nove vezes a espessura da placa, indicando que as hipóteses feitas de estado plano de tensões não mais seriam válidas.

Analisando a evolução teórica do problema "reforço de aberturas em vasos de pressão", WATERS [29] observou que o enfraquecimento decorrente de uma abertura não é necessariamente proporcional à quantidade de material removido e não pode ser compensado, apenas, pela adição de igual quantidade de material, ao redor da abertura, como estabelecem os Códigos. Sobre o trabalho de TATE [32], referente a reforços de aberturas em cilindros submetidos à pressão externa, WATERS destacou os resultados obtidos por aquele, no que dizia respeito à utilização da análise bi-dimensional de placa plana, para aberturas - com diâmetro inferior à quarta parte do diâmetro do cilindro e que o excesso de reforço poderia causar fatores de concentração de tensões tão severos quanto os decorrentes da ausência de reforço.

HOFF [33] desenvolveu uma análise teórica tri-dimensional definindo as diretrizes de projeto de aberturas reforça

das em cilindros, baseada em uma idéia bastante simples. Ele admitiu que as tensões na casca não seriam afetadas pela presença da abertura, se esta tivesse um anel de reforço sob a ação de um carregamento distribuído, equivalente ao campo de tensões existente na casca sem abertura, aplicado nas extremidades da abertura. As soluções obtidas por HOFF só foram considerados válidas [29] para grandes diâmetros de aberturas, em vasos de chapa fina, quando se constatava que os deslocamentos das extremidades da abertura eram suficientemente pequenos para permitir a adoção da hipótese de que o campo de tensões não seria perturbado pela presença da abertura.

2.3 - REFORÇO DE ABERTURAS CIRCULARES EM VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS, DE ACORDO COM CÓDIGOS DE PROJETO

Quando se faz uma abertura qualquer em um vaso de pressão, ocorre um efeito de concentração de tensões nas extremidades dessa abertura, reduzindo-se a carga de colapso da estrutura como um todo, obrigando a que sejam feitos reforços localizados.

O casco de um submarino, como o que será analisado, por exemplo, possui uma série de penetrações para passagem de cabos elétricos, canalizações, pessoal, eixos, tubos de torpedo e snorkel. Todas essas regiões possuem reforços especiais, obtidos, modernamente, através de cálculo racional. Há cerca de quinze anos atrás, entretanto, as únicas bases existentes para projeto eram os Códigos.

2.3.1 - Código da ASME [7]

Para qualquer tipo de vaso de pressão, o Código estabelece que as aberturas não requererão reforço, se o seu diâmetro for inferior a:

- a) 3" (76,2mm), para vaso de espessura de parede $< 3/8"$ (9,5mm)
- b) 2" (50,8mm), para vaso de espessura de parede $> 3/8"$ (9,5mm)

Isto significa que o efeito de concentração de tensões decorrente de aberturas de pequenos diâmetros, em vasos, é pequeno e que está contido dentro dos coeficientes de segurança de projeto.

Aberturas maiores devem ser reforçadas e as regras se aplicam nos seguintes casos:

- a) aberturas em vasos de diâmetro $< 60''$ (1524mm), desde que aquelas não excedam a metade do diâmetro do vaso, nem $20''$ (508mm);
- b) aberturas em vasos de diâmetro $> 60''$ (1524 mm), desde que aquelas não excedam a terça parte do diâmetro, nem $40''$ (1016mm)
- c) as exceções aos itens b) e c) devem ser tratadas especialmente.

Em linhas gerais, o Código estabelece que a área seccional do anel de reforço deve ser igual à área seccional de material removido, como mostrado esquematicamente na Fig. 2.3.1., a seguir:

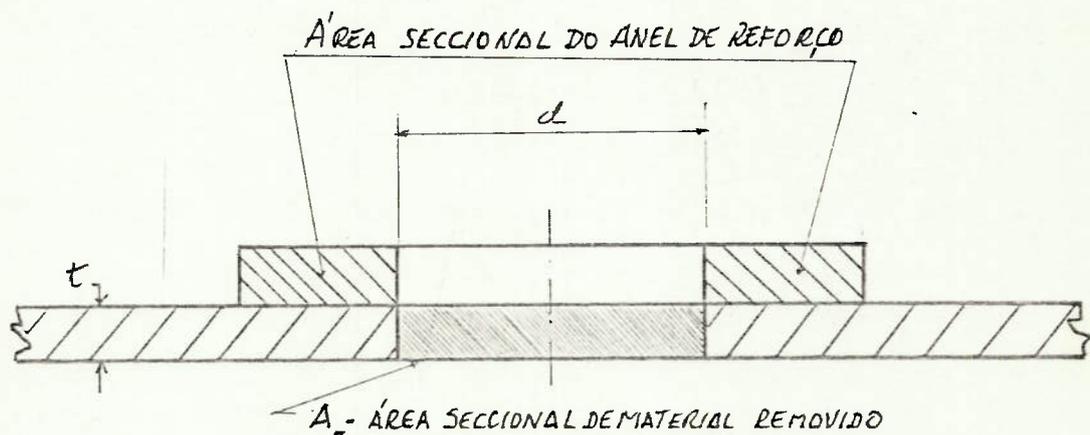


FIGURA 2.3.1 - CRITÉRIO BÁSICO DE REFORÇO DE ABERTURA EM VASO SOB PRESSÃO INTERNA - ASME

A área de reforço requerida seria dada, portanto, pela expressão:

$$A_R = d \times t, \quad \text{onde}$$

A_R = área de reforço requerida

d = diâmetro da abertura

t = espessura de projeto do casco

No caso de vasos submetidos à pressão externa, o Código estabelece que a área de reforço necessita ser, apenas, de 50% daquela área removida, isto é,

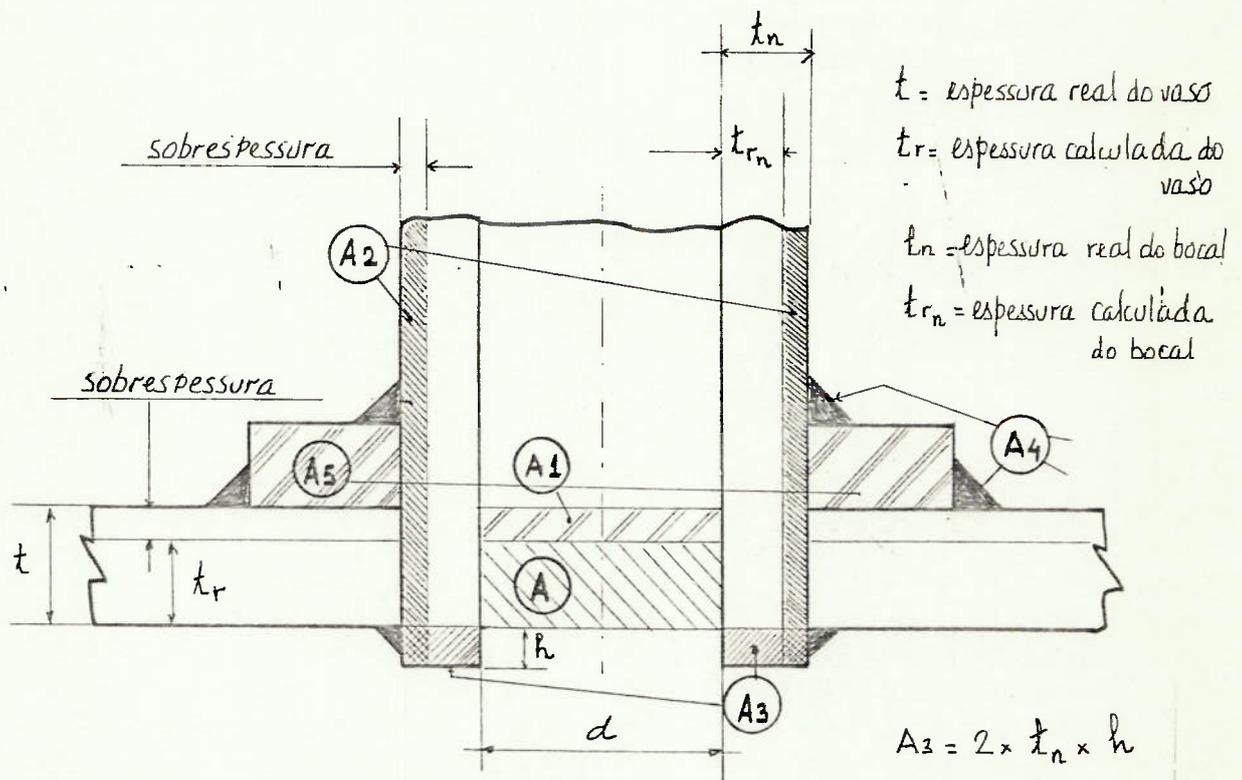
$$A_R = 0.5 d \times t$$

onde t , neste caso, é a espessura requerida para resistir à pressão externa. Assinale-se, entretanto, que esta espessura calculada é bem maior que no caso de vasos sob pressão interna (da ordem de duas vezes maior, pelo menos), devido aos critérios adicionais de flambagem, que têm que ser considerados.

Um outro aspecto é que as espessuras utilizadas no casco e no bocal ou escotilha soldados à abertura, são maiores que as calculadas e esses excessos de área devem ser considerados na análise (Ex: valor calculado=11,2mm; chapa disponível =12,7mm)

São definidas as seguintes áreas de seção, de acordo com a Figura 2.3.2.

- A - Área requerida para resistir à pressão interna
 A₁ - Área em excesso na parede do vaso
 A₂ - Área em excesso na parede do bocal ou escotilha
 A₃ - Área do bocal ou escotilha que penetra no vaso
 A₄ - Área do metal de solda depositado
 A₅ - Área do reforço



$$A_1 = (t - t_r)d \text{ ou } (t - t_r)(t_n + t) \times 2, \text{ o que for maior}$$

$$A_2 = (t_n - t_{rn}) 5t_n \text{ ou } (t_n - t_{rn}) 5t, \text{ o que for menor}$$

FIGURA 2.3.2 - DEFINIÇÃO DE ÁREAS PARA CÁLCULO DE REFORÇO - ASME

Se $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 > A$, não é necessário reforço adicional.

Se, entretanto $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 < A$, é necessário usar um anel de reforço de área transversal A_5 , tal que $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 > A$.

O Código estabelece, ainda, que a área da seção do anel de reforço deve estar entre os limites \underline{Y} e \underline{X} , mostrados na Figura 2.3.3, tal que

$X = d$ ou $R_n + t_n + t$, o que for maior

$Y = 2,5 t$ ou $2,5 t_n$, o que for menor

No caso de $X = d$, o raio externo do colar ficaria sendo igual a duas vezes o raio da abertura, acentuando a necessidade de concentrar o reforço próximo às extremidades dessa abertura.

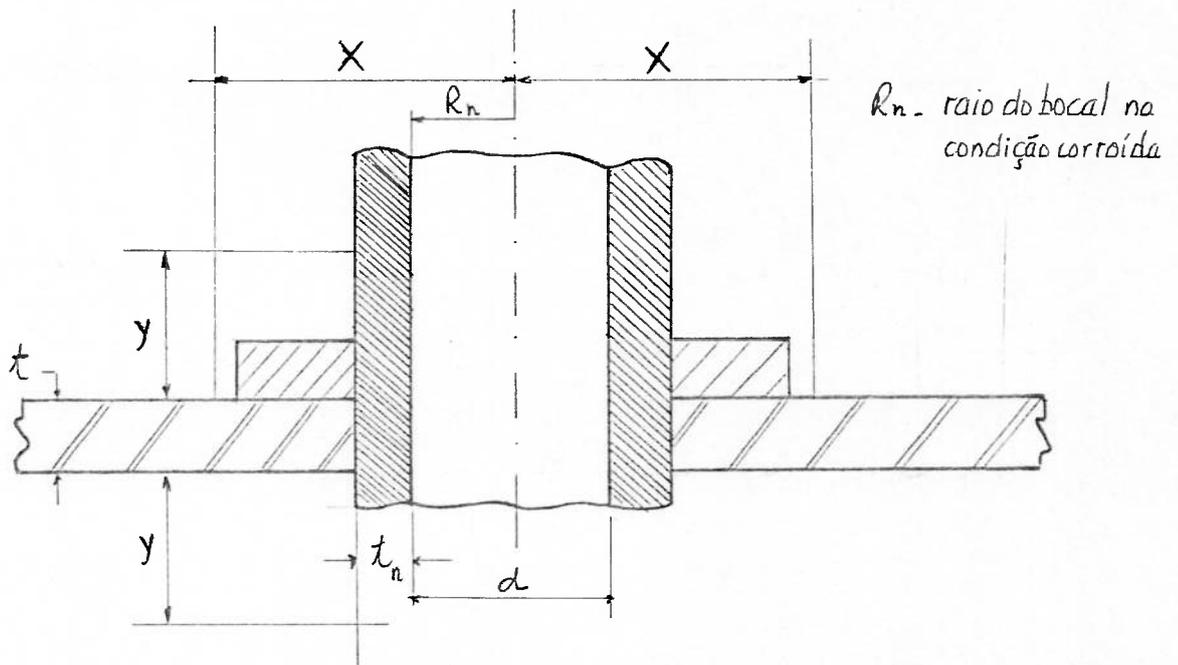


FIGURA 2.5.3 - LIMITES PARA O ANEL DE REFORÇO - ASME

Além disso, os requisitos da área de reforço devem ser atendidos em todos os planos normais do vaso, pelo centro da abertura e, considerando que a tensão circunferencial é o dobro da tensão longitudinal, o Código define um fator F , que varia desde 1 até 0.5, tal que a área necessária seja igual a $A = d \times t_r \times F$.

Ver Figura 2.3.4, a seguir:

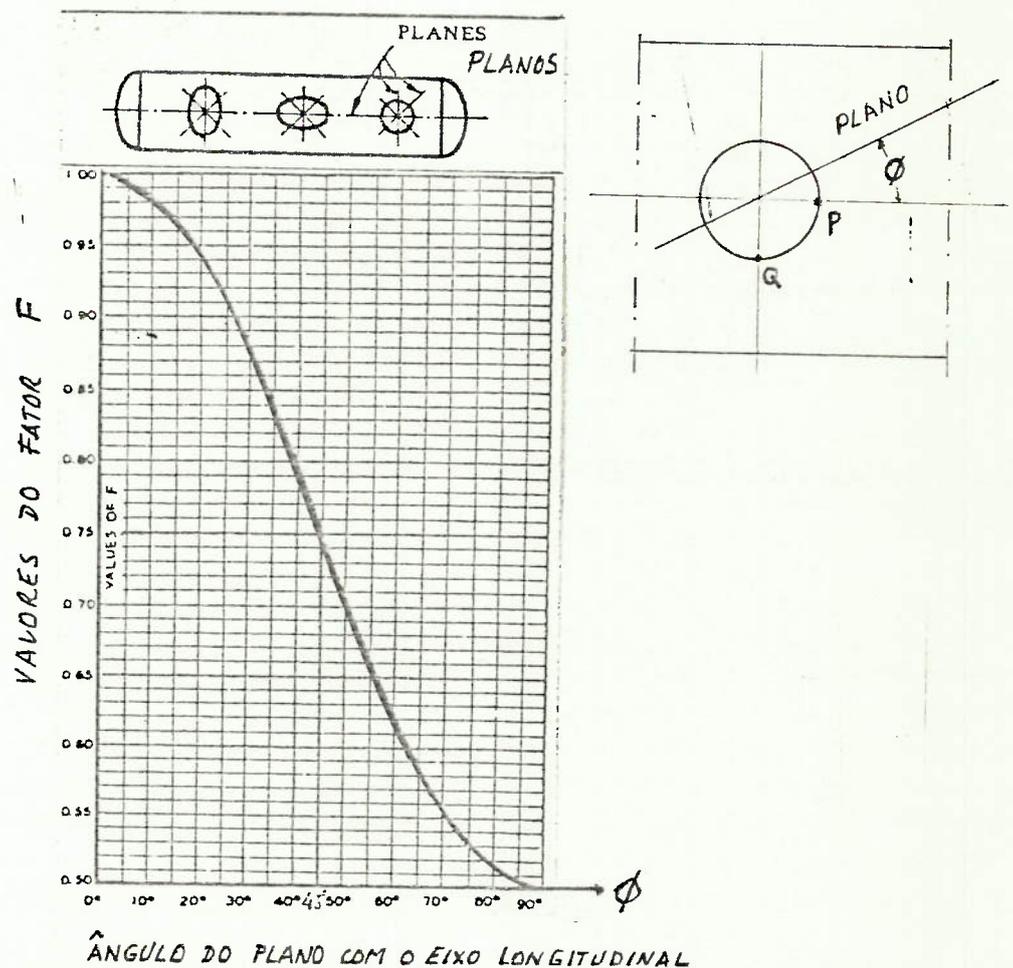


FIGURA 2.3.4 - ÁREA DE REFORÇO EM DIFERENTES PLANOS-ASME

Sendo assim, o anel de reforço pode ter espessura variável, desde um valor máximo, na geratriz que define o ponto P na Figura, até a metade deste valor, na geratriz que define o ponto Q na figura.

O Código apresenta, nos seus Apêndices, vários exemplos de cálculo de anéis de reforço.

2.2.2 - Regras do DNV |10|

As regras definem inicialmente as seguintes variáveis:

d_i = diâmetro interno da abertura

D_i = diâmetro interno do cilindro

T_t = espessura teórica (calculada) do cilindro para o caso de pressão externa ou interna

T_a = espessura real do cilindro

t_a = espessura real do bocal

É estabelecido que não é necessário reforço da abertura:

a) para diâmetro de aberturas inferiores à 150mm

$$\text{se } d_i \leq 0.3 \sqrt{(D_i + T_a) T_a}$$

b) para diâmetros de aberturas superiores a 150mm

$$\text{se } d_i \leq \frac{T_a - T}{T} \sqrt{(D_i + T_a) T_a}$$

A área de reforço é requerida um pouco maior do que no Código da ASME, por considerar, adicionalmente, a área de seção correspondente ao bocal, como mostrado na Fig. 2.3.5, a seguir:

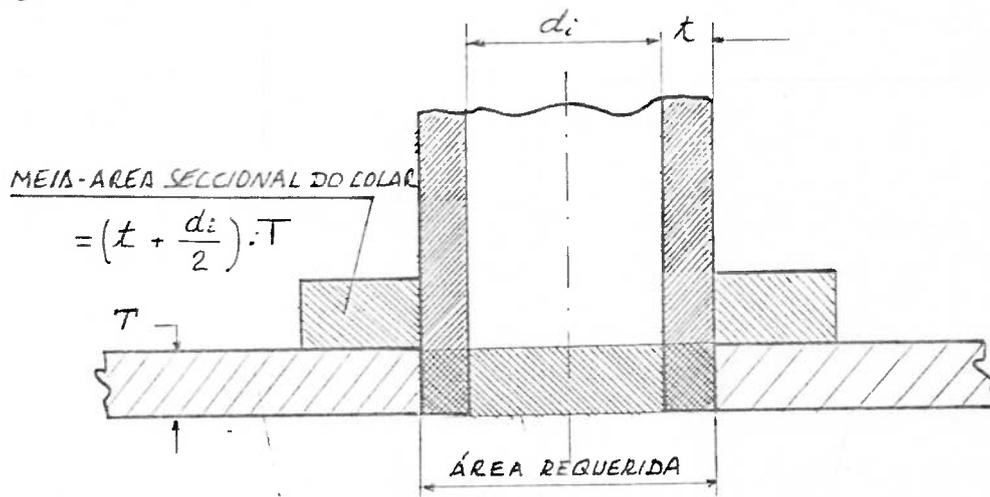


FIGURA 2.3.5 - ÁREA DE REFORÇO - DNV

Da mesma forma que o Código da ASME, as sobressessuras do vaso e do bocal são também consideradas como reforço, são que dentro de limites diferentes dados por:

a) para o vaso: $\sqrt{(D_i + T_a) T_a}$ mm

b) para o bocal: $0,8 \sqrt{(d_i + t_a) t_a}$ mm

Ver Figura 2.3.6. a seguir

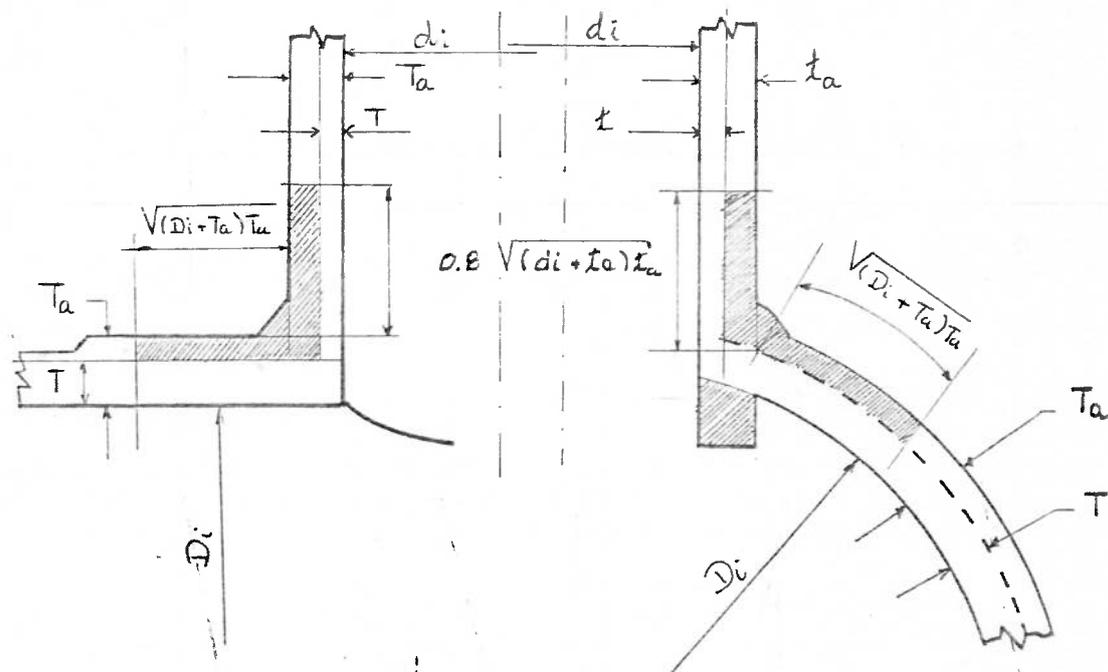


FIGURA 2.3.6 - LIMITES DE ÁREAS DE SOBRESPRESSURA DE VASO E BOCAL CONSIDERADAS COMO REFORÇO PELO DNV

Além disso, as Regras do DNV estabelecem uma área de reforço sempre igual a área removida, seja no caso de vaso sob pressão interna ou externa, o que equivale a utilizar um requisito duas vezes maior que o estipulado pelo Código da ASME, para vasos sob pressão externa.

Observa-se, ainda, que as Regras do DNV procuram concentrar a área de reforço, mais ou menos na mesma região próxima da abertura que o Código da ASME pois, tomando por exemplo, um diâmetro de cilindro $D_i = 6000$ mm, uma espessura de casco $T_a = 25$ mm, e um diâmetro de escotilha $d_i = 700$ mm, como é

comum encontrar em submarinos convencionais, o raio externo máximo do colar de reforço seria dado por:

$$\frac{d_i}{2} + \sqrt{(D_i + T_a)T_a} = \frac{700}{2} + \sqrt{(6000+25)25} = 738$$

que é, aproximadamente, igual a duas vezes o raio da abertura.

2.3.3 - OUTROS CÓDIGOS

BICKELL e RUIZ [14] observam que o método de substituição da área seccional removida por igual área de reforço, para aberturas isoladas, em vaso sob pressão interna, é prática comum na América e na Inglaterra mas que, na maioria dos países da Europa, usa-se um método mais racional, baseado em um limite máximo que o nível de tensão nas extremidades da abertura pode atingir, definindo-se um fator de enfraquecimento, v , para o vaso com a abertura, obtido através de medições em vasos deformados plasticamente dado por:

$$v = \frac{P_{0,2}}{P_F} \quad \text{onde,}$$

$P_{0,2}$ = pressão requerida para causar uma deformação permanente de 0,2% próximo da abertura

P_F - pressão requerida para causar o escoamento do vaso, sem abertura.

A tensão de projeto para o vaso com a abertura é tomada igual a $S \times v$ e a sua espessura, próximo da abertura, é, portanto, igual à espessura requerida para o vaso sem abertura, dividida por esse fator de enfraquecimento v . O AD-MERKBLÄTTER B9 [14] apresenta um gráfico para cálculo de v , para vários tipos de reforço, adotando o valor unitário, quando não se utilizar anel de reforço ao redor da abertura e se concentrar todo o reforço em um "protruding nozzle", isto é, um bocal passante. No caso, por exemplo, de um vaso com diâmetro de 60" (1524mm) e espessura de 2" (50,8mm) para uma abertura de diâmetro de 10" (254mm), seria requerido um bocal passante, com espessura de 1" (25,4mm) e comprimento de 3 1/2" (88,9mm), como mostrado na Figura 2.3.7.

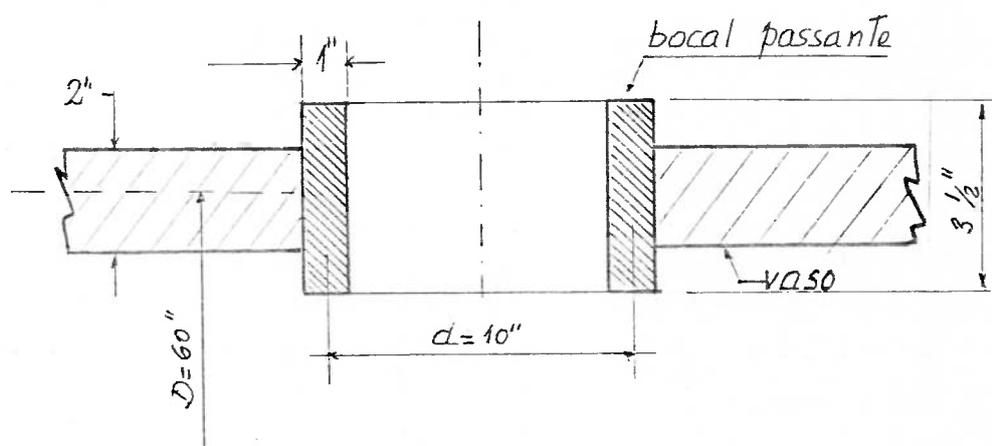


FIGURA 2.3.7 - REFORÇO REQUERIDO PARA UM BOCAL PASSANTE PELO MÉTODO AD-MERKBLÄTTER B9

Se fosse utilizado o método convencional de compensação de área, a espessura do bocal deveria ser de 1,47" (37,4mm) ou seja, quase 50% maior do que o necessário.

A concordância de resultados teóricos e experimentais no caso de aberturas em vasos, longe das extremidades, é muito boa, mas, tanto no próprio bocal ou escotilha, quanto próximo às extremidades da abertura, os resultados são discrepantes. A teoria define altas tensões, decorrentes do momento fletor na região da extremidade de abertura, que não são observadas nas várias experiências, devido, provavelmente, à substituição do vaso pela sua superfície média na junção |14|.

Um outro fator de divergência de resultados teóricos e experimentais é o efeito do raio de arredondamento nos cantos da união bocal-vaso. Normalmente, são utilizados raios de arredondamento da ordem de 1/3 da espessura do vaso, considerando que raios muito maiores produzem aumento no diâmetro efetivo da abertura, aumentando, portanto, a descontinuidade estrutural, embora os danos por eventual fadiga do vaso estejam sendo diminuídos.

BICKELL e RUIZ recomendam as seguintes práticas com relação a projeto de bocais reforçados:

- a) usar reforços balanceados, pelo lado externo e interno do vaso;
- b) concentrar o reforço próximo às extremidades da abertura;

- c) a utilização de raios de arredondamento muito grandes, para reduzir o efeito de canto vivo, não é essencial e pode produzir um efeito mais perigoso ainda;
- d) a utilização de anéis de reforço soldados sobrepostos, com diâmetro usuais na faixa de uma vez e meia a duas vezes e diâmetro da abertura é prática comum e barata, mas, devido ao baixo coeficiente de condutibilidade térmica entre o vaso e a chapa de reforço, são induzidas altas tensões térmicas na união. Além disso, os filetes de solda na união anel-vaso são locais preferenciais para iniciação de fraturas sob tensões cíclicas. Sendo assim, seriam preferíveis os reforços inseridos no casco, soldados a topo.

RUIZ e CHUKWUJEKWU [163] assinalam que o método clássico de projeto de bocais para vasos de pressão consiste no estabelecimento de um fator de concentração de tensões máximo, na interseção com o casco, dado por

$$\text{Fator de Concentração de Tensões} = \frac{\text{tensão máxima na casca}}{\text{tensão nominal na casca}}$$

Ensaaios de fadiga em cilindros sem reforços internos com abertura circular, mostraram que este fator deve ser da ordem de 2,25 (usado pelas "British Standards - BS") a 2,5 (usado pela "British Welding Research Association - BWRA"). O método do fator de enfraquecimento \underline{v} , utilizado na Alemanha e outros países da Europa, conduz a resultados bastante próximos desses.

2.4 - TENSÕES EM ABERTURAS CIRCULARES EM VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICAS OBTIDAS EXPERIMENTALMENTE

2.4.1 - Experiências de TAYLOR e WATERS |28|

TAYLOR e WATERS realizaram, em 1930, uma série de experiências, medindo, através de "strain gages", o nível de tensões ao redor de aberturas circulares em vasos de pressão cilíndricos fechados, submetidos à pressão interna. Para tanto, construíram 3 vasos comerciais e fizeram várias aberturas, reforçando algumas e, em outras, soldando vários tipos de bocais, como mostrado na Figura 2.4.1.

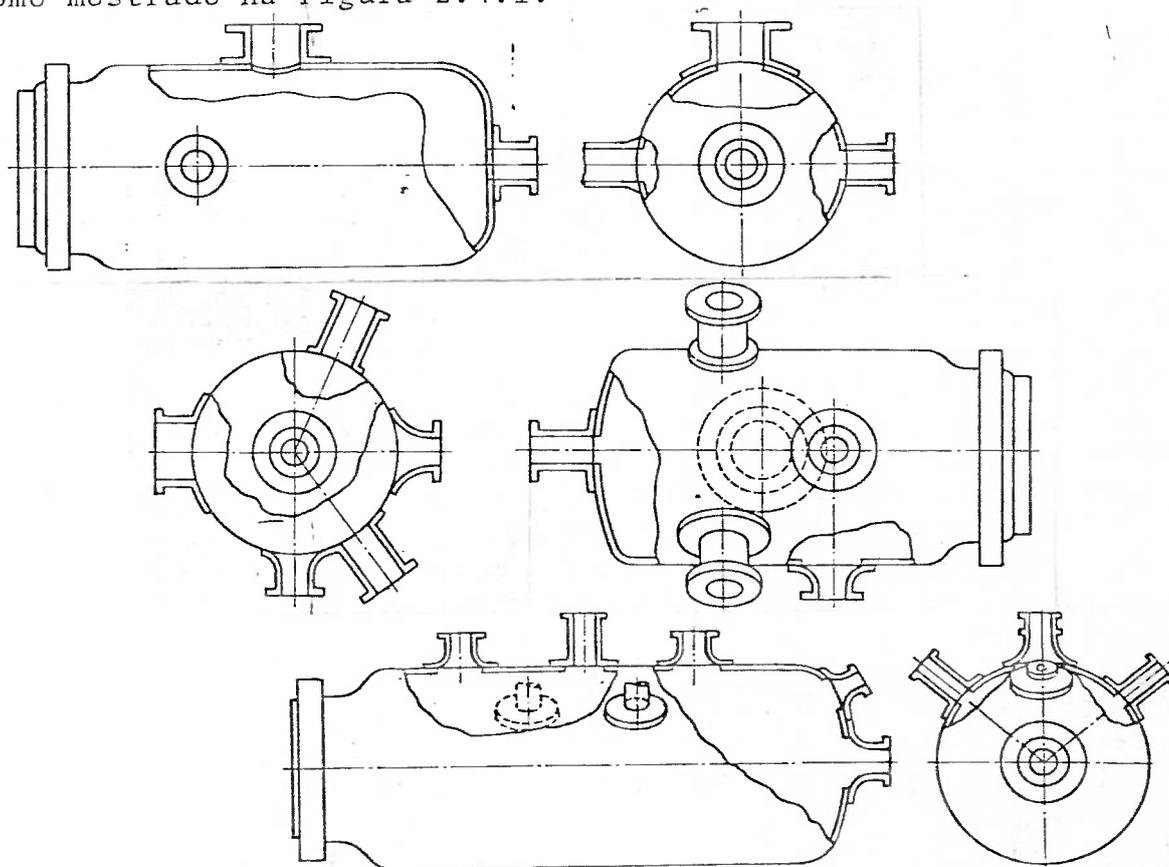


FIGURA 2.4.1 - VASOS DE PRESSÃO DE TAYLOR & WATERS |28|

Os Autores utilizaram espessuras de parede diferentes nos vasos (3/4", 1" e 1 1/4") e nas calotas de fechamento (7/8", 1 1/8" e 1 3/8"), além de fazerem aberturas com os mais variados diâmetros (6 1/2", 6 5/8", 7", 8", 8 1/2", 9", 10 1/2", 11" e 13"), soldando ou rebitando bocais de medidas e tipos diferentes.

Os ensaios foram divididos em três grupos:

- a) Tanques sem quaisquer aberturas;
- b) Medidas de tensões próximo a aberturas sem reforço;
- c) Medidas de tensões próximo a aberturas com reforço, com e sem bocais soldados.

Os "strain gages" foram posicionados em vários pontos da superfície externa dos vasos, tendo sido tomadas medidas de alongação, calculando-se inicialmente as deformações δ_x e δ_y em dois eixos perpendiculares e posteriormente as tensões σ_x e σ_y segundo esses eixos, através das conhecidas expressões:

$$\sigma_x = \frac{(\delta_x + \nu \delta_y)E}{1 - \nu^2} \quad \text{e} \quad \sigma_y = \frac{(\delta_y + \nu \delta_x)E}{1 - \nu^2}$$

onde E é o módulo de elasticidade e ν é o coeficiente de Poisson.

Cabe aqui uma observação importante, pois, as medidas foram tomadas apenas na superfície externa e os valores só seriam, efetivamente, os valores máximos, se só estivessem presentes tensões de membrana. Na presença de forças cortantes e momentos fletores, criados pelas aberturas, os valores de tensão obtidos seriam, evidentemente, maiores.

Para efeito de comparação e, ainda, para realçar a idéia de que é conveniente concentrar a área de reforço necessária, o mais próximo possível das extremidades da abertura, TAYLOR e WATERS calcularam as tensões em placas planas com orifício circular a centro, submetidas a uma tensão radial uniforme σ_{∞} em vários casos de anéis de reforço. Os resultados listados foram colocados nos gráficos da Figura 2.4.2, para facilitar o entendimento, onde se constata que, mesmo um reforço de 200%, concentrado na extremidade da abertura, é incapaz de anular o efeito de concentração de tensões causado por essa abertura. O melhor resultado ocorreu para uma área de reforço igual a 75% da área seccional da abertura, quando foi obtido, tanto para a tensão tangencial quanto para a radial, um fator de concentração de tensões aproximadamente igual a 1 (um) na extremidade da abertura.

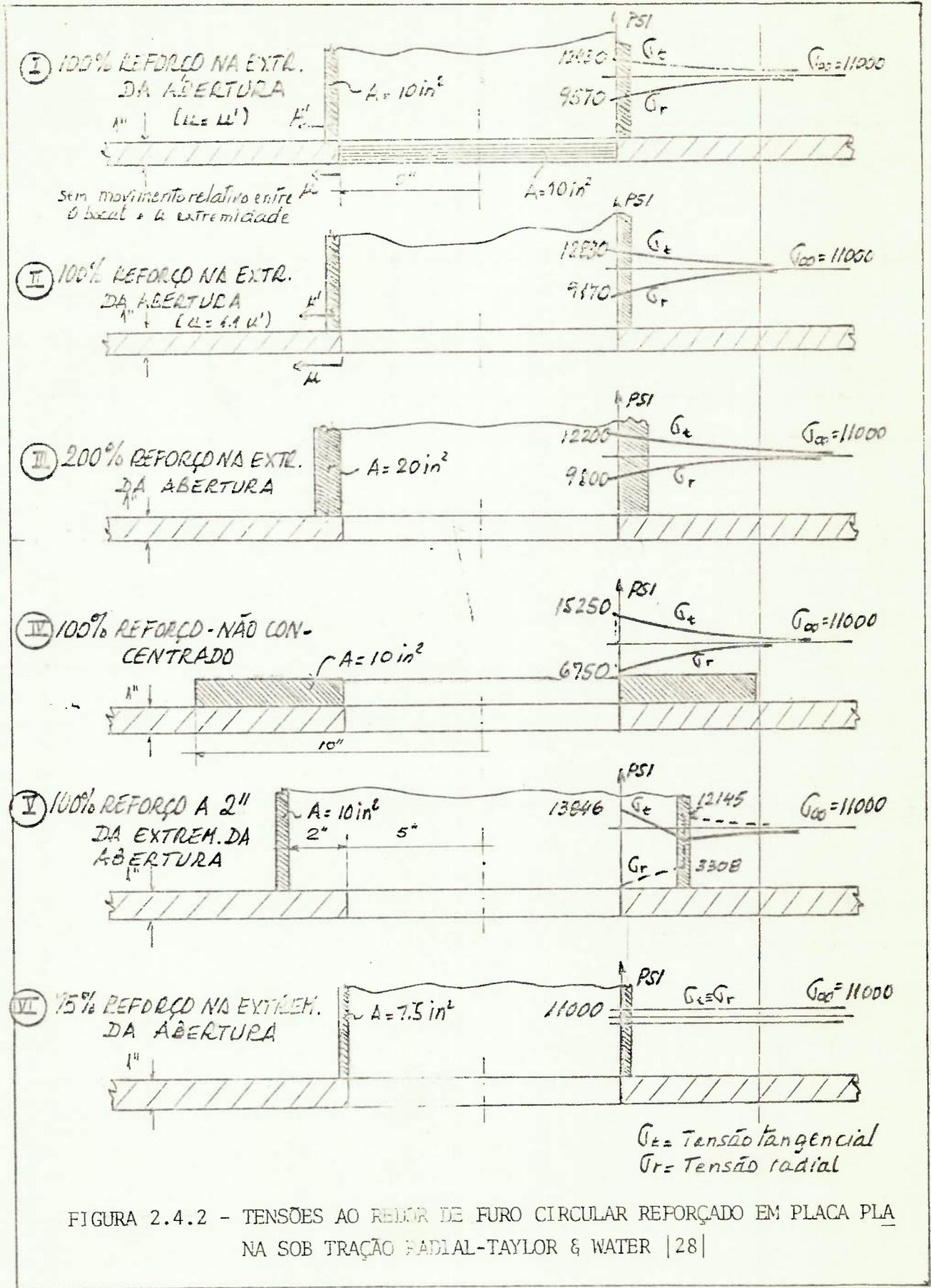


FIGURA 2.4.2 - TENSÕES AO REDOR DE FURO CIRCULAR REFORÇADO EM PLACA PLANA SOB TRAÇÃO RADIAL-TAYLOR & WATER [28]

Alguns dos resultados obtidos nas experiências práticas de TAYLOR & WATERS estão mostrados nas Figuras 2.4.3, 2.4.4 e 2.4.5, em termos de fator de concentração de tensões, dado em percentagem do valor da tensão em um ponto afastado da abertura, para as tensões tangenciais e radiais à abertura, nas seções longitudinal e transversal ao vaso pelo centro da abertura.

Na Figura 2.4.3, os valores de concentração de tensões foram comparados com os calculados para uma chapa plana, com mesmos diâmetros de abertura, sob tração em duas direções perpendiculares, tal que o valor em uma delas (correspondente à direção longitudinal ao cilindro) seja igual à metade do valor na outra direção (correspondente à direção circunferencial ao cilindro).

Como se pode observar na Figura 2.4.3, as tensões na extremidade do furo são maiores na direção circunferencial, na seção longitudinal ao cilindro (desenhos superiores em cada par de figuras referentes a cada testes), quando foi constatado, inclusive, um fator de concentração de tensões de 550%. Além disso, em todos os casos, exceto um deles ("Test 209" - seção longitudinal) os valores máximos de tensão circunferencial foram sempre superiores aos valores calculados para chapa plana. Ocorreu, algumas vezes, de ao invés de a tensão circunferencial se aproximar do valor 100% como assíntota por valores superiores, ela oscilar em torno de 100%.

Nesta mesma seção longitudinal, os valores de tensões longitudinais tiveram comportamento semelhante à chapa plana, atingindo um valor máximo à pequena distância do furo. Nas seções transversais ao furo (desenhos inferiores em cada par de figuras referentes a cada teste), os valores de tensões foram sempre menores que na seção longitudinal.

Com relação a bocais soldados, como mostrado na figura 2.4.4, constatou-se níveis de tensão ligeiramente maiores na seção transversal ao vaso e a utilização de colar de reforço soldado externamente ao vaso provocou um aumento geral na curva de concentração de tensões, cujo ponto de máximo foi transferido para o local do cordão de solda mais externo, o que poderia ser consideravelmente reduzido, se a solda do colar tivesse sofrido alívio de tensões.

Na Figura 2.4.5 estão mostradas os melhores resultados obtidos, sendo que a solda no "Test 308" sofreu alívio de tensões. Embora se tenha atingido um valor máximo de 180% no "Test 212", o aspecto da curva foi considerado adequado, por não apresentar variações abruptas de concentração de tensões.

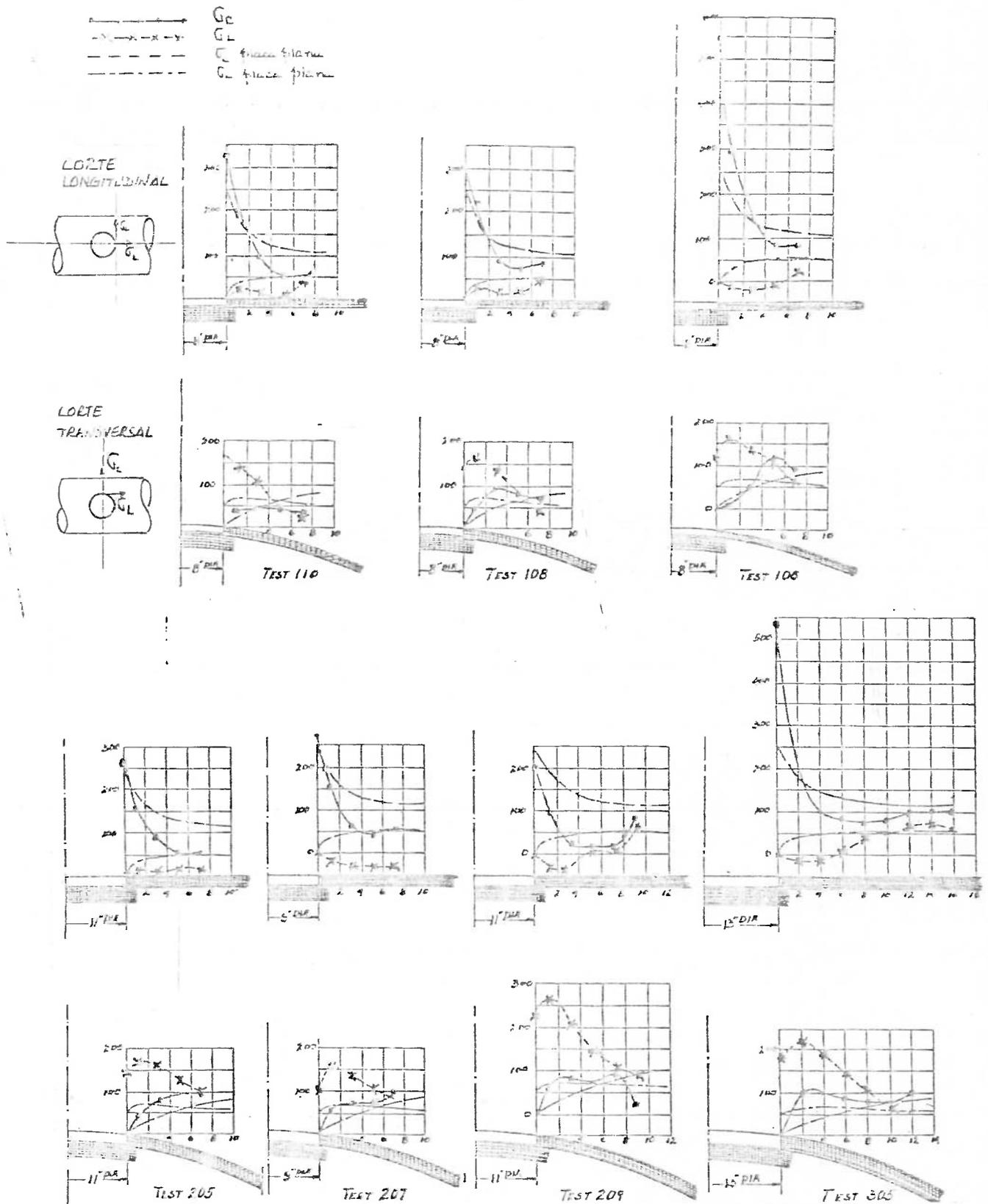


FIGURA 2.4.3 - EFEITO DE ABERTURAS NÃO REFORÇADAS EM VASOS CILINDRICOS SOB PRESSÃO INTERNA - TAYLOR & WATERS [28]

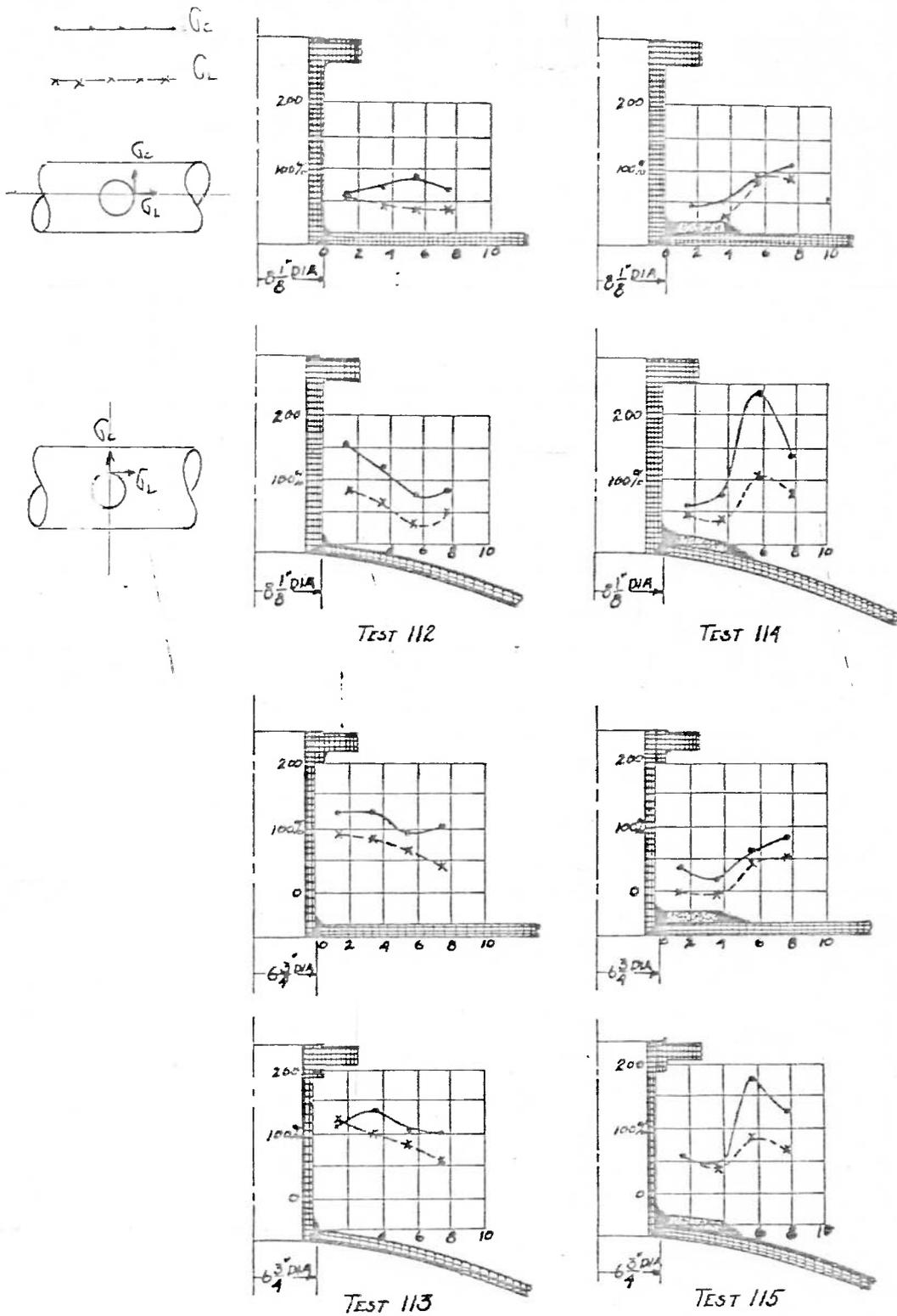


FIGURA 2.4.4 - EFEITO DE ABERTURAS EM CILINDROS SOB PRESSÃO INTERNA COM BOCAIS SOLDADOS, COM E SEM REFORÇO - TAYLOR E WATERS [28]

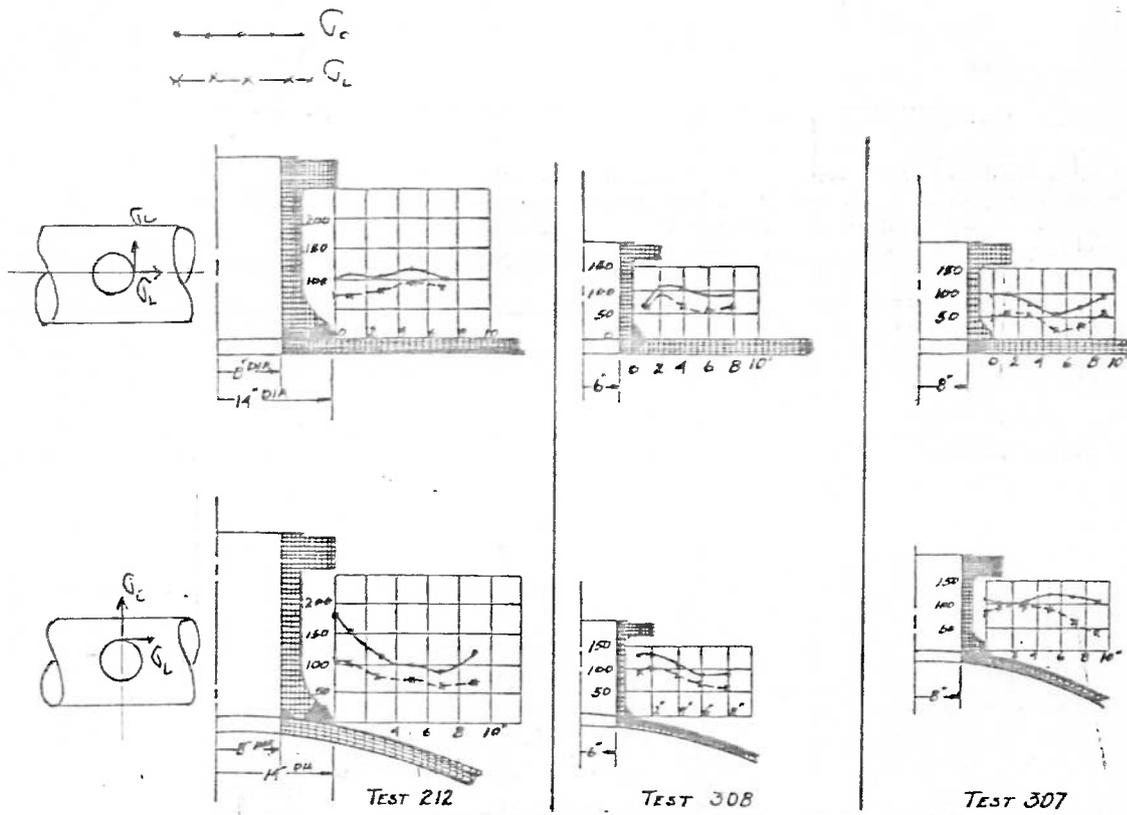


FIGURA 2.4.5 - FUROS REFORÇADOS EM VASOS CILINDRICOS COM BOCAIS SEM REFORÇO, SOB PRESSÃO INTERNA - TAYLOR & WATERS |28|

Como resultado de suas experiências, TAYLOR e WATERS chegaram às seguintes conclusões:

- a) que é necessário instalar anéis de reforço em aberturas;
- b) que o reforço deve estar concentrado o mais próximo possível da extremidade da abertura;
- c) que o reforço excessivo, em alguns casos, pode provocar um efeito inverso do esperado, isto é, um aumento do nível de tensões, cujo máximo valor é deslocado da extremidade da abertura para a região de transição casco-reforço.
- d) que, nos bocais soldados, o alívio de tensões após a solda é fundamental para reduzir o nível geral de concentração de tensões na região.

Nas discussões do trabalho de TAYLOR e WATERS está mostrado um gráfico, que permite estabelecer aquele que seria o reforço perfeito, de onde se pode tirar:

$$\frac{\text{raio externo do anel de reforço}}{\text{raio interno do anel de reforço}} = 1,35$$

$$\frac{\text{espessura do anel de reforço}}{\text{espessura da chapa do cilindro}} = 4,5$$

Para essa espessura de anel de reforço, quatro vezes e meia maior que a espessura do cilindro, as hipóteses de estado duplo de tensões não devem ser mais válidas [28], motivo por que o gráfico foi considerado de pouco valor, à época, servindo, apenas, para reafirmar a idéia de que o reforço deve estar concentrado próximo da extremidade da abertura.

2.4.2 - Experiências de SCHOESSOW & BROOKS:

SCHOESSOW e BROOKS [34] analisaram, através de "strain-gages", os níveis de tensão ao redor de bocais em caldeiras a vapor, obtendo dados em função de adimensionais, de modo a poder estender a análise a outros tipos de vasos, com várias dimensões e vários tamanhos de bocais. Observaram que as aberturas tendem a se dilatar de uma forma diferente do vaso propriamente dito, ocasionando efeito semelhante à falha de circularidade. Colocaram "strain gages" aos pares, nas superfícies interna e externa do vaso, calculando a tensão no ponto pela média dos valores medidos. Considerando que a tensão σ em um vaso cilíndrico é proporcional à pressão interna p e ao raio do vaso r e inversamente proporcional à espessura e ($\sigma = K \frac{pr}{e}$), onde K é igual à unidade, para a tensão circunferencial e igual a $1/2$, para a tensão longitudinal, definiram o adimensional carga relativa no ponto, que é dada pela expressão $\frac{T}{pr}$, onde T é a carga por unidade de comprimento. Esse adimensional tomado igual a 1 , corresponde à tensão circunferencial de membrana no cilindro. Da mesma forma, definiram o adimensional momento fletor relativo no ponto como $\frac{M}{pr^2}$, onde M é o momento por unidade de comprimento. Os valores obtidos dessa maneira são, portanto, independentes das dimensões propriamente ditas do vaso e os resultados podem ser estendidos a outros vasos de mesma forma, com dimensões diferentes.

SCHOESSOW e BROOKS acrescentaram, ainda, que as aberturas são pontos prioritários para iniciação de fraturas, particularmente quando operando a níveis elevados de tensão e para cargas variáveis, sendo fundamental, portanto, a utilização de anéis de reforço ao redor das aberturas, a fim de reduzir o nível de tensões no local.

Alguns dos resultados obtidos estão mostrados na Fig. 2.4.6., onde se constata que através de colares de reforço adequados se pode chegar a fatores de concentração de tensões razoáveis ($T/PR = 1,26$ - casos a), b), c), para a tensão circunferencial e que reforços excessivos podem produzir maiores valores de concentração de tensões ($T/PR = 1,51$ - caso d)).

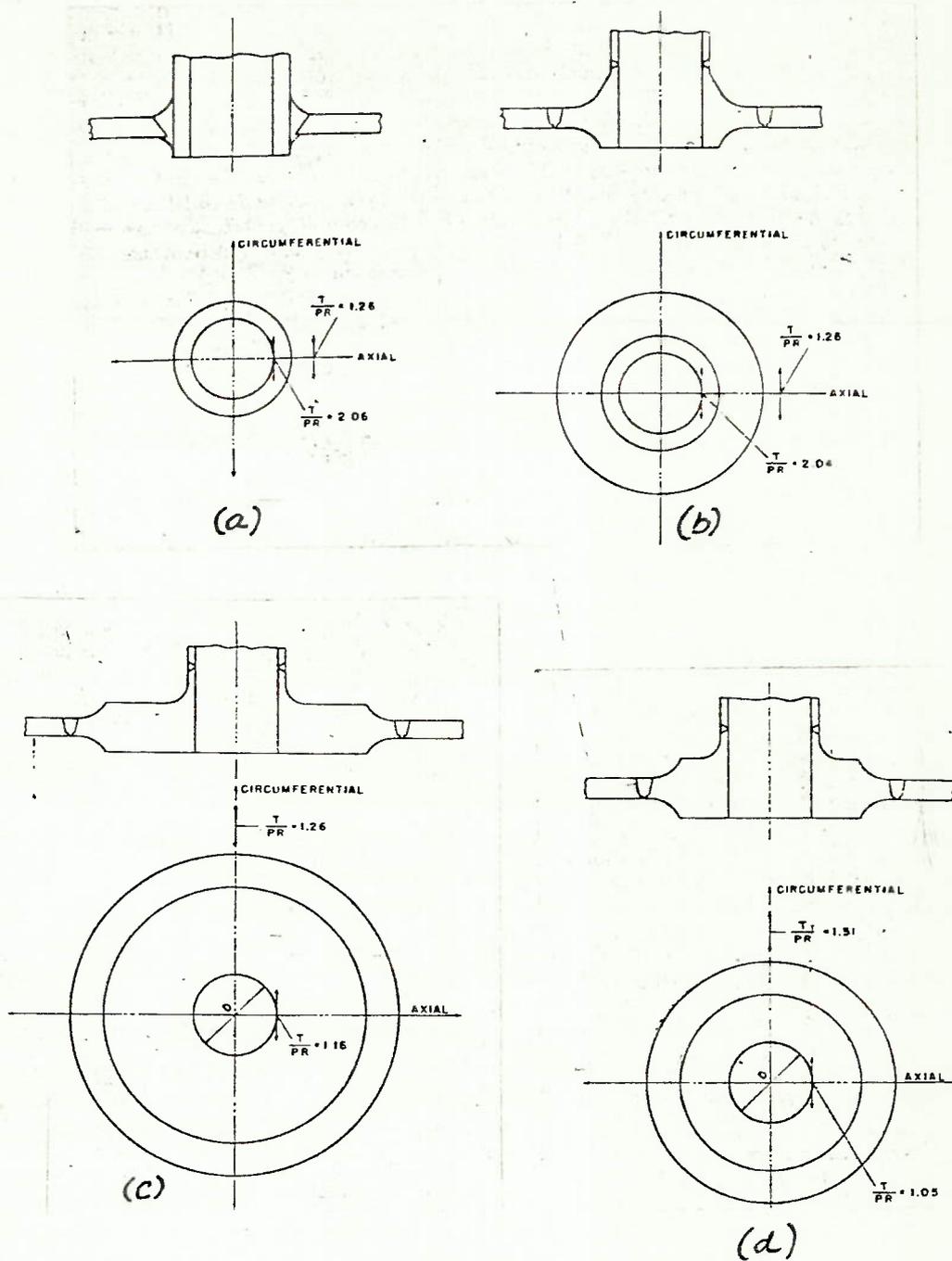


FIGURA 2.4.6 - EFEITO DE UTILIZAÇÃO DE REFORÇOS EM ABERTURAS EM VASOS CILÍNDRICOS SOB PRESSÃO INTERNA - SCHOESSOW & BROOKS | 34 |

2.4.3 - Experiências do "Pressure Vessel Research Committee of the Welding Research Council (U.S.A)"

Devido à necessidade de obter informações sobre o nível de tensões próximo a aberturas em vasos de pressão, foi criado o "Reinforced Openings Subcommittee", como parte do "Pressure Vessel Research Committee", do "Welding Research Council", nos Estados Unidos. Esse projeto visava três linhas de pesquisa:

- a) estudo teórico do problema;
- b) experiências em modelo 1:1, medindo-se tensões por meio de "strain gages";
- c) experiências com modelos reduzidos e análise pela fotoelasticidade.

2.4.3.1 - Experiências com "Strain-Gages"

Foram conduzidas por HARDENBERGH e ZAMRICK [35], várias experiências de medida de tensões em bocais soldados em vasos submetidos à pressão interna e sob ação de vários tipos de esforços externos. Foram utilizados 5 (cinco) vasos de comprimento igual a 12 ft (3,6m), diâmetro interno de 18" (457,2mm) e espessura de parede de 1" (25,4mm), com dois tipos básicos de bocais soldados, com dimensões e espessuras variáveis, submetido a uma pressão interna de 1000 psi. Os "strain gages" foram posicionados tanto na superfície externa quanto na interna,

ao longo da região de interseção vaso-bocal, no plano longitudinal de simetria e de 15° em 15° , até o plano transversal a 90° daquele, exceto para um dos bocais, que tinha um anel de reforço soldado, no qual as medidas foram tomadas de $22,5^\circ$ em $22,5^\circ$. A Figura 2.4.7, a seguir, mostra o vaso, os bocais e as linhas de referência para localização dos "strain gages".

Os maiores valores foram observados na tensão circunferencial, na superfície interna, com os máximos localizados na quina interna, como mostrado nas Figuras 2.4.8, 2.4.9 e 2.4.10. Verifica-se também que os valores máximos diminuem da seção longitudinal ($\beta=0^\circ$) para a transversal ($\beta=90^\circ$)

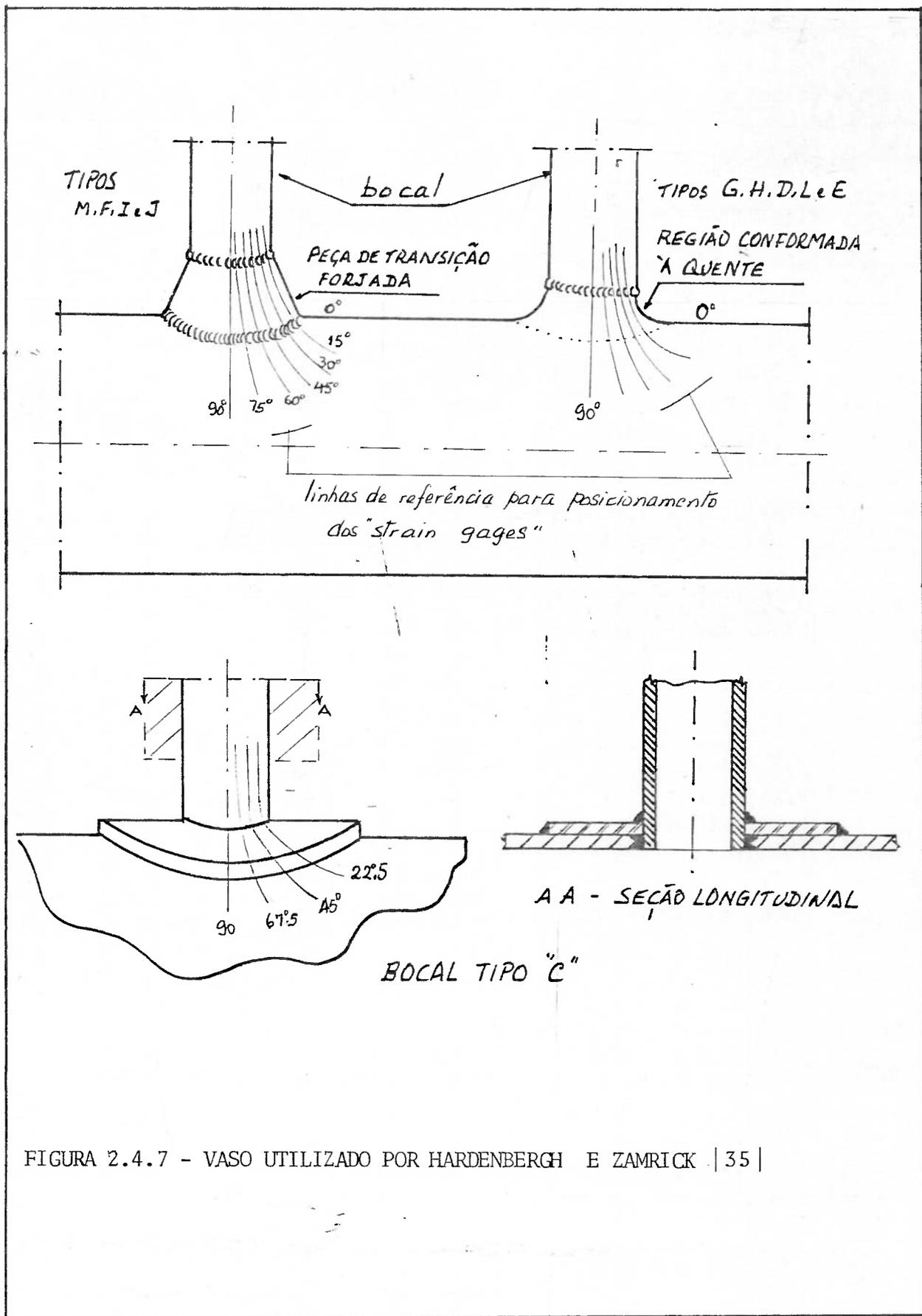


FIGURA 2.4.7 - VASO UTILIZADO POR HARDENBERGH E ZAMRICK | 35 |

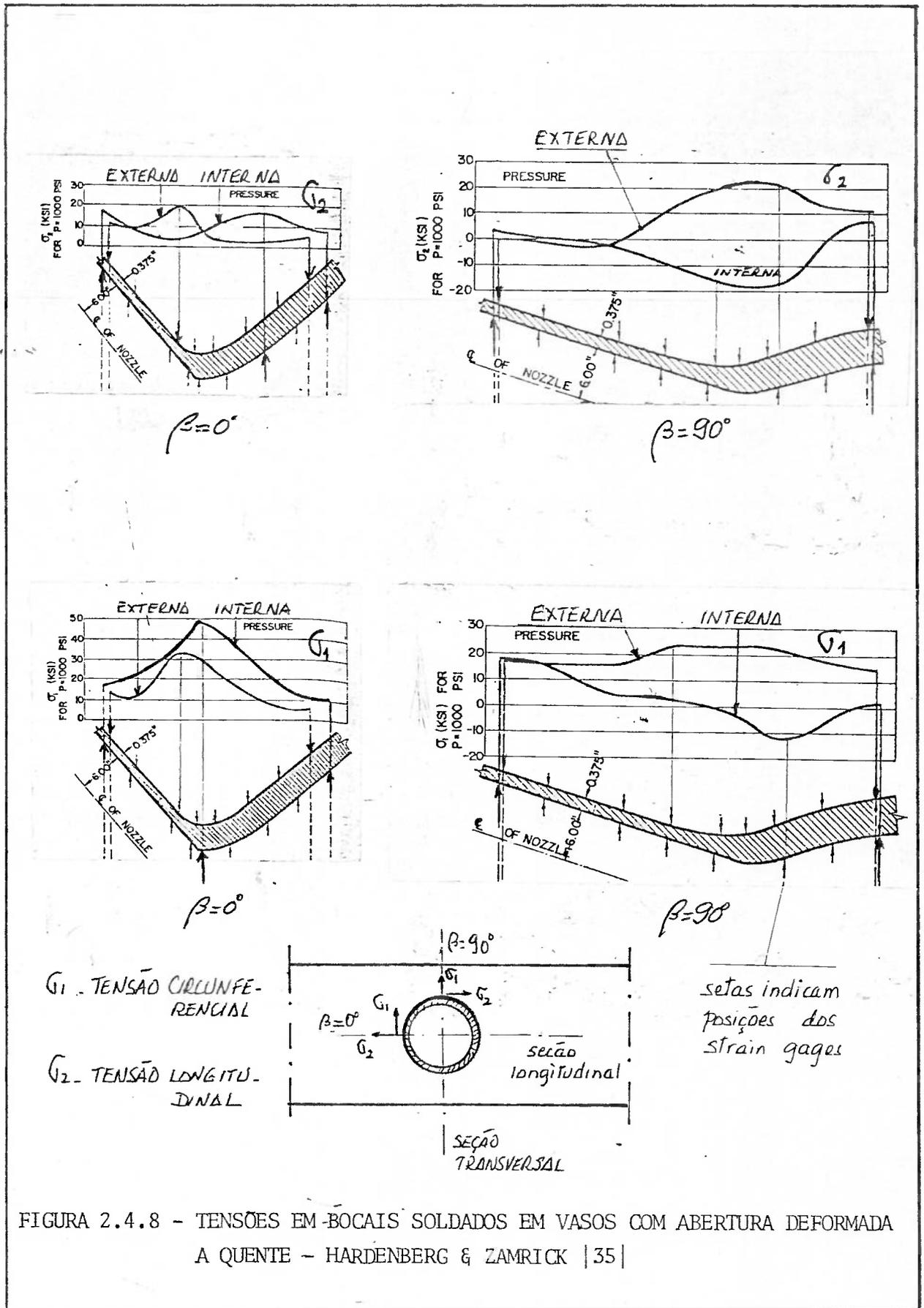
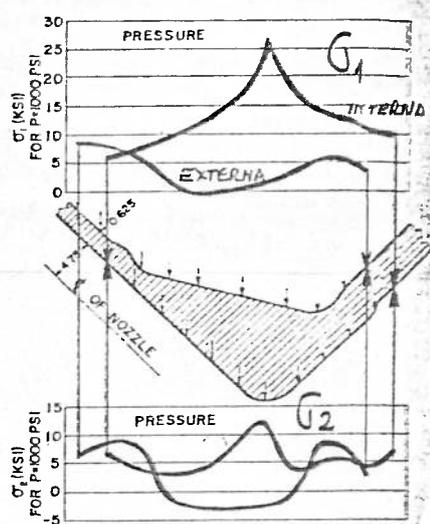
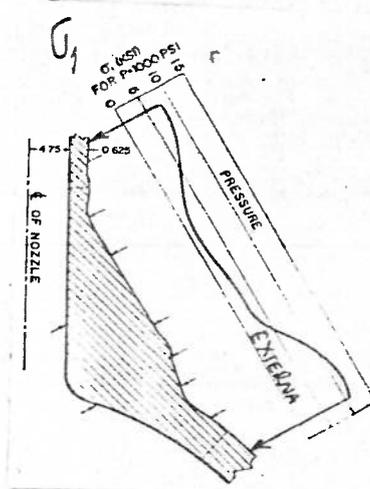


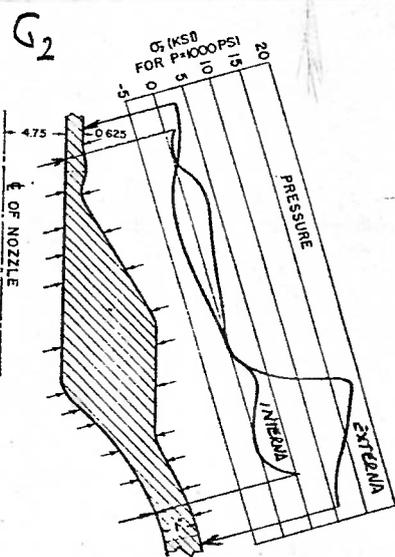
FIGURA 2.4.8 - TENSÕES EM BOCAIS SOLDADOS EM VASOS COM ABERTURA DEFORMADA A QUENTE - HARDENBERG & ZAMRICK | 35 |



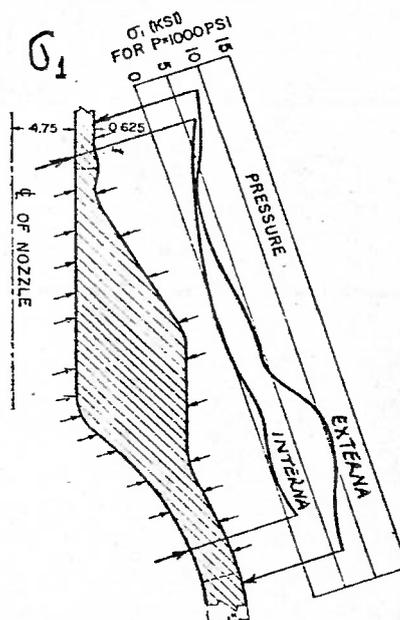
$\beta = 0$



$\beta = 45^\circ$



$\beta = 90^\circ$



$\beta = 90^\circ$

FIGURA 2.4.9 - TENSÕES EM BOCALS SOLDADOS EM VASOS, COM PEÇA DE TRANSIÇÃO NA ABERTURA - HARDENBERG & ZAMRICK | 35 |

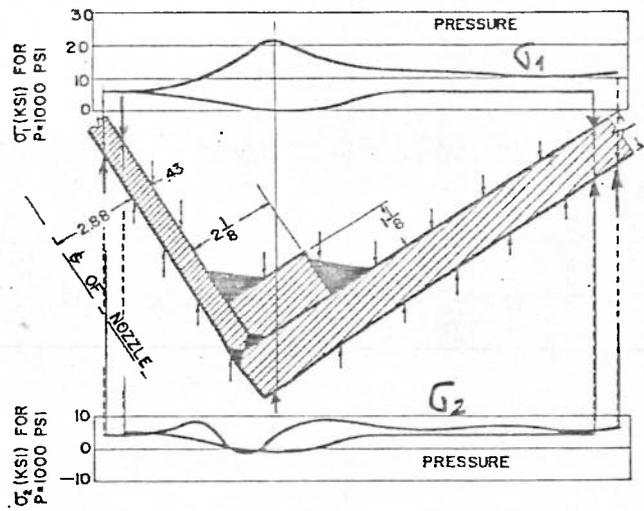
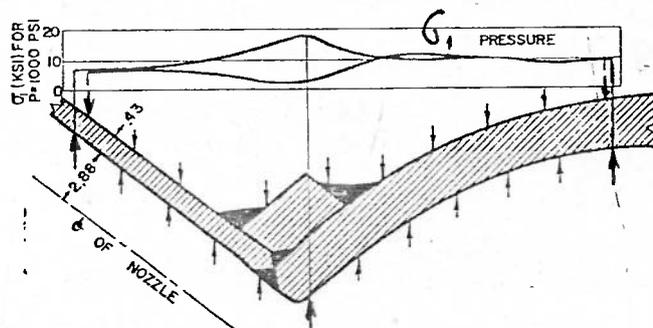
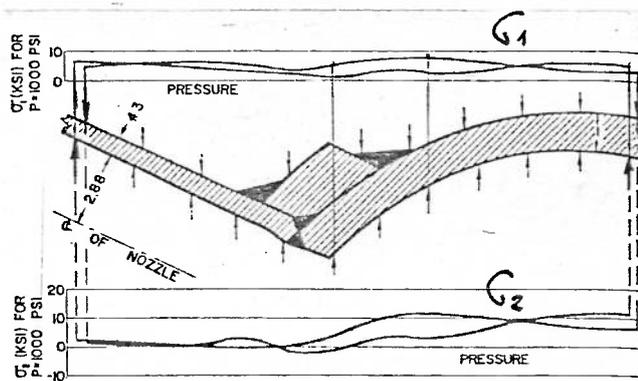
Fig. C-1—Nozzle C, $\beta = 0^\circ$ Fig. C-3—Nozzle C, $\beta = 45^\circ$ Fig. C-5—Nozzle C, $\beta = 90^\circ$

FIGURA 2.4.10 - TENSÕES EM BOCAIS COM ANEL DE REFORÇO SOLDADO -
HARDENBERG & ZAMRICK | 35 |

2.4.3.2 - Estudos Fotoelásticos

O programa de ensaios fotoelásticos de modelos de vasos de pressão do "Welding Research Council" foi desenvolvido ao longo de 10 (dez) anos de pesquisa, desenvolvida na Universidade de Illinois, nos Laboratórios da Westinghouse e na Universidade de Waterloo, esta no Canadá. Foram testados cerca de 100 (cem) modelos, entre vasos esféricos e cilíndricos variando-se, basicamente, a geometria da região da interseção do bocal com o vaso, para várias condições dos adimensionais $\frac{d}{D}$, $\frac{D}{T}$, $\frac{s}{S}$, onde

- d - diâmetro do bocal
- D - diâmetro do vaso
- t - espessura do bocal
- T - espessura do vaso
- s - tensão de membrana no bocal
- S - tensão de membrana no cilindro.

Considerando a complexidade do problema, além das análises dos resultados particulares efetuados pelos próprios Laboratórios, foi contratado o Battelle Memorial Institute para fazer uma análise global do problema, trabalho esse que se mostrava em andamento em 1966, a época da publicação do WRC Bulletin 113 e de cujos resultados não temos conhecimento.

2.4.3.2.1 - Resultados dos Ensaio

As tensões nas superfícies interna e externa de vasos de pressão cilíndricos foram investigados pelo método fotoelástico de "congelamento de tensão" [36]. Neste método, um modelo plástico, usinado em resina epoxi fundida, é submetido a uma pressão interna constante, enquanto a temperatura é aumentada lentamente até a temperatura crítica da resina (165°C) e, em seguida, é feito o resfriamento até a temperatura ambiente, quando, então, é removida a pressão. Constata-se que as tensões ficam "congeladas" no modelo e, através de serras, são cortadas fatias do modelo de espessura de 1,5 a 4,5mm, que são submetidos a uma luz polarizada, que destaca essas tensões, que são então fotografadas. Em função de parâmetros que caracterizam as frinjas, são calculadas as tensões longitudinais e circunferenciais presentes.

A precisão desse método é, ainda, motivo de muitas divergências [36], [37], [38], embora exista um consenso de que, na determinação das tensões longitudinais, o erro é da ordem de $\pm 5\%$, enquanto que, na determinação das tensões circunferenciais, este erro pode atingir cerca de $\pm 15\%$. Constata-se, também, que a precisão do método fotoelástico, para determinação das tensões longitudinais, nas regiões de alta concentração de tensões, é maior do que o método dos "strain gages", inversamente do que ocorre, com relação à determinação das tensões circunferenciais (que são, normalmente, da ordem do dobro das longitudinais). Nessas estimativas de erro, não estão incluídos os efei

tos do menor módulo de elasticidade da resina (5000 psi) em relação ao do aço (30×10^6 psi), que determinaria uma maior deformação para uma mesma carga aplicada, por se considerar que, para os pequenos níveis de pressão utilizados nas experiências, este erro é desprezível. Não estão incluídos, também, os efeitos dos coeficiente de Poisson que, para a resina epoxi é de 0,5 e para os aços é da ordem de 0,3. MERSHON [38] cita, em seu trabalho, que o efeito do coeficiente de Poisson reflete um efeito de momento fletor e é tão mais acentuado, quanto maiores são a razão diâmetro da abertura/diâmetro do cilindro e a razão diâmetro do cilindro/espessura do cilindro.

O modelo de vaso utilizado nas experiências de LEVEN [36] está mostrado na Figura 2.4.11, assim como o aspecto de uma fatia com "tensões congeladas".

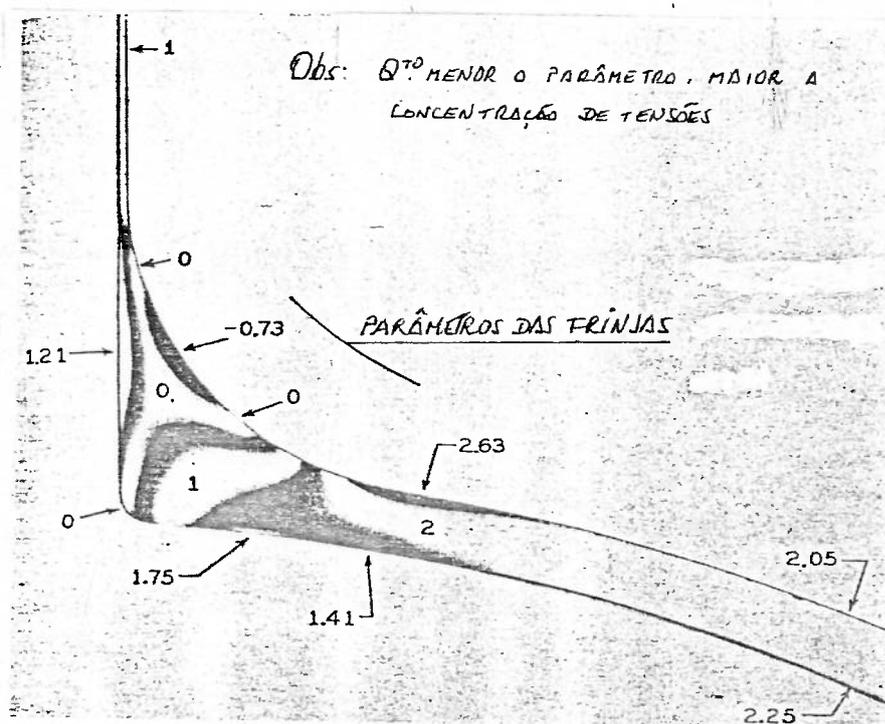
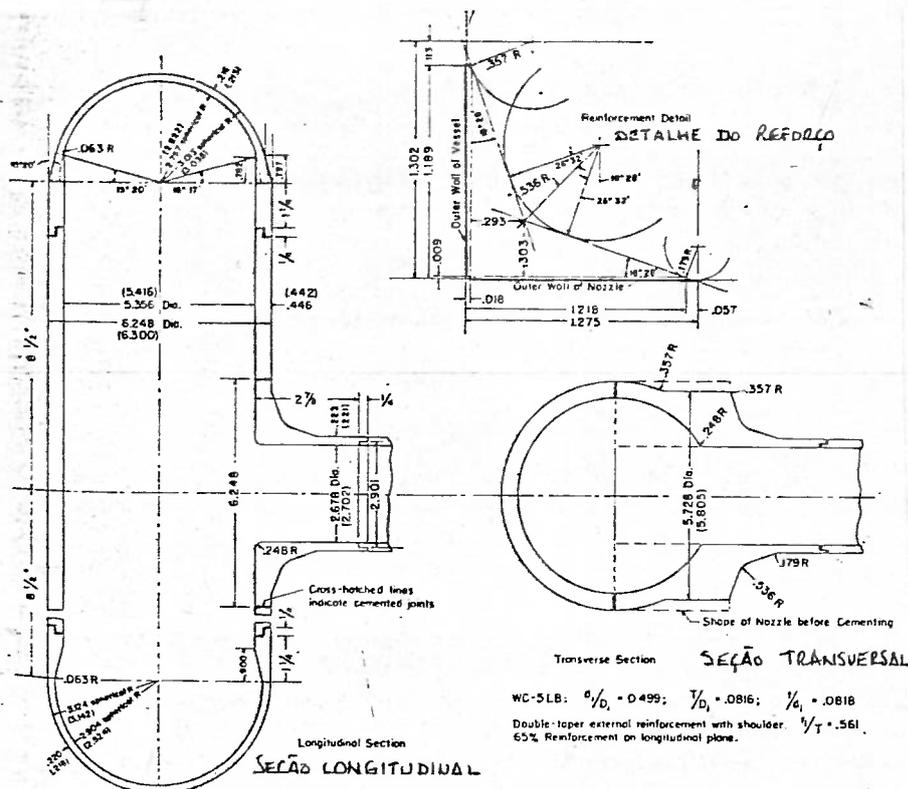


FIGURA 2.4.11 - MODELO PARA ENSAIO FOTOELÁSTICO DE LEVEN E ASPECTO DE UMA FATIA |36|

Na Fig. 2.4.12, estão mostradas valores típicos - de concentração de tensões, obtidos para fatias a 0° , 15° , 30° e 90° em relação ao plano longitudinal do vaso cilíndrico, cons- tatando-se, como era de se esperar, uma redução nos fatores de concentração, à medida que o ângulo da fatia vai crescendo.

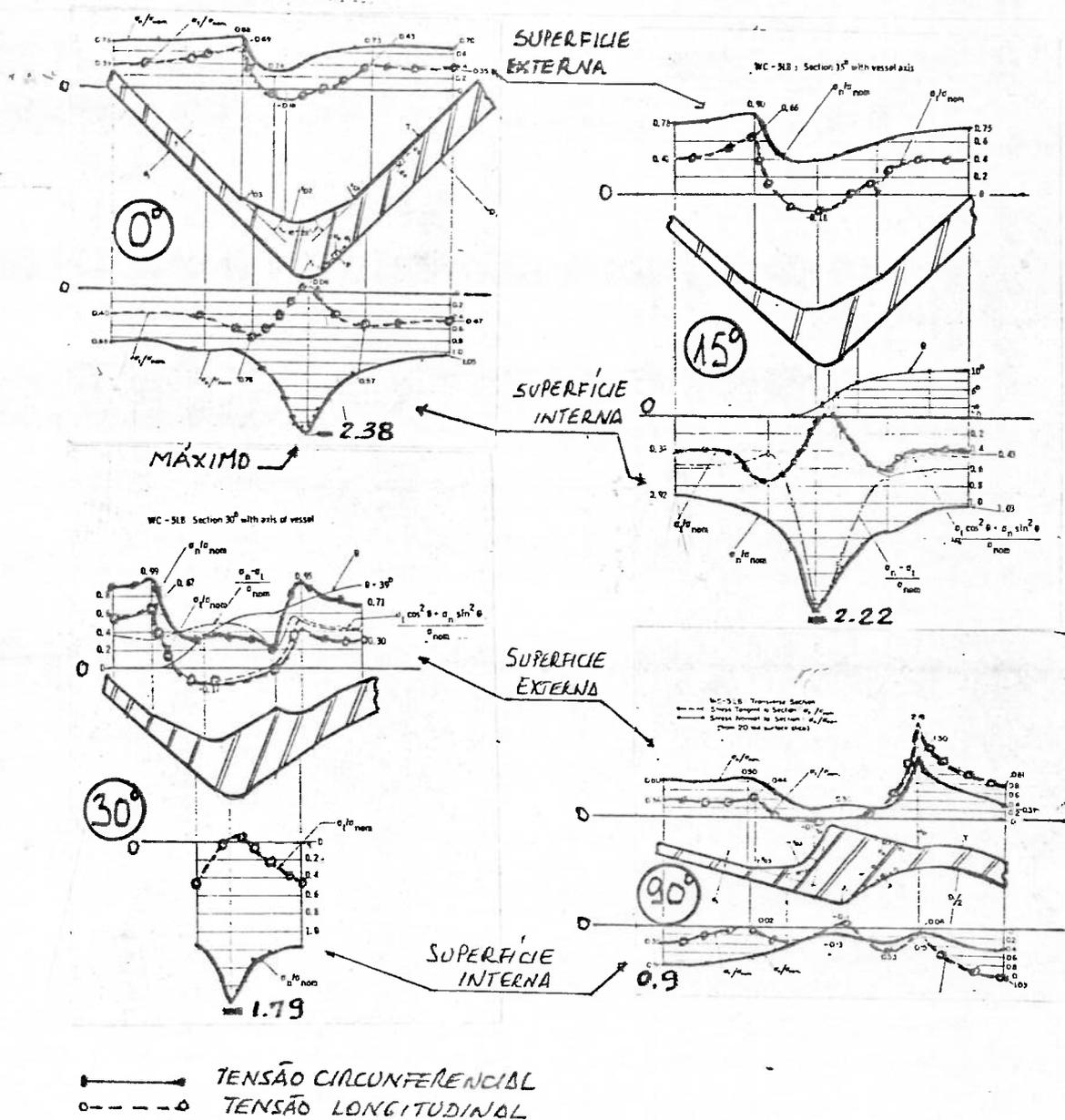
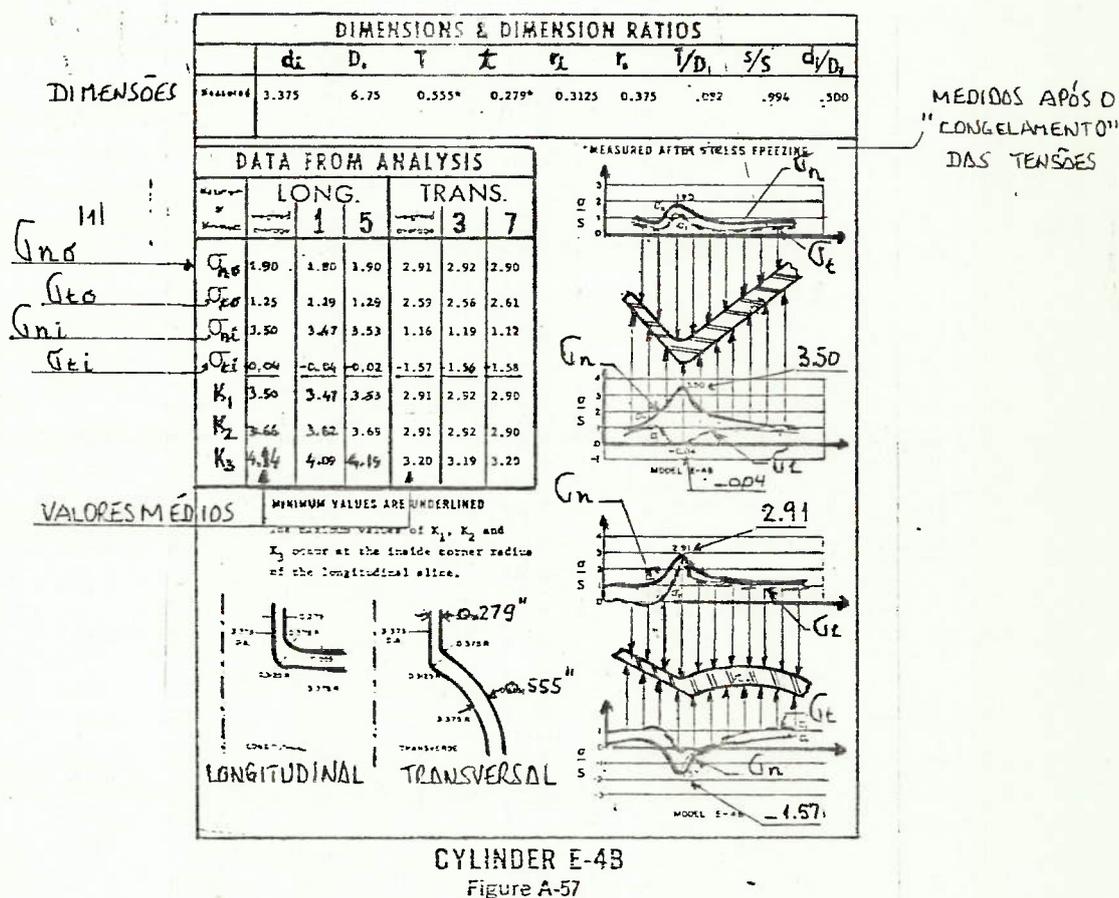


FIGURA 2.4.12 - AUMENTO DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES EM FUNÇÃO DO ÂNGULO COM PLANOS LONGITUDINAL - LEVEN [36]

Os resultados das pesquisas do Welding Research Council foram computados e apresentados no WRC Bulletin nº 113 |36|, |37|, |38|, sob a forma de "cartões", a exemplo da Fig. 2.4.13 a seguir, onde se pode, para determinada geometria do bocal, obter os fatores de concentração de tensões e as tensões longitudinais e circunferenciais máximas, para as fatias 1 e 5, a 0° e 3 e 7, a 90°, respectivamente (os valores médios estão transcritos, também)



|| Simbologia: na página seguinte

FIGURA 2.4.13 - MODELO DE "CARTÃO" DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES EM BOCAIS
WRC BULLETIN 113 |36| |37| |38|

As variáveis consideradas estão definidas a se

guir:

d_i - diâmetro interno do bocal (inches)^r

D_i - diâmetro interno do vaso cilíndrico (inches)

t - espessura de parede do bocal

T - espessura de parede do vaso

r_i - raio de arredondamento da quina interna do bocal

r_o - raio de arredondamento da quina externa do bocal

S - tensão de membrana no bocal, dada por

$$S = \frac{p(d_i+t)}{2t} \quad (\text{na superfície de referência do bocal})$$

- tensão de membrana no vaso, dada por

$$S = \frac{p(D_i+T)}{2T} \quad (\text{na superfície de referência do cilindro})$$

$\sigma_{n,0}$ - tensão normal à fatia, na superfície externa; para a fatia a 0° , σ_n é a tensão circunferencial.

$\sigma_{n,i}$ - tensão normal à fatia, na superfície interna;

$\sigma_{t,0}$ - tensão tangencial à fatia, na superfície externa; para a fatia a 0° , σ_t é a tensão longitudinal

$\sigma_{t,i}$ - tensão tangencial à fatia, na superfície interna

K_1 - fator de concentração de tensões, dado por

$$K_1 = \frac{\sigma}{S} \quad \text{onde } \sigma \text{ é a tensão principal que está sendo medida.}$$

K_2 - fator de concentração de tensões, dado por

$$K_2 = \frac{\text{máxima tensão de cisalhamento}}{S/2}$$

$$K_3 = \frac{\text{m\u00e1xima tens\u00e3o octa\u00e9drica}}{\text{tens\u00e3o octa\u00e9drica nominal}}$$

% Refor\u00e7o - em rela\u00e7\u00e3o a \u00e1rea seccional da abertura

Em uma avalia\u00e7\u00e3o preliminar dos resultados da pesquisa do WRC, MERSHON [58] chegou a conclus\u00f5es definitivas apenas com rela\u00e7\u00e3o a:

- a) efeito do raio de arredondamento da quina do bocal
- b) efeito do adimensional d/D

2.4.3.2.2 - Efeito do Raio de Arredondamento da Quina do Bocal

Os maiores n\u00edveis de tens\u00e3o foram observados, sempre, na quina interna do bocal e o arredondamento desta quina representou uma diminui\u00e7\u00e3o na concentra\u00e7\u00e3o de tens\u00f5es da ordem de 10% em rela\u00e7\u00e3o \u00e0 quina quadrada. Por outro lado, os valores de concentra\u00e7\u00e3o de tens\u00f5es na superf\u00edcie externa foram poucos afetados, mesmo quando se aumentou em 50% o raio de arredondamento.

2.4.3.2.3 - Efeito do Adimensional d/D

MERSHON constatou que, para bocais sem refor\u00e7o, para modelos de mesmos D/T, s/S e raios de arredondamento, um aumento na raz\u00e3o d/D, representa, como era de se esperar, um aumento do n\u00edvel de tens\u00f5es. Em geral, constatou que isto ocor

ria até $d/D = 0,8$, a partir de quando o nível de tensões se mantinha constante ou, mesmo, caía, como mostrado na Fig.2.4.14, a seguir:

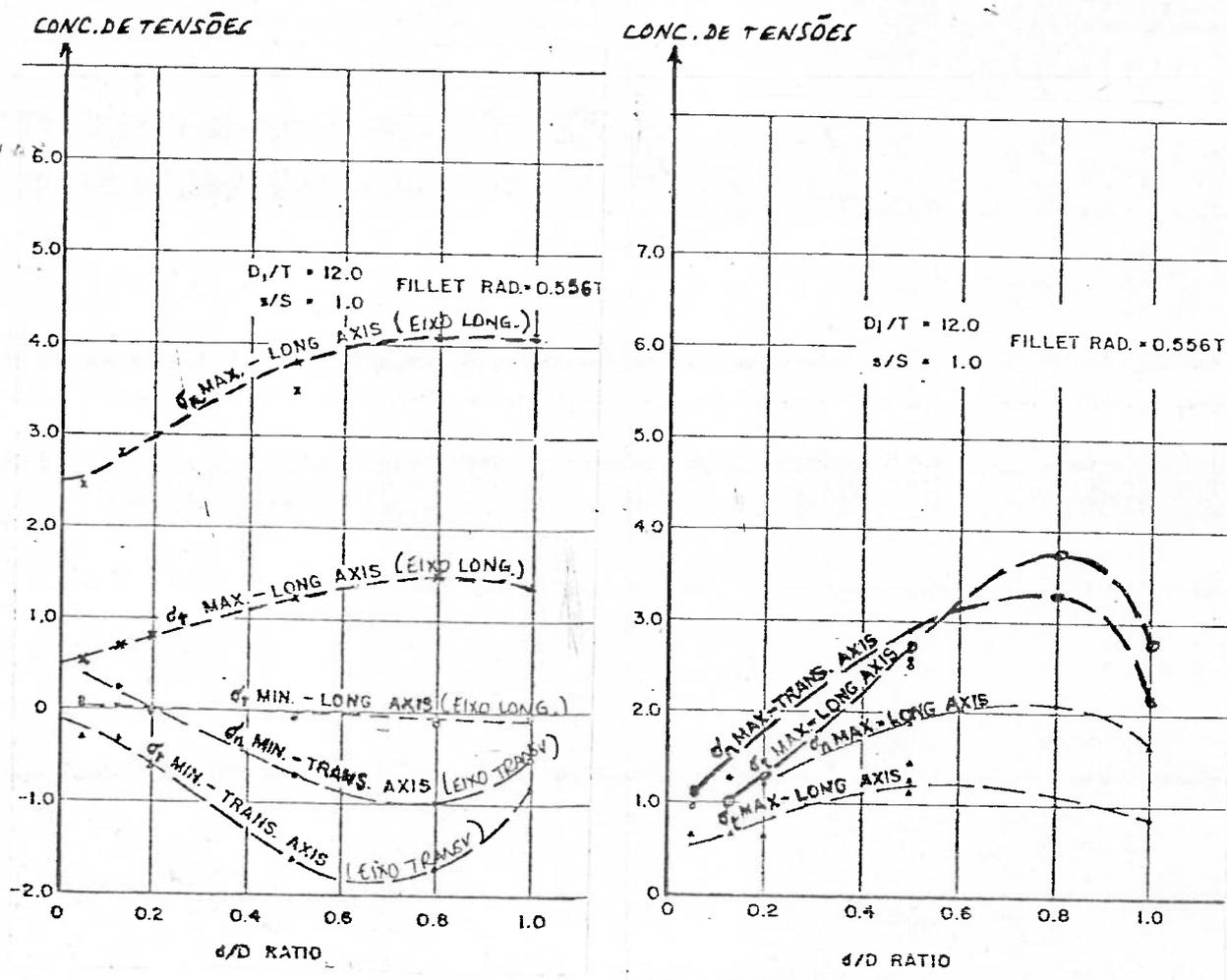


FIGURA 2.4.14 - AUMENTO DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES COM O AUMENTO DO DIÂMETRO DA ABERTURA -- MERSHON | 38|

Nos bocais reforçados foi constatado apenas um pequeno aumento de tensões, à medida que o diâmetro da abertura crescia em relação ao diâmetro do vaso.

Nas discussões do trabalho de MERSHON, sobre a aleatoriedade dos resultados de estudos fotoelásticos, está citado que o Dr. R. HILTSCHER, conhecido especialista no assunto, considera que a fotoelasticidade tridimensional não é totalmente adequada à análise de tensões em bocais, especialmente nos casos em que a variação dos parâmetros produz pequena alteração na distribuição de tensões.

Os Centros de Pesquisa envolvidos consideraram - que os resultados foram bastante satisfatórios, do ponto de vista qualitativo, no que diz respeito aos efeitos dos parâmetros variados, mas que há resultados que carecem de maiores estudos e que é necessário, nos próximos estágios do programa, aperfeiçoar os métodos de ensaios, procurando analisar um número cada vez maior de fatias.

2.4.3.3 - Experiências de DURELLI e PARKS

DURELLI e PARKS [39] resumem em um trabalho publicado no "Journal of Ship Research" da SNAME, uma série de vários programas de pesquisa de determinação experimental de campo de tensões em cilindros circulares sob pressão, com anéis de reforço internos (cavernas), com aberturas circulares entre cavernas ou interrompendo uma caverna. Os trabalhos citados - constituem as referências [40], [41], [42], [43], [44], das quais só foram obtidas a de número [40] e [42]. Foram feitas medições com "strain gages", além de estudos fotoelásticos e com a técnica de "revestimento frágil" aplicado sobre a superfície do vaso. Os resultados obtidos correspondem à aplicação de pressão interna, podendo, entretanto, ser estendidos aos casos de pressão externa, sendo de grande interesse para os projetistas de veículos submarinos e vasos de pressão, em geral, como assinalam os Autores. Foram estudadas seis casos básicos: três, em cilindros não reforçados, inicialmente com abertura circular - sem reforço e, posteriormente, com abertura circular reforçada, nos casos de abertura com pequeno e grande diâmetro; três, em cilindros reforçados por anéis de seção retangular internos (cavernas), nos casos de abertura sem reforço entre cavernas, abertura reforçada entre cavernas e abertura reforçada interrompendo uma caverna.

A geometria dos vasos está mostrada na Figura

2.4.15.

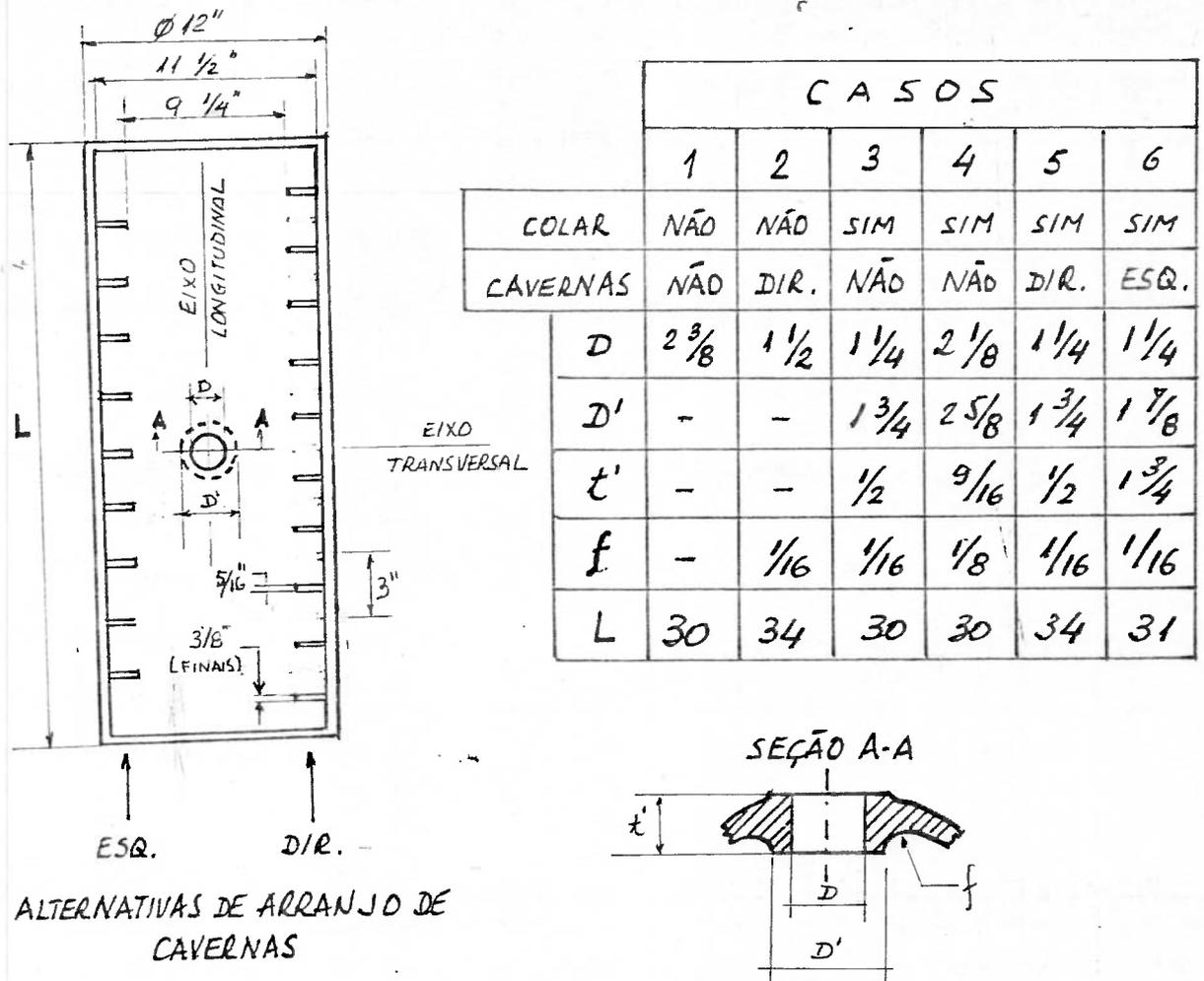


FIGURA 2.4.15 - VASOS UTILIZADOS NOS ENSAIOS FOTOELÁSTICOS DE DURELLI [39]

Os vasos foram fabricados em resina epoxi, de modo a permitir os estudos fotoelásticos, pela técnica do "congelamento" de tensões, já citada anteriormente.

A técnica do "revestimento frágil", utilizada adi

cionalmente, consiste em aplicar sobre a superfície do vaso, ao redor da abertura, um revestimento que se fragmenta quando o nível de tensões ultrapassa o seu limite de ruptura. Essas rachaduras são perpendiculares às direções das tensões principais e, para determinar os seus valores, é feita uma comparação com as tensões de ruptura características do revestimento.

Os fatores de concentração de tensões em cada caso, estão mostrados na Tabela 2.4.1.

TABELA 2.4.1

FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES-DURELLI | 39 |

				C A S O S					
				1	2	3	4	5	6
$D/2R$				0,202	0,128	0,106	0,181	0,106	0,106
						0,25	0,50	0,25	0,25
SUPERFÍCIE EXTERNA DO VASO	$\frac{\sigma_{\theta\theta}}{PR/t}$	EXTR. DO FURO		3,90	2,30	1,70	2,10	1,45	1,70
	$\frac{\sigma_{\theta\theta}}{PR/t}$	UNIÃO COLAR-CIL.				1,10	1,60	1,10	0,98
	$\frac{\sigma_{zz}}{PR/t}$	EXTR. DO FURO		2,20	2,10	0,52	0,60	0,85	0,40
	$\frac{\sigma_{zz}}{PR/t}$	UNIÃO COLAR-CIL.				0,85	1,00	0,95	0,70
SUPERFÍCIE INTERNA DO VASO	$\frac{\sigma_{\theta\theta}}{PR/t}$	EXTR. DO FURO		3,65	2,70	1,45	1,55	1,15	0,35
	$\frac{\sigma_{\theta\theta}}{PR/t}$	UNIÃO COLAR-CIL.				1,10	1,15	1,00	1,25
	$\frac{\sigma_f}{PR/t}$	UNIÃO COLAR-CAV.							1,95
	$\frac{\sigma_{zz}}{PR/t}$	EXTR. DO FURO		-1,25	-0,55	0,50	0,50	0,49	-1,10
	$\frac{\sigma_{zz}}{PR/t}$	UNIÃO COLAR-CIL.				0,50	0,65	0,45	
	$\frac{\sigma_f}{PR/t}$	UNIÃO COLAR-CIL.						0,13	1,80
	$\frac{\sigma_f}{PR/t}$	UNIÃO CAVERNA-FURO MAL PROXIMO			1,65			1,25	1,05
	$\frac{\sigma_f}{PR/t}$	CAVERNA ATRAVÉS DO FURO							1,60

Como se pode observar na Tabela 2.4.1, a utilização de reforços ao redor da abertura contribui consideravelmente para uma redução no nível de concentração de tensões, como era de se esperar, a exemplo do fator reduzido de 3,9 no caso 1, para 1,45 no caso 5. Por outro lado, observando o caso 6, em que se utiliza um bocal com "grande" profundidade é comparando com o caso 5, constata-se um aumento no fator de concentração de tensões (de 1,45 para 1,70), o que deve estar indicando que a rigidez no local aumentou.

O maior valor de concentração de tensões obtido foi 3,9 no caso de um furo sem reforço, em cilindro não reforçado mas, mesmo nesse caso, poderiam ser obtidos valores maiores, variando, por exemplo, o diâmetro do furo em relação ao diâmetro do cilindro.

Pode-se concluir dos estudos de DURELLI, basicamente, que:

- a) o cilindro deve ser reforçado
- b) a abertura deve ser reforçada
- c) devem ser evitadas aberturas interrompendo cavernas
- d) devem ser evitados reforços de abertura muito profundos.

2.4.3.4 - Experiências de Autores Diversos

COTTAM [73] e CLARE [77] fizeram vários ensaios experimentais em vasos cilíndricos submetidos à pressão superior àquela que causa o início do escoamento, para analisar o comportamento elastoplástico do vaso.

BLAIR [69] tomou várias medidas da concentração de tensões na interseção de tubos com ramificações, com igual resistência mecânica, para vários valores do diâmetro da ramificação/diâmetro do tubo (superior a 1/2), com vários ângulos entre os eixos do tubo e da ramificação, com o objetivo de estabelecer reforços adequados e chegou à seguinte expressão empírica:

$$PSR = 1 - 0,3 \frac{d}{D} \left(\text{para } \frac{t}{d} = \frac{T}{D} \right)$$

PSR - "pressure strength ratio" = resistência da interseção em relação à resistência do tubo isolado

d = diâmetro da ramificação

D = diâmetro do tubo

t = espessura de ramificação

T = espessura do tubo.

MONEY [164], após um grande número de experiências com interseções de cilindro-cilindro, estabeleceu a seguinte expressão empírica, com erro admitido de $\pm 10\%$, para o fator de concentração de tensões elástico:

$$\log_{10} (SCF) = 0,2042 \log_{10} \left[\frac{r}{t} \right]^2 \left[\frac{T}{R} \right] + 0,3979$$

onde

SCF - "Stress concentration factor" - fator de concentração de tensões.

Para um vaso sem cavernas de reforço, sob pressão interna, com as dimensões do submarino, ter-se-ia:

$$r = 385 \text{ mm} \quad ; \quad \frac{r}{t} = 70$$

$$t = 5,5 \text{ mm (admitido sem reforço)}$$

$$T = 23 \text{ mm} \quad \frac{T}{R} = 7,39 \times 10^{-3}$$

$$R = 3111,5$$

$$\log_{10}(\text{SCF}) = 0,7162 \quad \therefore \quad \text{SCF} = 5.2$$

ROSE [138] fez várias medidas de tensões em vasos cilíndricos, como mostrado na Figura 2.4.16, com razão espessura/diâmetro igual a 0,01, para bocais com diâmetro igual a 1/3 do diâmetro do vaso. Foram utilizados bocais que penetram no casco ("protruding nozzle") e bocais que não penetram no casco ("flush nozzle"). Os resultados obtidos vieram confirmar que à falta de melhores dados, os fatores de concentração de tensões obtidos em vasos esféricos podem ser utilizados para vasos cilíndricos, com pequeno erro, como mostrado na Tabela 2.4.2.

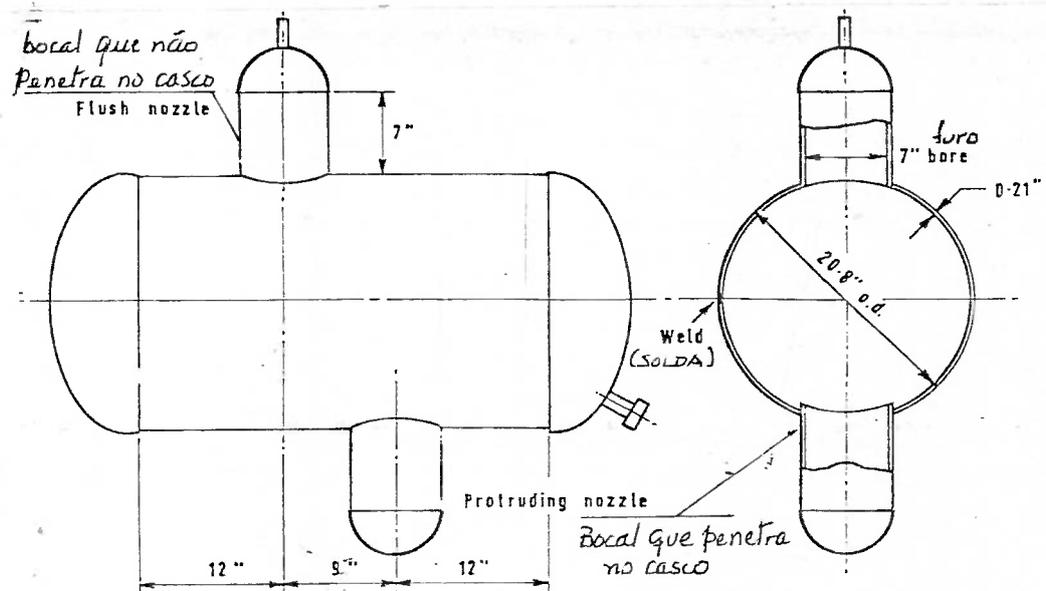


FIGURA 2.4.16 - ARRANJO GERAL DOS VASOS TESTADOS POR ROSE [138]

TABELA 2.4.2 SCF - FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES OBTIDOS POR ROSE

TIPO	$\frac{T}{D}$	$\frac{d}{D}$	$\frac{t}{T}$	SCF ¹ medido	SCF calc. (esfera)
"flush"	0,01	0,34	0,34	5,7	6,1
"protr."		0,34	0,34	4,6	5,4
"flush"		0,35	2,3	2,5	2,5
"protr."		0,36	1,05	2,3	2,5

$$|1| \quad \text{SCF medido} = \frac{\text{tensão real}}{\text{tensão na ausência da abertura}}$$

Nos vasos cilíndricos ensaiados por ROSE, os valores de SCF medidos na extremidade da abertura junto a seção longitudinal foram sempre iguais ou menores que os calculados para um vaso esférico de mesmos parâmetros.

As Figuras 2.4.17 e 2.4.18, mostram os valores de concentração de tensões obtidos por ROSE, para vasos sem reforço na escotilha, sob pressão interna, através de "strain gages"

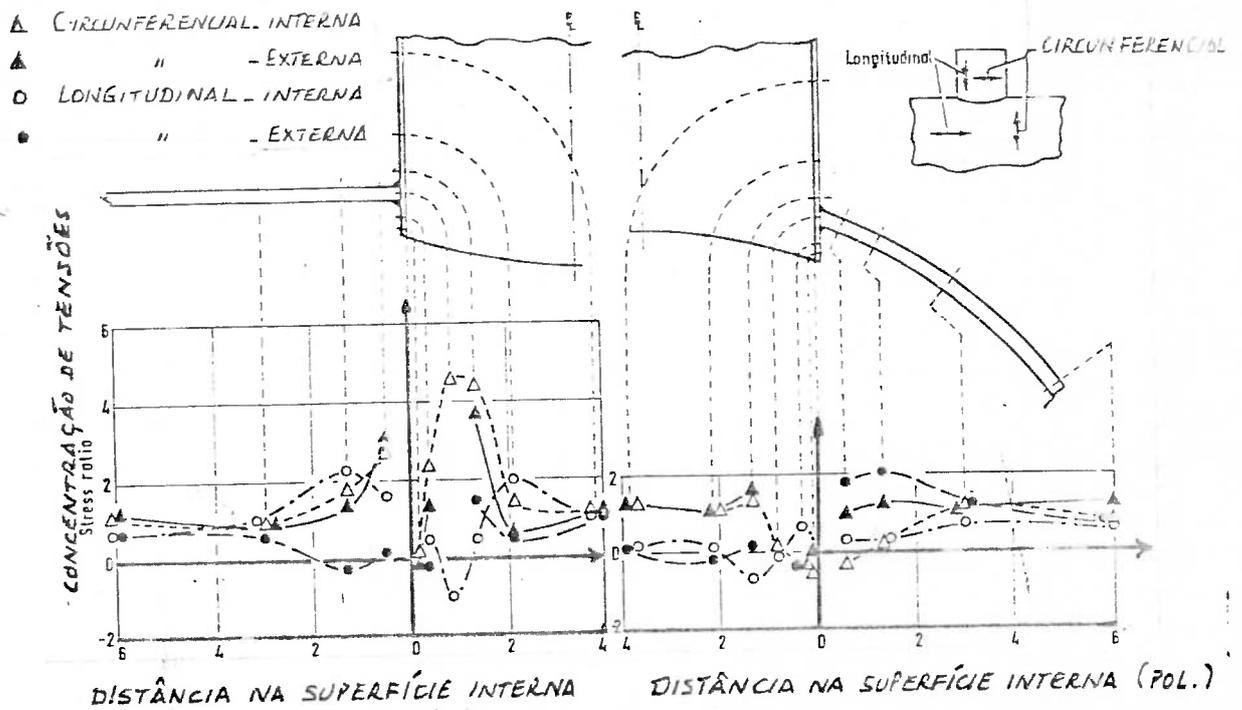


FIGURA 2.4.17 - TENSÕES EM BOCAL NÃO REFORÇADO QUE NÃO PENETRA NO CASCO-ROSE |138|

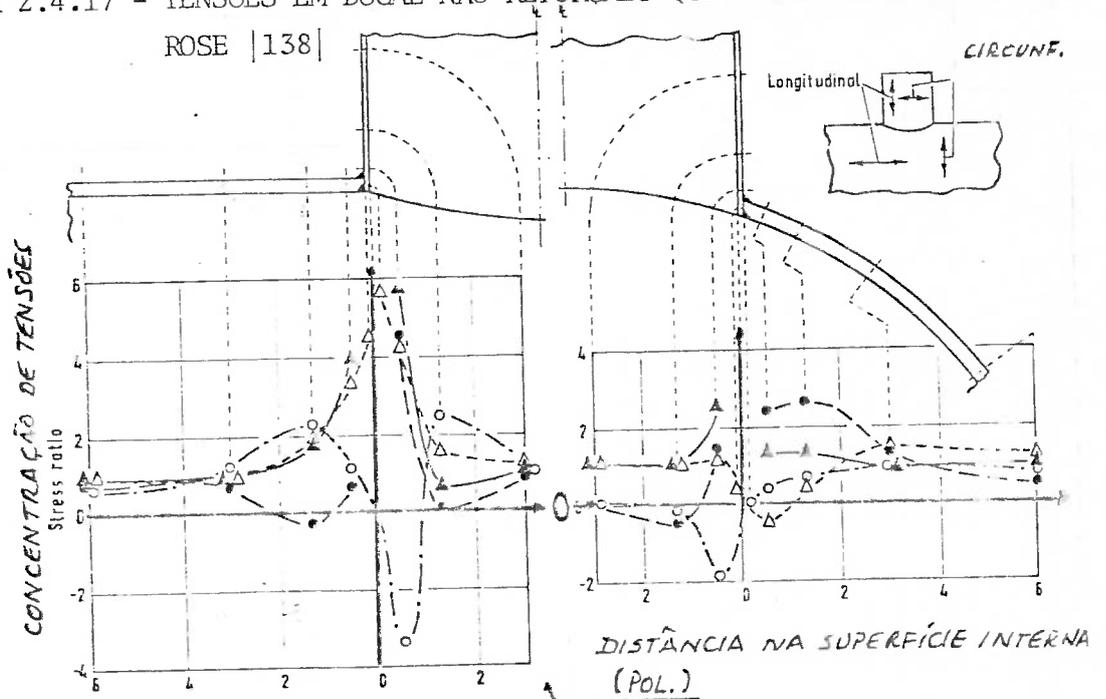


FIGURA 2.4.18 - TENSÕES EM BOCAL NÃO REFORÇADO QUE PENETRA NO CASCO-ROSE |138|

As Figuras 2.4.19 e 2.4.20 mostram as tensões circunferenciais obtidas por Rose para bocais reforçados

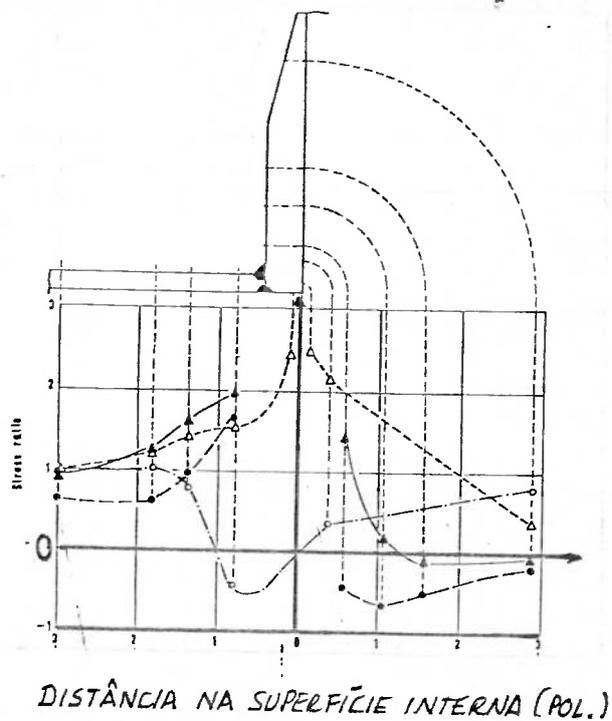


FIGURA 2.4.19 - TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS EM BOCAL REFORÇADO NÃO PASSANTE:
ROSE | 138 |

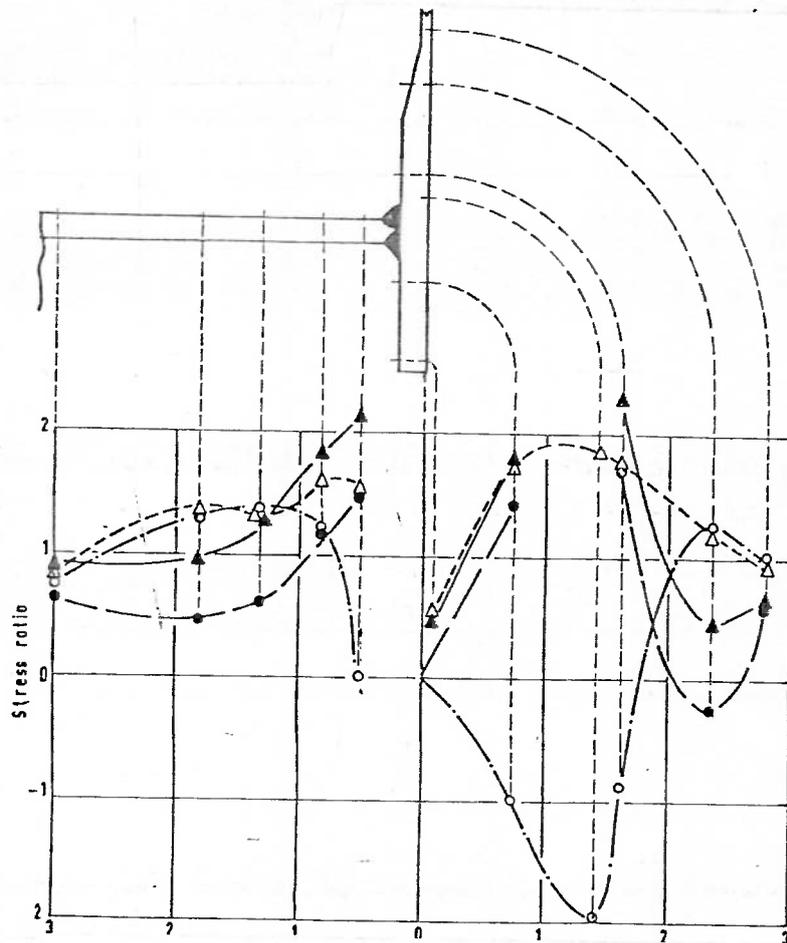


FIGURA 2.4.20 - TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS EM BOCAL REFORÇADO PENETRANTE NO CASCO - ROSE |138|

2.5 - ANÁLISE DE TENSÕES EM ABERTURAS CIRCULARES EM VASOS CILINDRICOS NÃO REFORÇADOS

As soluções para os problemas de aberturas em vasos de pressão esférico já são conhecidas há bastante tempo, enquanto que, para vasos cilíndricos, somente nas duas últimas décadas, estudos confiáveis começaram a ser produzidos. Até então, considerava-se que a análise teórica não era praticável, sendo utilizados métodos aproximados, admitindo, por exemplo, que o cilindro seria equivalente a uma chapa plana ao redor da abertura, o que seria válido quando o diâmetro da abertura fosse muito pequeno em relação ao diâmetro do cilindro.

Serão apresentadas a seguir algumas considerações a respeito de trabalhos referentes ao assunto. Deve-se assinalar, de início, que praticamente todos os artigos consultados se referem a vasos submetidos à pressão interna mas os resultados em termos de concentração de tensões são perfeitamente extensíveis aos casos de vasos sob pressão externa.

Sempre que possível, serão feitas avaliações das expressões obtidas pelos Autores, aplicadas ao submarino, que será objeto mais adiante da análise por elementos finitos na região da escotilha.

2.5.1 - HARVEY [12]

HARVEY assinala que qualquer anel de reforço deve ser sempre soldado a topo ao casco e não sobreposto e que há dois requisitos básicos a serem atendidos:

- a) deve ser adicionada suficiente quantidade de material para compensar o enfraquecimento provocado pela abertura;
- b) o reforço deve ser balanceado (pelos lados interno e externo ao vaso) e concentrado o mais próximo possível de abertura, com um "perfil" suave, para não introduzir um novo ponto de concentração de tensões.

HARVEY assinala, também, que a determinação do reforço ideal é bastante difícil e cita, como exemplo, o trabalho de TAYLOR & LIND [37] que mostra, através de ensaios fotoelásticos que, em determinados casos, aumenta-se a razão Área de reforço/Área da abertura de 65 para 115% e a redução no fator de concentração de tensões é desprezível. Os mesmos ensaios mostraram - que a variação do fator de concentração de tensões é mais função da distribuição de material do que, propriamente, da área de reforço.

Admitindo que, para aberturas de pequeno diâmetro, em cilindros de grande diâmetro, a região ao redor do furo pode ser assimilada a uma chapa plana, HARVEY estabelece a seguinte expressão para a tensão máxima na extremidade do furo:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_0}{4} \left(4 + \frac{3a^2}{r^2} + 3 \frac{a^4}{r^4} \right) \text{ sendo}$$

- σ_0 - tensão circunferencial
 a - raio de abertura
 r - distancia radial a partir do centro do furo

$$\text{Para } a = r, \sigma_1 = 10/4 \times \sigma_0 = 2,5 \sigma_0 .$$

Esta tensão decresce rapidamente, à medida que r cresce, isto é, para pontos mais afastados do centro do furo, de acordo com a curva mostrada na Figura 2.5.1.

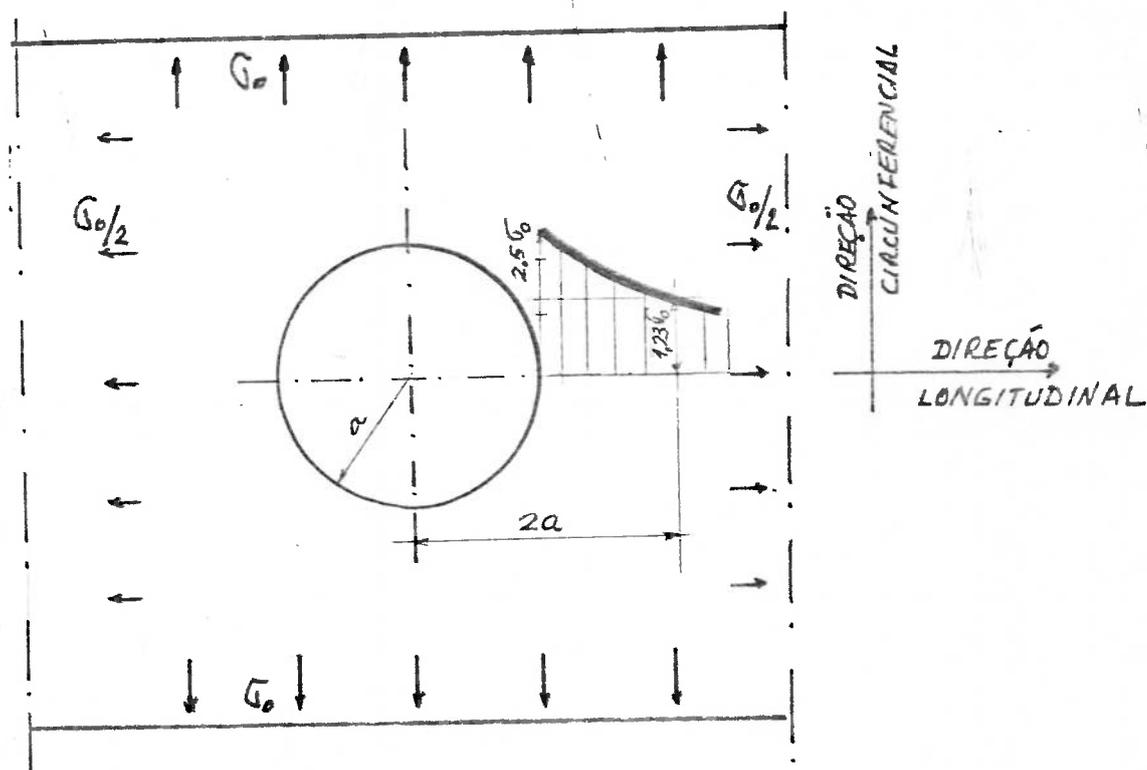


FIGURA 2.5.1 - VARIAÇÃO DE TENSÃO NA REGIÃO DE FURO CIRCULAR EM CILINDRO SOB PRESSÃO INTERNA-HARVEY [12]

Como se observa, a uma distância da extremidade do furo igual ao seu raio, o efeito da abertura na concentração de tensões é desprezível e esta distância é, usualmente, aceita como limite para o reforço efetivo, quando se instala um anel.

Na direção circunferencial, o limite para o reforço pode ser aproximado a partir das características de deflexão do anel de reforço e é, normalmente, tomado como 25% do raio da abertura.

Ensaios mostraram que os pontos de máxima tensão estão localizados no canto interno A e no canto externo B do bocal, como mostrado na Fig. 2.5.2, e que a solução para minimizar este efeito seria pelo arredondamento do canto interno, com um raio da ordem de 25 a 50% da espessura do vaso e, no canto externo, um raio também da mesma ordem de grandeza ou, mesmo, um espalmado, com arredondamento nos cantos.

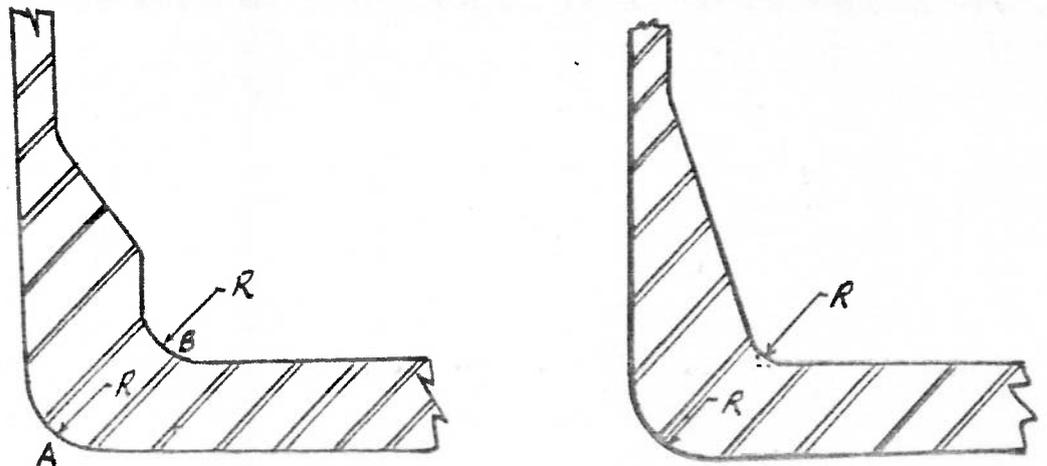


FIGURA 2.5.2 - DETALHE DE BOCAIS PARA REDUZIR A CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES-
HARVEY - |12|

2.5.2 - HOUGHTON |107|

HOUGHTON comparou uma série de resultados experimentais próprios, obtidos através de ensaios fotoelásticos, com os resultados obtidos através de aproximação do cilindro a uma placa plana, concluindo que a teoria seria aplicável até valores do coeficiente $a^2/Rt = 0,88$, onde

a = raio da abertura

R = raio do cilindro

t = espessura do cilindro

Para o caso de um vaso com as dimensões do submarino

a = 385 mm

R = 3111.5 mm

t = 23mm

∴ $\frac{a^2}{Rt} = 2.07$, a teoria de placa plana não seria aplicável.

2.5.3 - COON, GILL e KITCHING |11|, |74|

COON, GILL e KITCHING estabeleceram um limite inferior para a pressão interna ("lower bound limit") que cria um campo de tensões em equilíbrio com a carga aplicada, tal que o escoamento não seja atingido na extremidade da abertura, chegando à expressão |11|:

$$p^* = \frac{1}{1+2\rho^2} \quad \text{onde}$$

$$p^* = \frac{p R}{\sigma_y T}, \quad \text{adimensional}$$

$$\rho = \frac{r/R}{\sqrt{R/T}} \quad (\text{parâmetro de curvatura}), \text{ adimensional}$$

r = raio da abertura

R = raio do cilindro

T = espessura do cilindro

p = pressão interna

σ_y = tensão de escoamento do material

Os resultados foram comparados com ensaios experimentais, concluindo-se que estes últimos eram sempre superiores.

A curva da Fig. 2.5.3, adiante, mostra a variação de

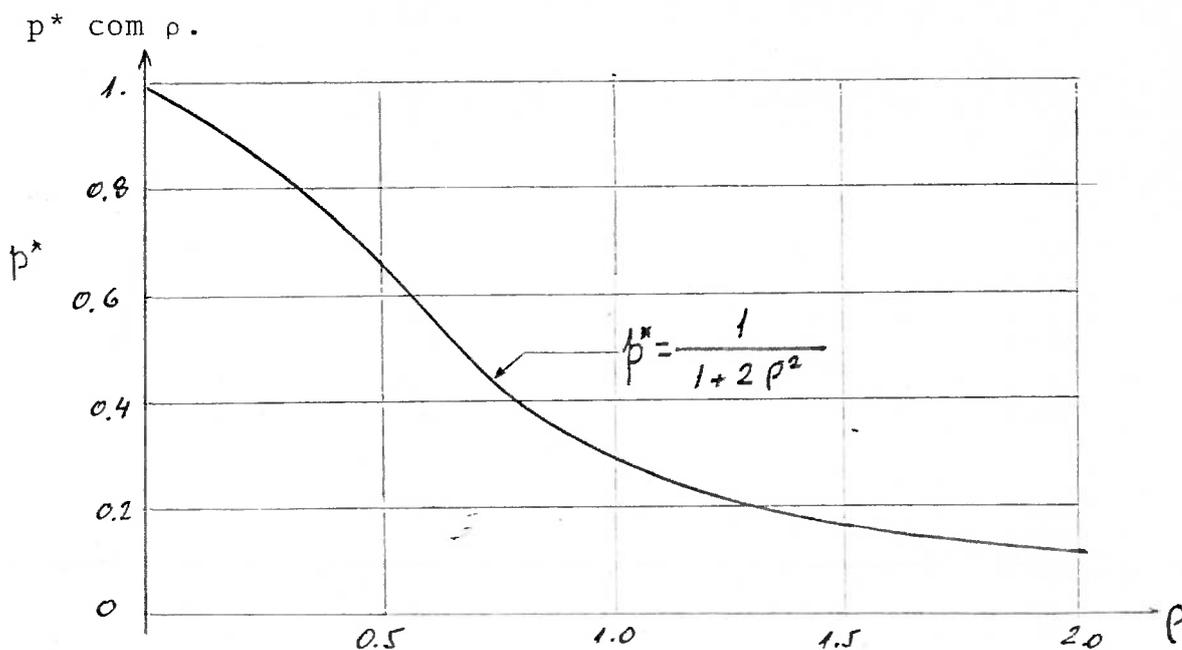


FIGURA 2.5.3 - PRESSÃO LIMITE INFERIOR OBTIDA POR COON, GILL e KITCHING

Deve-se observar que, para ρ muito pequeno, p^* é muito próximo de 1 e, nesses casos,

$$p^* = \frac{p}{\sigma_y t} \dots \sigma_y = \frac{pR}{t} \quad (p^* = 1) \quad \text{que é exatamente o valor da tensão circunferencial de membrana, no caso de inexistência de abertura.}$$

Aplicando este critério a um vaso com as dimensões - do submarino, admitido sem reforços e com a abertura da escotilha, viria:

$$r = 385 \text{ mm}$$

$$R = 3111,5 \text{ mm}$$

$$T = 23 \text{ mm}$$

$$\sigma_y = 56 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$$

$$\rho = \frac{\frac{385}{3111.5}}{\frac{3111.5}{23}} \dots \rho = 0,0106$$

$$p^* = \frac{1}{1+2\rho^2} = \frac{1}{1+2 \times 0,0106^2} \dots p^* = 0,9998877 \approx 1$$

$$p = \frac{p^* \cdot \sigma_y \cdot T}{R} = \frac{\sigma_y T}{R}$$

Conclui-se, portanto, que para um vaso com essas dimensões e com esse diâmetro de abertura, a pressão interna crítica

tica, ou seja, aquela que criaria um campo de tensões em equilíbrio com essa carga aplicada, seria a própria tensão circumferencial de membrana no cilindro sem abertura.

A referência [11] apresenta um estudo detalhado sobre o uso dos Teoremas de Análise Limite no projeto de vasos de pressão.

2.5.4 - ERINGEN et al. |45|

ERINGEN, NAGHDI e THIEL sumarizaram em um trabalho - publicado no "Welding Research Council Bulletin" nº102, uma série de trabalhos referentes a cinco anos de pesquisa, |42|, |43|, |44|, |45|, |46|, conduzida sob os auspícios do "Pressure Vessel Research Committee" e com apoio do "Bureau of Ships of the U.S. Navy" a exemplo dos estudos fotoelásticos já citados. São apresentadas soluções analíticas para os seguintes casos de cargas aplicadas:

- a) momento fletor uniforme nas bordas da abertura;
- b) cilindro sob uma tensão axial, uniforme;
- c) cilindro sob pressão interna equilibrado por uma tensão de cisalhamento distribuída uniformemente ao longo da abertura;
- d) cilindro sob um momento torçor nas extremidades.

A superposição desses resultados permite a obtenção de solução para vários casos encontrados em aplicações industriais.

Para cada um dos casos citados, são apresentados gráficos de tensões, em função de parâmetros que definem a geometria no local.

É tomada a equação diferencial parcial, no campo complexo, que caracteriza a flexão de uma casca cilíndrica |11|.

$$\Delta^2 \bar{\psi} + 8i\beta^2 \frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial x^2} = 0, \quad \text{onde}$$

$\psi \equiv \frac{w}{\rho_0} + i K \phi$, função deslocamento complexo relacionado ao deslocamento radial $w(x,y)$

$$\Delta \equiv \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$$

$\beta \equiv$ parâmetro de curvatura dado por

$$\beta = \frac{1}{2} \frac{[3(1-\nu^2)]^{1/4}}{[RT]^{1/2}}, \text{ constante}$$

$$K \equiv \frac{2}{E t^2 \rho_0} [3(1-\nu^2)]^{1/2}, \text{ constante}$$

$\phi(x,y)$ - função de tensão

$R =$ raio da casca

$T =$ espessura da casca

$\nu =$ coeficiente de Poisson

$E =$ módulo de Young

O estado de tensão em um ponto qualquer da casca é determinado através das tensões $N_\rho, N_{\rho\phi}, N_\phi$, dos momentos fletores $M_\rho, M_{\rho\phi}, M_\phi$ e das forças cortantes Q_ρ e Q_ϕ , em função do potencial complexo $\bar{\psi}$, sendo, em seguida, aplicadas as condições de contorno, em cada um dos casos de cargas aplicadas.

O método de solução da equação diferencial requer a aplicação de cálculo numérico e de séries de Fourier e está mostrado no Apêndice daquele trabalho.

Os Autores definem a concentração de tensões através da razão entre a máxima tensão principal no ponto e a máxima ten

são principal que ocorreria, se não existisse a abertura. Assim é que são definidos o fator de concentração de tensões de membrana \underline{S}_C e o fator de concentração de tensões totais (incluindo a ação de momento fletor) $\underline{\hat{S}}_C$, sendo apresentados os gráficos de \underline{S}_C e $\underline{\hat{S}}_C$ em função de um parâmetro de curvatura $\beta \rho_0$ (β , já definido anteriormente e ρ_0 , diâmetro da abertura) e do ângulo ϕ entre o plano longitudinal diametral, pelo centro da abertura e o plano que passa pelo centro da abertura e pelo ponto onde se quer medir a concentração de tensões.

O sistema de coordenadas utilizadas está mostrado na Fig. 2.5.4 a seguir:

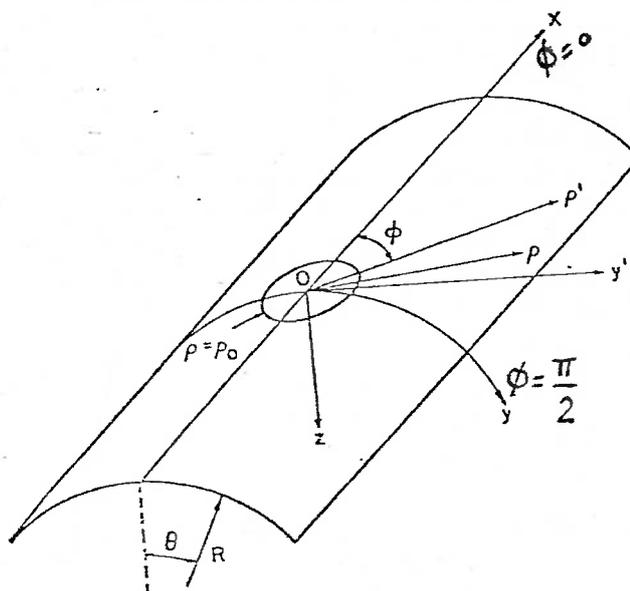


FIGURA 2.5.4 - SISTEMA DE COORDENADAS UTILIZADO POR ERINGEN et Alii [45].

Como resultado, constata-se que os valores máximos de S_c e \hat{S}_c ocorrem para diferentes ângulos ϕ em função do parâmetro $\beta \rho_0$, observando-se que, à medida que $\beta \rho_0$ cresce, os máximos de S_c e \hat{S}_c caminham de $\phi = 0$ para $\phi = \pi/2$.

A Fig. 2.5.5 a seguir, mostra isso, assinalando que o máximo de S_c ocorre $\phi = 0$, até o valor $\beta \rho_0 = .8485$ e que o máximo se desvia para valores maiores de ϕ , à medida que $\beta \rho_0$ cresce, atingindo um valor máximo para $\phi = 35^\circ$, quando $\beta \rho_0$ é igual a 1,7677 e o fator S_c é da ordem de 9,5, decrescendo, em seguida, até atingir valores mínimos sempre para $\phi = 90^\circ$.

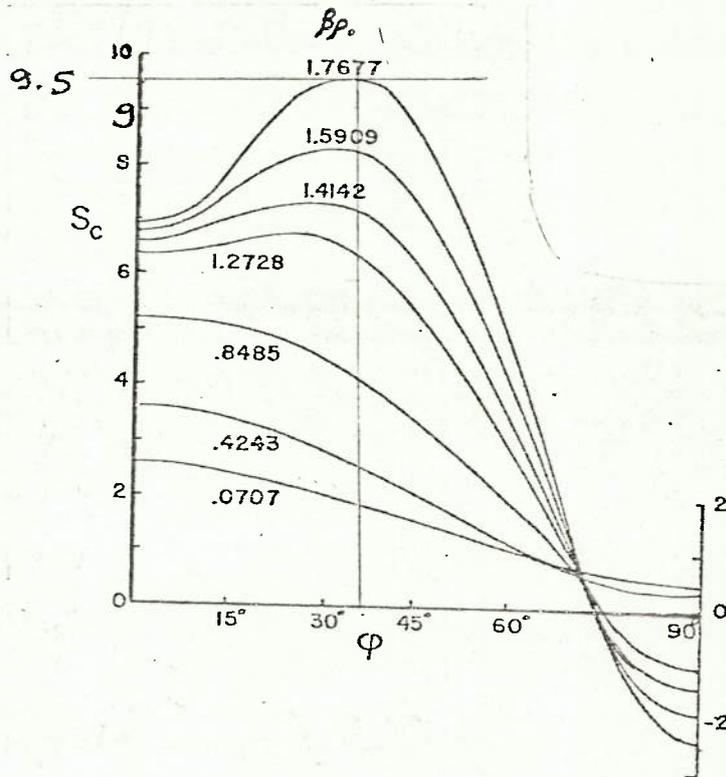


FIGURA 2.5.5 - FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES DE MEMBRANA EM FUNÇÃO DE $\beta \rho_0$ - ERINGEN [45]

As soluções foram baseadas na hipótese de que a abertura circular é uma curva aproximadamente plana, o que só é válida para pequenos valores da razão $\frac{\rho_0}{R}$ normalmente da ordem de até $1/4$. Os resultados obtidos, entretanto, foram considerados válidos até $\rho_0/R < 1/2$

Os Autores constataram também que, à medida que se caminha para longe da abertura, a concentração de tensões cai significativamente, para pontos distantes até quatro vezes o raio da abertura e que, para pontos, além de nove vezes o raio da abertura, o fator de concentração é unitário, como mostrado na Fig. 2.5.6.

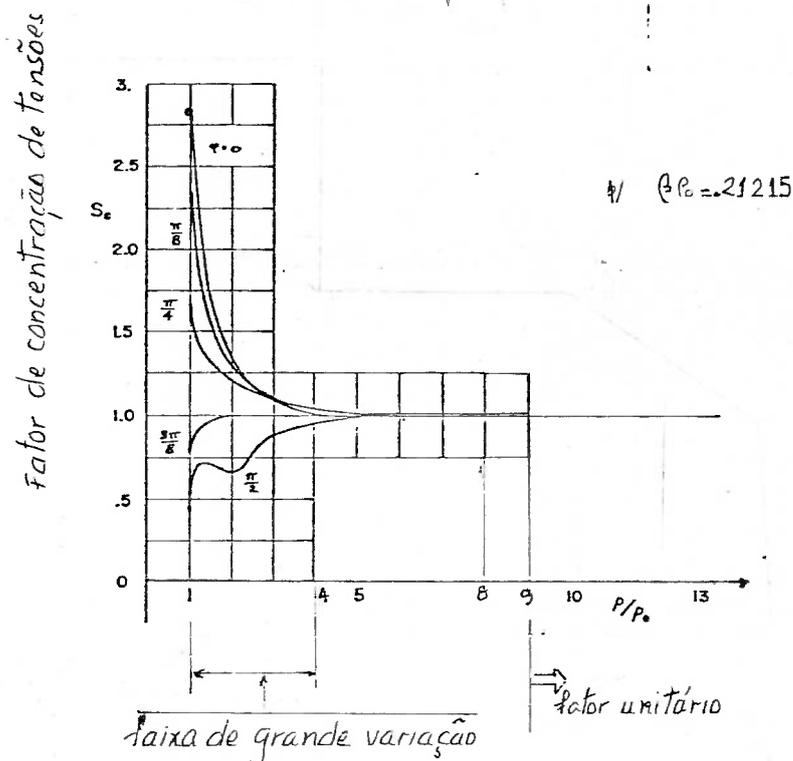


FIGURA 2.5.6 - FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES AO LONGO DE LINHAS RADIAIS ÉRINGEN [45]

ERINGEN et al. chegaram a uma expressão aproximada - para o fator de concentração de tensões, através de métodos numéricos, que apresentou resultados bastante próximos dos obtidos analiticamente, com erro da ordem de 0,01% para pequenos valores de $\beta \rho_0$ (0,2, por ex.), mas com erros superiores a 30% , para valores de $\beta \rho_0$ da ordem de 0,6, isto no caso de vaso sob pressão interna.

A expressão, para o caso de pressão interna, é a seguinte:

$$\begin{aligned}
 S_c = & 1 + 3,14159(\beta \rho_0)^2 + 14,27495844(\beta \rho_0)^4 + 30,66378106(\beta \rho_0)^4 \ln\left(\frac{\gamma \beta \rho_0}{\sqrt{2}}\right) + \\
 & + \left[2,4,712385(\beta \rho_0)^2 + 21,19121131(\beta \rho_0)^4 + 41,40331942(\beta \rho_0)^4 \ln\left(\frac{\gamma \beta \rho_0}{\sqrt{2}}\right) + \right. \\
 & + \left. 17,40259765(\beta \rho_0)^4 \ln^2\left(\frac{\gamma \beta \rho_0}{\sqrt{2}}\right) \right] \cos 2\phi + \\
 & + \left[0,587607178(\beta \rho_0)^4 + 2,818181823(\beta \rho_0)^4 \ln\left(\frac{\beta \rho_0}{\sqrt{2}}\right) \right] \cos 4\phi + \\
 & + \left[0,01275252(\beta \rho_0)^4 \right] \cos 6\phi, \quad \text{onde}
 \end{aligned}$$

$\gamma =$ constante de Euler = 0,5772.

Aplicando esta expressão a um cilindro, sem reforço , com as dimensões do submarino, vem:

$$\rho_0 = 385 \text{ mm}$$

$$R = 3111,5 \text{ mm}$$

$$\frac{\rho_0}{R} = \frac{385}{5111,5} = 0,123 < 1/4 \quad \therefore \text{dentro do campo de validade}$$

$$T = 23 \text{ mm}$$

$$\beta = \frac{1}{2} \frac{|3(1-0,3)^2|^{1/4}}{(3111,5 \times 23)^{1/2}} \quad \therefore \beta = 2,4024 \times 10^{-3} \text{ mm}^{-1}$$

$\beta \rho_0 = 2,4024 \times 10^{-3} \times 385 \quad \therefore \beta \rho_0 = 0,924924$ - muito alto, o que levaria a erros muito grandes no cálculo. Observe-se que os termos que contem o logarítmo à la. potência serão negativos, pois $\frac{\gamma \beta \rho_0}{\sqrt{2}}$ é menor que 1 e estarão multiplicados por $30,663 \dots (\beta \rho_0)^4$ e $41,403 \dots (\beta \rho_0)^4$, respectivamente, pesando muito no resultado final.

Para o caso de pressão interna, os Autores apresentam o gráfico da Fig. 2.5.7, onde está mostrada a variação do fator de concentração de tensões total S_c , calculado analiticamente, com o parâmetro de curvatura $\beta \rho_0$. Os valores, para um cilindro sem reforço, com as dimensões dos submarino estão assinalados.

CONDIÇÕES: CARGA - PRESSÃO INTERNA
 $\phi = 0^\circ$

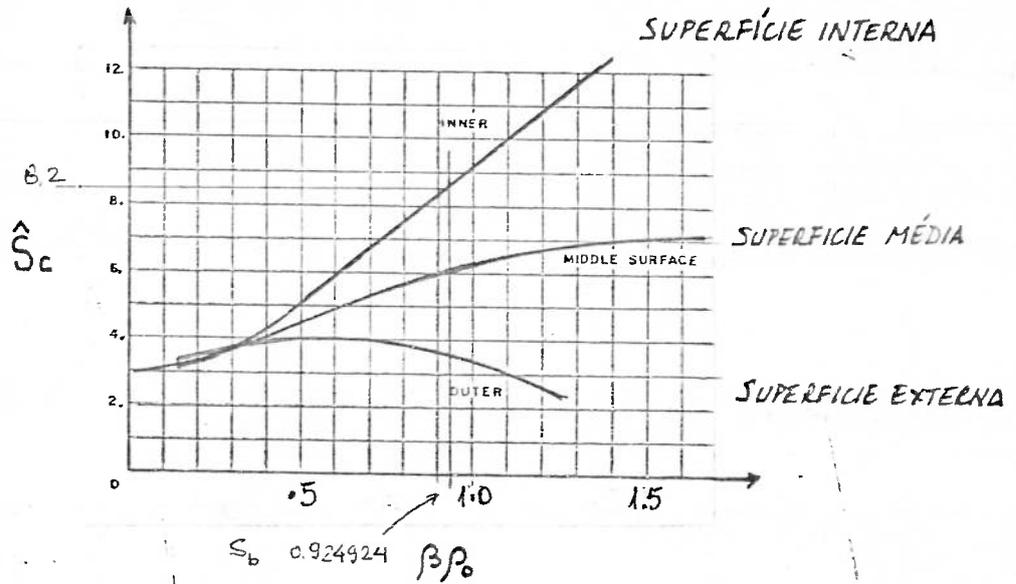


FIGURA 2.5.7 - FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES TOTAL DE ERINGEN EM FUNÇÃO DO PARÂMETRO DE CURVATURA, PARA $\phi = 0$ |45|.

2.5.5 - ADAMS |47|

ADAMS, a exemplo de ERINGEN et al., citados no item anterior, resolvem também a equação diferencial parcial que caracteriza a flexão de uma casca cilíndrica, só que no campo real, utilizando um método variacional simplificado, para funções que satisfazem, com exatidão, às condições de contorno estabelecidos. Os coeficientes indeterminados das funções são calculados através da minimização do erro decorrente da substituição das funções nas equações de casca fina, que relacionam as tensões e os deslocamentos. Os resultados foram expressos em termos de um parâmetro adimensional da curvatura α .

São consideradas, na ausência de cargas de superfície, as seguintes equações diferenciais

$$\nabla^4 \phi + \frac{Et}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0$$

$$\nabla^4 w - \frac{1}{RD} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = 0$$

ϕ - função de tensão

w - deslocamento normal à casca

a - raio da abertura

R - raio da casca

t - espessura da casca

$$D = \frac{Et^3}{R(1-\nu^2)}$$

ν = coeficiente de Poisson

E - módulo de Young

$$\alpha = \frac{a}{\sqrt{Rt}}$$

O estado de tensões foi, novamente, determinado através das tensões de membrana, momentos fletores e forças cortantes no ponto, em função de ϕ e w , sendo, em seguida, escolhida uma função, com coeficientes indeterminados, que atende às condições de contorno. Foram obtidos resultados para três condições de carga (tensão uniaxial, torção e pressão interna), permitindo a combinação dos efeitos isolados dessas cargas, através do princípio de superposição.

O sistema de coordenadas utilizado está mostrado na Fig. 2.5.8 a seguir:

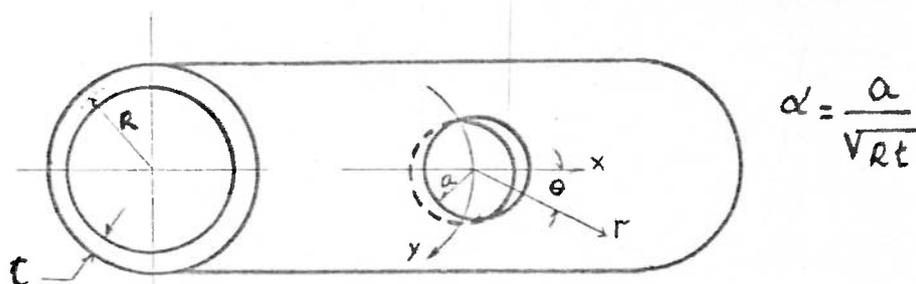


FIGURA 2.5.8 - SISTEMA DE COORDENADAS UTILIZADO POR ADAMS |47|

Os resultados obtidos mostraram que a curvatura do cilindro produz um aumento nos valores de tensões, em relação a uma placa plana e que a presença de tensões de flexão, como as decorrentes de aberturas produzem uma elevação maior, ainda, nesses valores, em uma das superfícies (externa ou interna), embora produza uma redução na outra.

ADAMS fez uma análise dos seus resultados e comparou com os resultados de ERINGEN [41], LEKKERKERKER [116] e VAN DYKE [157], concluindo que são bastante próximos, nas condições de carga torsional e de pressão interna, diferindo no caso da tensão uniaxial, quando obteve um fator de concentração de tensões cerca de 40% maior e crescimentos muito mais acentuados desses fatores, com o crescimento do parâmetro α . Além disso, constatou que, para valores muito grandes de α , o crescimento era muito pouco acentuado, sugerindo a existência de um valor limite do fator de concentração de tensões.

2.4.6 - VAN DYKE [157]

VAN DIKE, utilizando técnica de soluções semelhante a ERINGEN [47], chegou a resultados bastante próximos dos obtidos por aquele e dos obtidos por LEKKERKERKER [116] e WITHUM [161].

Para o caso de um cilindro sob pressão interna, VAN DIKE chegou à seguinte expressão matemática, para o fator de concentração de tensões na extremidade da abertura.

$$K_t = \frac{\sigma_{\theta\theta}}{\sigma_{\infty}} = \frac{3}{2} + \cos 2\theta + \pi\beta^2 \left(1 + \frac{5}{4} \cos 2\theta\right) + \dots$$

para β inferior a 4, onde:

$\sigma_{\theta\theta}$ = tensão circunferencial na extremidade da abertura

σ_{∞} = tensão circunferencial de membrana, sem abertura

θ = ângulo do plano pelo ponto onde se quer medir a concentração de tensões, em relação ao plano longitudinal

β = parâmetro de curvatura dado por

$$\beta^2 = \frac{a^2 \sqrt{12(1-\nu^2)}}{8 RT}$$

R = raio da superfície média do cilindro

T = espessura do cilindro

ν = coeficiente de Poisson = 0,3 (aços)

a = raio da abertura

Para um ponto na extremidade da abertura, junto ao eixo longitudinal de simetria ($\theta=0$)

$$K_t = 2,5 + \frac{9\pi}{4} \beta^2$$

Para β muito pequeno, observa-se que o fator de concentração de tensões se aproxima do valor 2.5, já citado anteriormente.

Aplicando essa expressão, a um vaso com as dimensões do submarino, vem:

$$a = 385 \text{ mm}$$

$$R = 3111.5 \text{ mm}$$

$$T = 23 \text{ mm}$$

$$\nu = 0.3$$

$$\therefore \beta = \sqrt{\frac{385^2 \sqrt{12(1-0.3)^2}}{8 \times 3111.5 \times 23}} \quad \therefore \beta \approx 0.925$$

$$\therefore K_t = 2.5 + \frac{9 \times \pi}{4} \times 0.925^2 \quad \therefore K_t \approx 8.55$$

2.6 - ANÁLISE DE TENSÕES NA INTERSECÇÃO DE CILINDROS

A interseção de cascas cilíndricas com ramificações também cilíndricas ocorre, com muita frequência, em um grande número de instalações industriais, a exemplo de bocais e escotilhas em vasos de pressão e a exemplo, também, de juntas tubulares em estruturas de plataformas offshore e em oleo-dutos, aquadutos, etc.

Serão analisados, a seguir, alguns trabalhos referentes a cilindros que se interceptam perpendicularmente.

2.6.1 - ERINGEN et al. |56|

ERINGEN et al. fizeram a análise teórica de cilindros que se interceptam, para o caso de razão entre raios inferior a $1/3$, considerando os dois cilindros como cascas de comprimento infinito, fechados nas extremidades e submetidos a uma pressão interna. A solução exata da equação diferencial parcial de DONNEL, que caracteriza as cascas cilíndricas |11|, foi obtida sob a forma de séries infinitas, aplicando-se a expansão de Fourier e o método dos mínimos quadrados, para satisfazer às condições de contorno estabelecidas.

O problema foi dividido em três partes:

- a) inicialmente, foi determinado o campo de tensões e de deslocamentos em uma casca cilíndrica fechada, sob pressão interna e aplicado aos dois cilindros, com suas respectivas dimensões;

- b) a seguir, foram determinados os campos de tensões e de deslocamentos nos dois cilindros, submetidos a cargas arbitrárias de extremidade, ao longo de sua curva de interseção;
- c) por último, os campos obtidos foram superjustos de tal forma que, ao longo da curva de interseção as forças e momentos resultantes tendessem a zero e os deslocamentos fossem contínuos na direção normal à interseção.

Como verificação, ficou constatado que, os campos de tensão resultantes tendiam efetivamente para os campos de tensões nos cilindros isolados, para pontos suficientemente afastados da interseção, o que demonstrava a correção das hipóteses.

Foram analisados 143 casos, variando-se os parâmetros $\frac{D}{T}$, $\frac{d}{D}$, $\frac{s}{S}$, β , ρ_0 e ϕ , sendo:

D = diâmetro do cilindro inferior (principal)

d = diâmetro do cilindro superior (bocal)

T = espessura do cilindro inferior

t_1 = espessura do cilindro superior

$$\beta = \frac{[3(1-\nu^2)]^{1/4}}{2(RT)^{1/2}}$$

ρ_0 = raio médio da abertura

ϕ = ângulo medido a partir do plano longitudinal de simetria

$$\frac{s}{S} = \frac{\frac{d}{t_1}}{\frac{D}{T}} = \frac{d}{t_1} \times \frac{T}{D}$$

Obs: Como a tensão circunferencial, fora da interseção é dada por $\sigma = \frac{pd}{2t}$, $\frac{s}{S}$ é um parâmetro que compara as resistências mecânicas isoladas dos dois cilindros.

Para o caso de um vaso cilíndrico com as dimensões do submarino, na região da escotilha, sem reforços, vem

$$D = 6223 \text{ mm} \quad ; \quad R = \frac{D}{2} = 3111.5 \text{ mm}$$

$$d = 770 \text{ mm} \quad ; \quad \rho_0 = \frac{d}{2} = 385 \text{ mm}$$

$$T = 23 \text{ mm}$$

$$t_1 = 5.5 \text{ mm}$$

$$\frac{D}{T} = \frac{6223}{23} = 270.6$$

$$\frac{d}{D} = \frac{770}{6223} = 0.124$$

$$\frac{s}{S} = \frac{770}{5.5} \times \frac{23}{6223} = 0.5$$

$$\beta = \frac{[3(1-0.3^2)]^{1/4}}{2(3111.5 \times 23)^{1/2}} = 2.4 \times 10^{-3}$$

$$\beta \rho_0 = 0.925$$

Os resultados numéricos apresentados no trabalho confirmaram os já obtidos anteriormente pelos mesmos autores [45], no caso de uma abertura circular em cilindro, mas só foram considerados válidos para $\beta \rho_0 < 0.5$, não sendo aplicável, portanto, ao caso em questão ($\beta \rho_0 = 0.925$).

Alguns gráficos, apresentando a variação de con

centração de tensões na interseção de cilindros em função do ângulo ϕ , estão mostrados na Figura 2.6.1.

$$S_c = \frac{N_\phi}{PR}$$

$$N_\phi = \frac{C_{\phi\phi}}{t}$$

↓
membrana

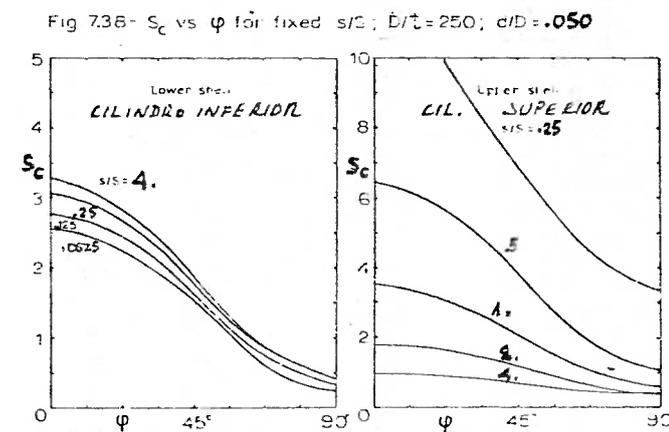
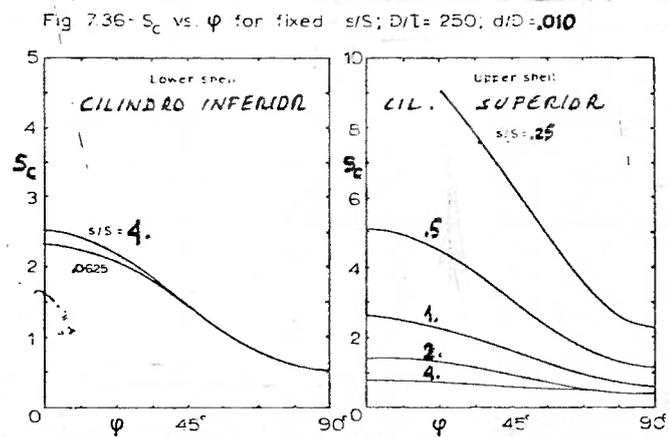
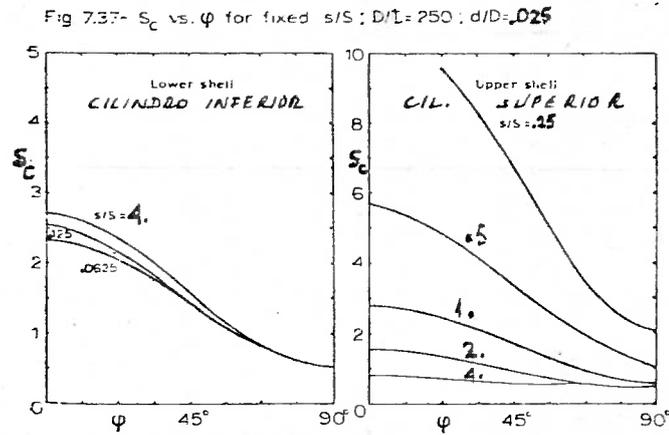


FIGURA 2.6.1 - VARIAÇÃO DO FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES COM O ÂNGULO EM RELAÇÃO AO PLANO LONGITUDINAL DE SIMETRIA - ERINGEN [56]

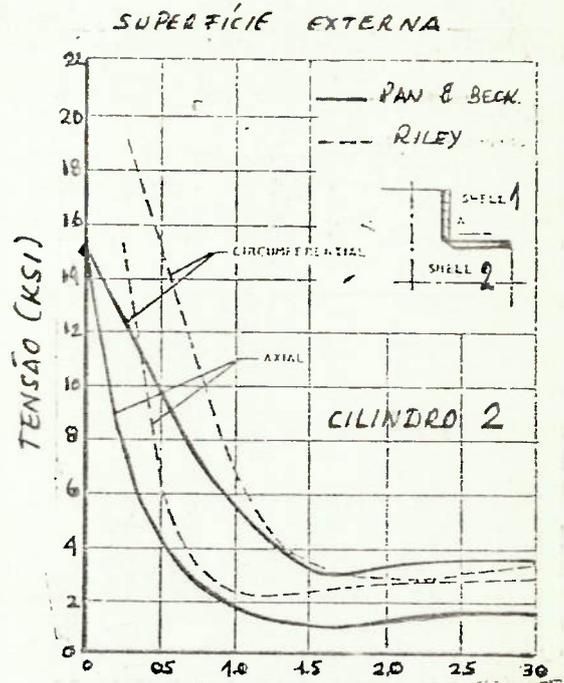
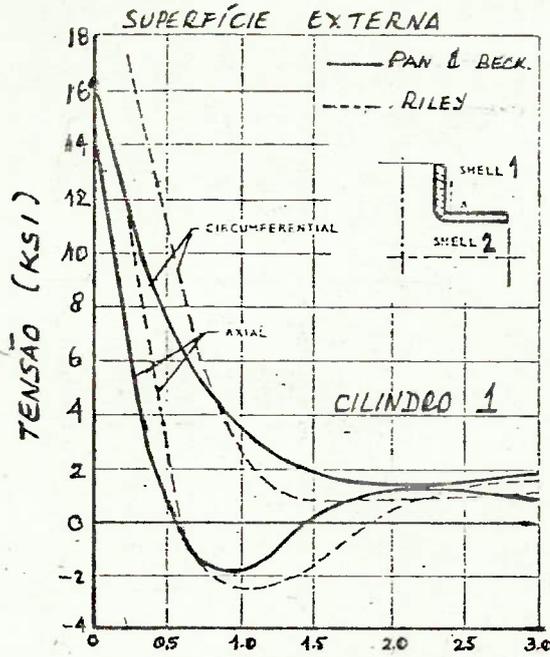
2.6.2 - PAN E BECKETT |53|

Resolveram o problema da interseção de cilindros perpendicularmente, submetidos à pressão interna, utilizando , para o cilindro superior, a solução de FLUGGE |90| e, para o cilindro inferior, a solução de DONNEL |11|, também utilizada por ERINGEN |45|, conseguindo eliminar a limitação, até então existente, de soluções só aplicáveis quando a relação entre - diâmetros era inferior a 1/2. Os seus resultados foram compara dos com os obtidos experimentalmente por RILEY |132|, chegando a curvas de tensões, em relação à distância à interseção, bas tante próximas, como mostrado na Figura 2.6.2.

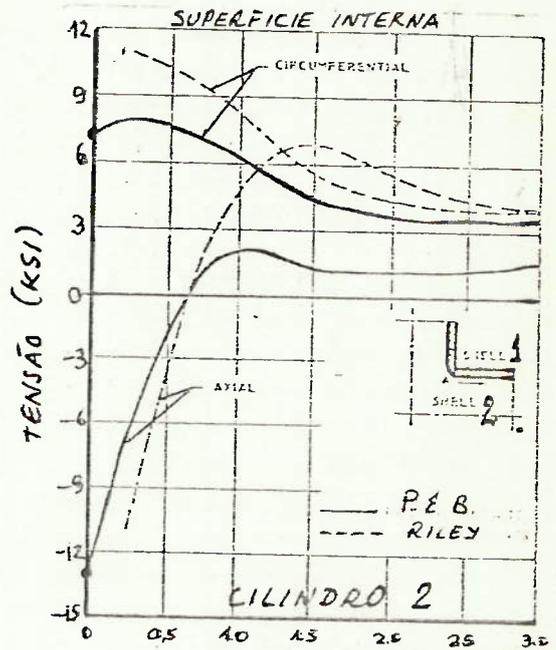
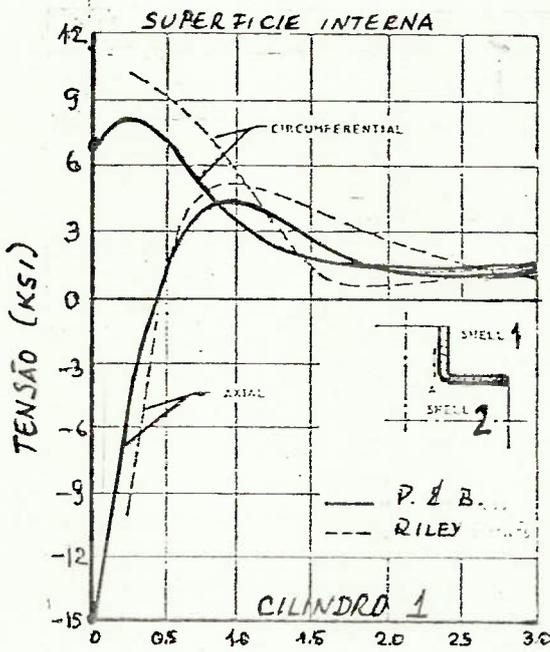
Como se pode verificar, para uma relação de diâme tros próxima da unidade, as maiores tensões foram observadas - no cilindro superior (cilindro 1):

tensão circunferencial na superfície externa	= 16 KSI
tensão axial na superfície externa	= 14 KSI
tensão axial na superfície interna	= -15 KSI,

contrariando o que ocorria para relações de diâme tros inferiores a 1/2, quando a maior tensão era sempre a cir cunferencial na superfície interna do cilindro inferior.



DISTÂNCIA DA INTERSEÇÃO (INCH.)



DISTÂNCIA DA INTERSEÇÃO

FIGURA 2.6.2 - DISTRIBUIÇÃO DE TENSOES NA INTERSEÇÃO DE CILINDROS - PAN E BECKETT | 53 |

2.6.3 - LEKKERKERKER |55|

Na primeira parte, LEKKERKERKER faz uma análise resumida dos vários trabalhos conhecidos a respeito de concentração de tensões próximo a aberturas em cilindros, assinalando os vários métodos de solução e, na segunda parte, apresenta um tratamento analítico para o problema de aberturas circulares em vasos cilíndricos, com algumas diferenças em relação às soluções já existentes.

São discutidas as soluções para os dois casos de interseção de cilindros mostrados na Figura 2.6.3, utilizando as seguintes subdivisões:

caso (a) - duas partes: um cilindro com abertura circular e um tubo com extremidade aproximadamente plana, desprezando a interação entre os dois;

caso (b) - três partes: as duas anteriores, acrescidas de um tubo de parede grossa, ao qual é dado um tratamento por elementos finitos.

Os resultados numéricos estão contidos em dois outros trabalhos do mesmo Autor |116| e |117|, que não foram seguidos.

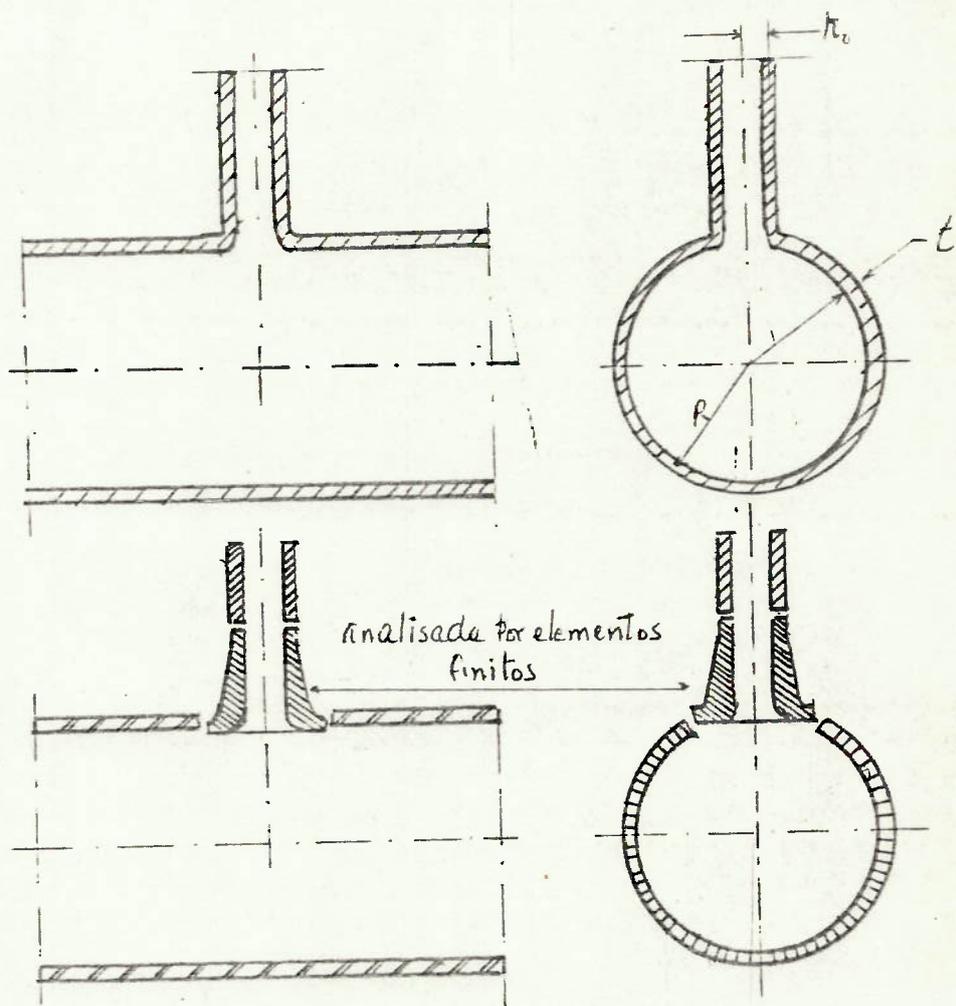


FIGURA 2.6.3 - TIPOS DE INTERSEÇÃO DE CILINDROS - LEKKERKERKER |55|

2.6.4 - HANSBERRY E JONES |57|

HANSBERRY e JONES estudaram o problema da interseção de cilindros perpendicularmente, para o caso de um momento flexor externo aplicado no cilindro menor, equilibrado por momentos iguais à metade daquele, atuando em cada extremidade do cilindro principal, chegando a resultados que foram considerados válidos para razão entre raios inferior a 1/3. O método de solução é bastante semelhante ao utilizado por ERINGER |45| e são apresentados resultados numéricos para os casos de razão entre raios 1:10 a 1:4.

2.6.5 - LIND |120|

LIND apresenta um método aproximado para cálculo do coeficiente de concentração de tensões na interseção de cilindros, sob pressão interna, com base em uma distribuição conveniente de deformações na região. Para o caso de ramificação com pequeno diâmetro em relação ao diâmetro do cilindro principal, admitiu que a distribuição de deformações é semelhante ao caso de furo circular em placa plana. Para os demais casos, admitiu que as seções planas no plano de simetria permanecem planas na vizinhança da interseção.

São definidas as seguintes variáveis:

d,r - diâmetro (raio) interno de ramificação

D, R - diâmetro (Raio) interno do cilindro principal

L_b - comprimento efetivo da ramificação = $0,4 \sqrt{rt}$

L_m - comprimento efetivo do cilindro principal = $0,4 \sqrt{RT}$ ou $0.667 r$, o que for menor

t - espessura da ramificação

T - espessura do cilindro principal

$s = \frac{d}{2t}$ - fator de tensão nominal na ramificação

$S = \frac{D}{2T}$ - fator de tensão nominal no cilindro principal

São definidos, ainda, com base na Fig. 2.6.4, as áreas G e G' .

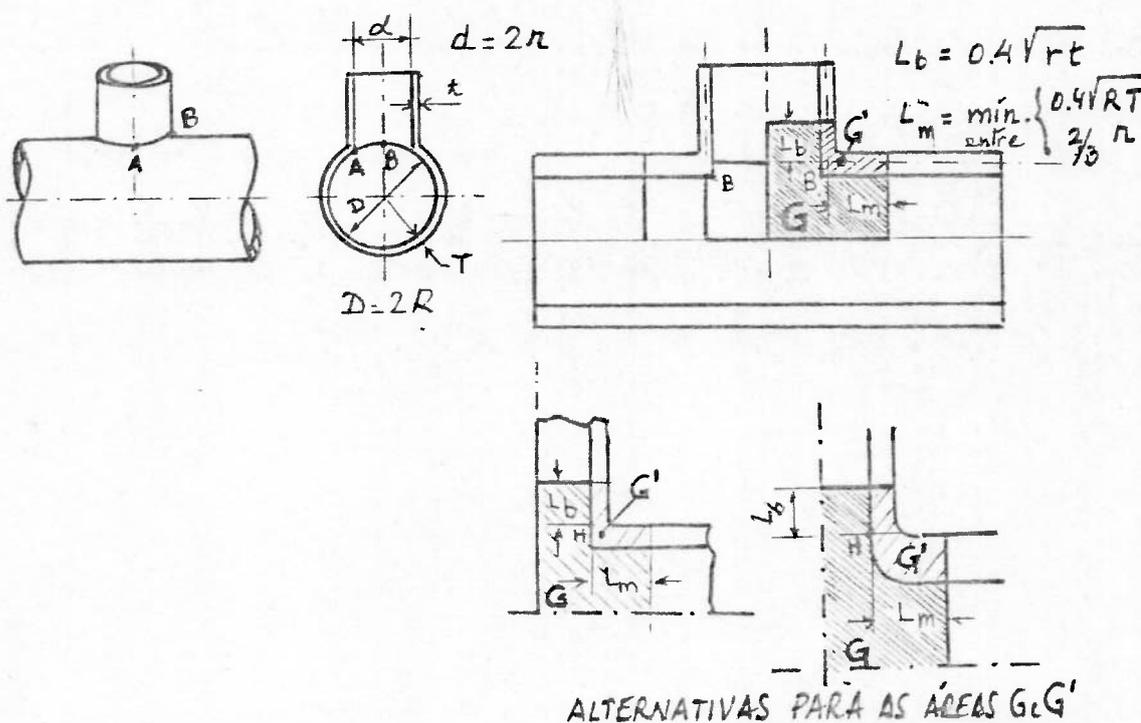


FIGURA 2.6.4 - "MÉTODO DE ÁREA" DE LIND [120]

O fator de concentração de tensões em B (ponto de máximo) é dado por

$$K = K_a \times K_b, \text{ onde}$$

$$K_a = \frac{G/G'}{D/2T}$$

$$K_b = 1 + \frac{T/D}{\sqrt{s/S}}$$

Desprezando a influência do raio de arredondamento dos cantos (considerada pequena) e após algumas manipulação matemática, K pode ser calculado através da expressão relacionando os adimensionais $\frac{d}{D}$, $\frac{D}{T}$ e $\frac{s}{S}$

K = maior valor entre

$$\left[1 + 1.77 \frac{d}{D} \sqrt{\frac{D}{T}} + \frac{\left(\frac{d}{D}\right)^2}{\sqrt{\frac{s}{S}}} \right] \left[\frac{1 + \frac{T}{D}}{\sqrt{\frac{s}{S}}} \right]$$

$$\left[1 + \frac{\left(\frac{d}{D}\right)^2}{\frac{s}{S} \sqrt{\frac{s}{S}}} \right]$$

$$\left[1.67 \frac{s}{S} \frac{D}{T} + 0.565 \frac{d}{D} \right] \left[\frac{1 + \frac{T}{D}}{\sqrt{\frac{s}{S}}} \right]$$

$$0.67 \sqrt{\frac{s}{S}} \sqrt{\frac{D}{T}} + \frac{0.565 \frac{d}{D}}{\frac{s}{S}}$$

LIND compara os seus resultados com os obtidos por ensaios fotoelásticos, tendo constatado diferenças nunca superiores a $\pm 20\%$, permitindo, portanto, que seu método possa ser utilizado, como primeira aproximação, com alguma segurança.

O método de LIND vai ser aplicado a um cilindro sem reforços, com escotilha de dimensões do submarino, comparando-se o fator de concentração de tensões calculando, com o obtido através do gráfico mostrado na Figura 2.6.5, do mesmo Autor, para adimensionais próximos aos do submarino.

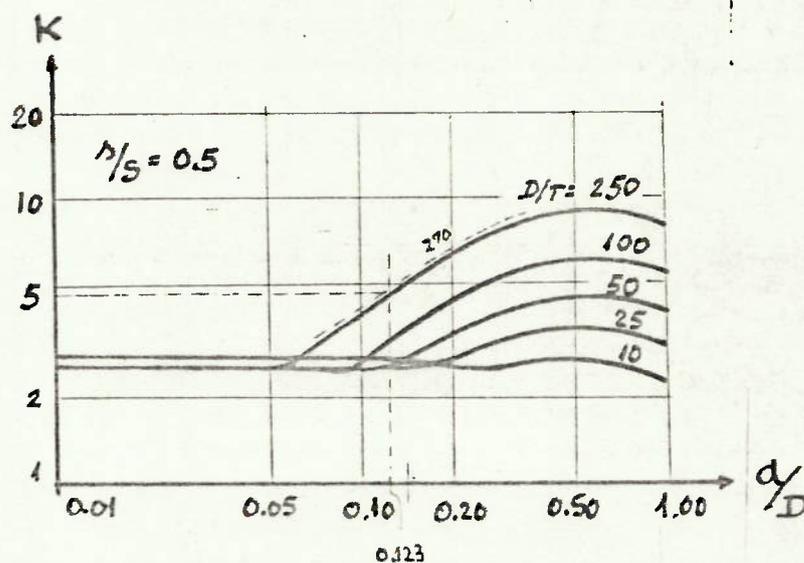


FIGURA 2.6.5 - FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES NA INTERSEÇÃO DE CILINDROS PELO MÉTODO APROXIMADO DE LIND |120|

Aplicando, portanto, a solução de LIND, vem:

$$t = 5.5 \text{ mm}$$

$$T = 23 \text{ mm}$$

$$d = 770 - 5.5 = 764.5 \text{ mm}$$

$$r = \frac{764.5}{2} = 382,25 \text{ mm}$$

$$D = 6223 - 23 = 6200 \text{ mm}$$

$$R = \frac{6200}{2} = 3100 \text{ mm}$$

$$s = \frac{d}{2t} = \frac{764.5}{11} = 69.5$$

$$S = \frac{D}{2t} = \frac{6200}{46} = 134.78$$

$$\frac{d}{D} = 0.123 ; \quad \frac{s}{S} \cong 0.5 ; \quad \frac{D}{T} \cong 270$$

$$L_b = 0,4 \sqrt{rt} = 0,4 \sqrt{382,25 \times 5,5} \quad \therefore L_b = 18,34 \text{ mm}$$

$$L_m = 0,4 \sqrt{RT} = 0,4 \sqrt{3100 \times 23} = 106,81 \text{ mm ou}$$

$$= 0,667 \times 382,25 = 254,96 \text{ mm, o menor}$$

$$\therefore L_m = 106,81 \text{ mm}$$

As áreas G e G' estão mostrados na Figura 2.6.6.

$$G' = 13,84 \times 5,5 + 109,56 \times 23 \quad \therefore G' = 2596 \text{ mm}^2$$

$$G = 41,34 \times 382,25 + 491,81 \times 3100 \quad \therefore G = 1.540.413,215 \text{ mm}^2$$

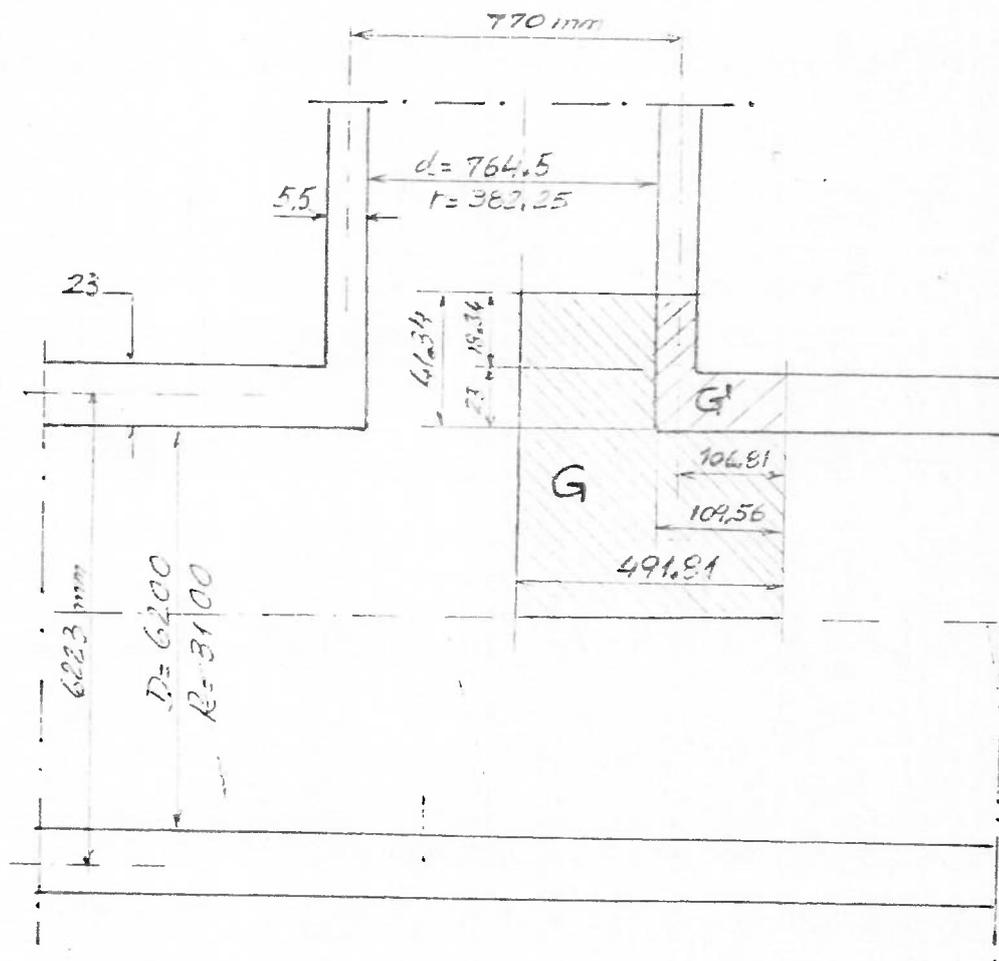


FIGURA 2.6.6 - ÁREAS G E G' DE LIND [120] PARA MODELO DO SUBMARINO

$$K_a = \frac{\frac{G}{G'}}{\frac{D}{2T}} = \frac{\frac{1540413.215}{2596}}{\frac{6200}{46}} \therefore K_a \cong 4.4$$

$$K_b = 1 + \frac{\frac{T}{D}}{\sqrt{\frac{s}{S}}} = 1 + \frac{\frac{23}{6200}}{\sqrt{\frac{69.5}{134.78}}} = 1,005$$

$$K = K_a \times K_b \therefore K \cong 4.4 \text{ confirmado no gráfico da Fig. 2.6.6}$$

2.6.6 - ROBINSON |127|

ROBINSON estudou recentemente (1976) a interseção de cilindros com mesma resistência mecânica isolada, isto é, razões raio/espessura iguais e calculou a carga máxima (pressão interna) que causaria o início da deformação, admitindo que o material seria perfeitamente plástico, isotrópico e que obedeceria à condição de escoamento de VON MISES e, ainda, que, a ambos os cilindros, seria aplicável a teoria de cascas |11|.

O trabalho de ROBINSON apresenta gráficos do adimensional $p = \frac{P}{\sigma_0} \cdot \frac{R}{T}$, em função do parâmetro $\frac{a}{R}$, variando de 0,05 a 0,95, para $\frac{R}{T}$ variando de 15 a 200, sendo

a - raio do bocal (inferior a 60% do raio do cilindro principal).

t - espessura do bocal

R - raio do cilindro principal

T - espessura do cilindro principal

P - pressão interna

σ_0 - tensão de escoamento do material

Os resultados obtidos por ROBINSON estão mostrados na Figura 2.6.7, a seguir:

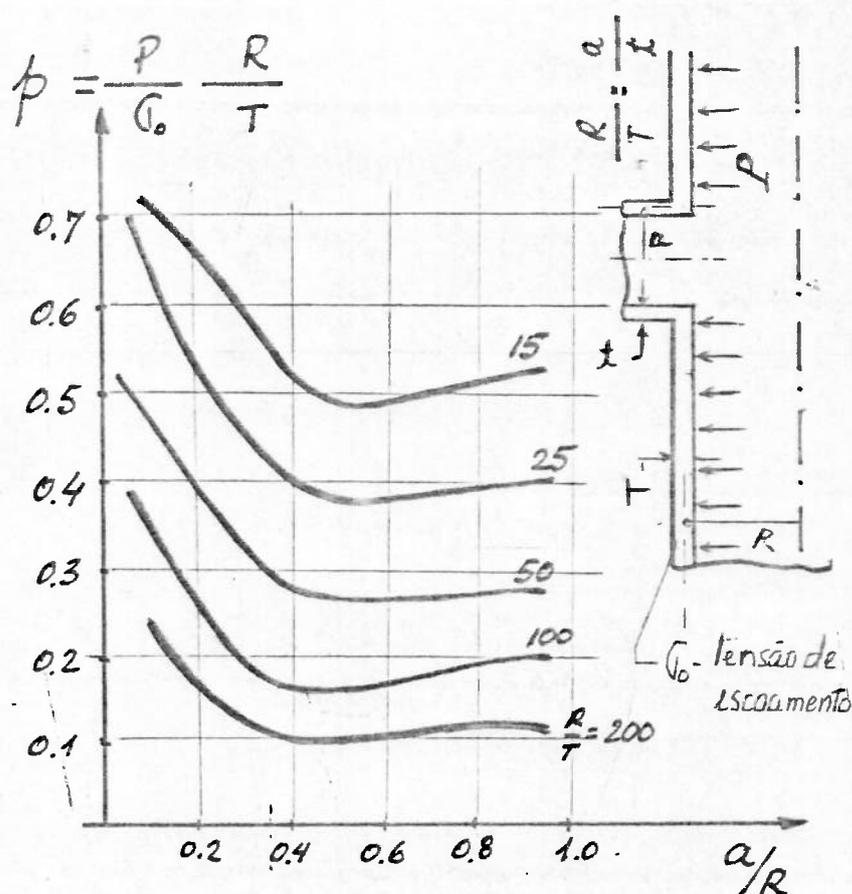


FIGURA 2.6.7 - PRESSÃO LIMITE INFERIOR ("LOWER BOUND PRESSURE") NA INTERSEÇÃO DE CILINDROS - ROBINSON [127]

Por comparação com trabalhos de ELLYIN & TURKAKAN [86], SCHROEDER & RANGARAJAN [145], CLOUD & RODABAUGH [73] e GOODALL [95], ROBINSON concluiu pela correção dos seus resultados, para pequenos valores de a/R ($<0,6$). Sendo assim, esse gráfico poderia ser utilizado para uma avaliação preliminar da espessura de um bocal ou escotilha, em um cilindro sem reforço, sob pressão interna.

Tomando, por exemplo, as dimensões do submarino e da escotilha e admitindo a inexistência de reforços, ter-se-ia:

$$R = 3111,5 \text{ mm}$$

$$T = 23 \text{ mm} \quad ; \quad \frac{R}{T} \cong 135$$

$$a = 385 \text{ mm} \quad ; \quad \frac{a}{R} \cong 0,124$$

t - calculado de tal forma que $\frac{R}{T} = \frac{a}{t} \dots$

$$t = \frac{385 \times 23}{3111,5} \quad \therefore \quad t = 2,85 \text{ mm}$$

Calculando, por interpolação aproximada no gráfico, a pressão que causaria o início de deformação plástica, como mostrado na Fig. 2.6.8., ter-se-ia:

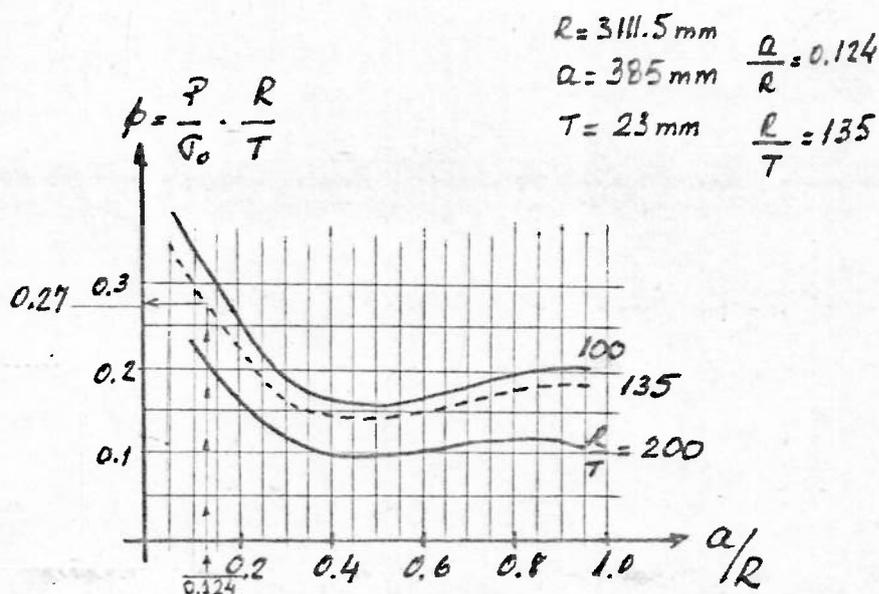


FIGURA 2.6.8 - PRESSÃO LIMITE INFERIOR PARA UM EXEMPLO TÍPICO-ROBINSON [127]

∴ Admitindo cilindro de HY 80, com $\sigma_0 = 56 \text{ kg/mm}^2$, a Pressão interna seria dada por

$$P = \frac{P \sigma_0}{R/T} = \frac{0,27 \times 56}{135} \therefore P = 0,112 \text{ kg*/mm}^2 \approx 11,2 \text{ atm}$$

2.6.6 - BICKEL e RUIZ |14|

BICKEL e RUIZ apresentam um gráfico aproximado para determinação do fator de concentração de tensões na interseção de bocais com o casco cilíndrico, mostrado na Figura 2.6.9, em função do parâmetro ρ , dado por $\frac{d}{D} \sqrt{\frac{D}{2T}}$, estando d , D e T definidos na Figura. Esclarecem que o gráfico representa apenas uma tendência geral de projeto, como resultado de ensaios experimentais, alertando que variações da ordem de $\pm 20\%$ devem ser esperadas e observam, ainda, que o gráfico é bastante semelhante aos referentes a bocais em vasos esféricos, justificando, parcialmente, o método de projeto proposto pela "British Welding Research Association" (B.W.R.A), que recomenda a utilização do mesmo fator de concentração de tensões, tanto para vasos esféricos quanto para vasos cilíndricos.

(FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES)
 SCF. "STRESS CONCENTRATION FACTOR"

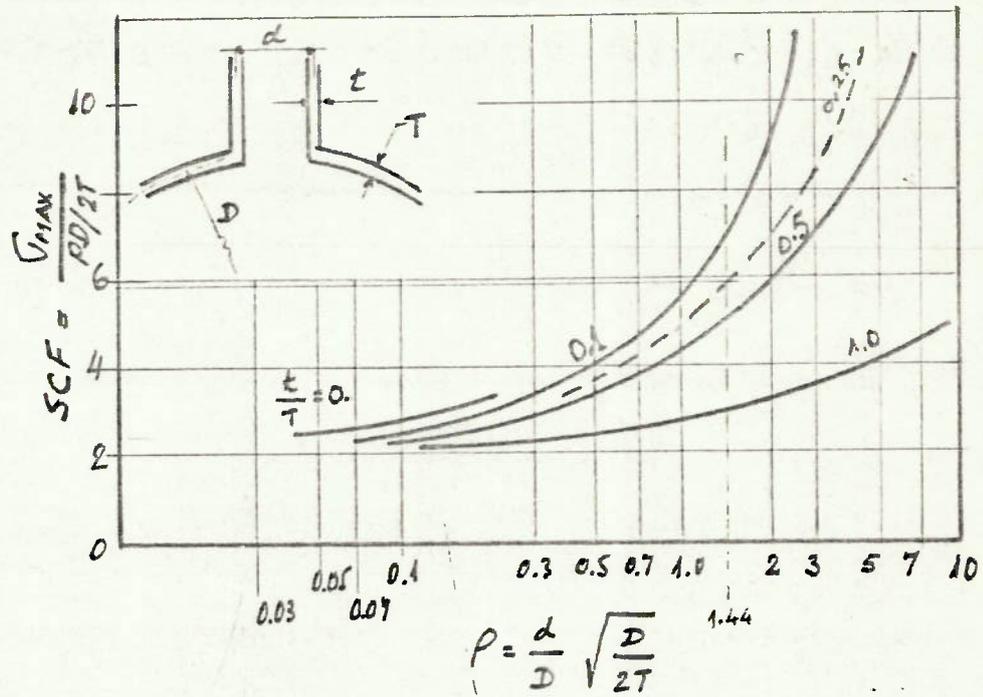


FIGURA 2.6.9 - FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES EM VASOS CILÍNDRICOS COM BOCAIS - BICKELL e RUIZ

Com os dados do Submarino, vem:

$$d = 770 \text{ mm}$$

$$D = 6223 \text{ mm}$$

$$T = 23 \text{ mm}$$

$$t = 5,5 \text{ mm}$$

$$\frac{t}{T} = \frac{5,5}{23} \approx 0,25$$

$$\rho = \frac{d}{D} \sqrt{\frac{D}{2T}} = \frac{770}{6223} \sqrt{\frac{6223}{46}} = 1,44$$

$$SCF = \frac{\sigma_{MAX}}{RD/2T} \cong 6.$$

2.6.8 - RUIZ & CHUKWUJEKWU |163|

RUIZ & CHUKWUJEKWU utilizam o método da análise - limite |11| para determinar as dimensões de anéis de reforço, com seção aproximadamente retangular, soldados a topo a bocais radiais, em vasos de pressão, de tal forma que o vaso, o bocal e o anel de reforço falhem por escoamento à mesma pressão (vaso e bocal devem ter a mesma razão espessura/raio).

Para o caso de um vaso cilíndrico, como o mostra do na Figura 2.6.10, os Autores definem os parâmetros

b = largura do anel de reforço

h = altura do anel de reforço

h_s = espessura do vaso cilíndrico

h_p = espessura do bocal

r_p = raio médio do bocal

r_o = raio médio do anel.

h_o = altura mínima do anel acima da superfície do vaso

r_s = raio médio do vaso cilíndrico.

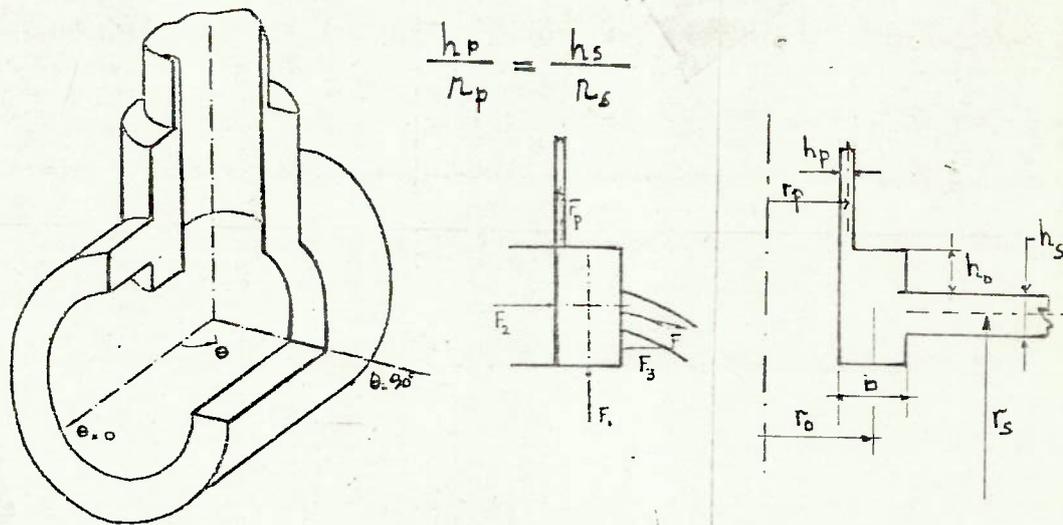


FIGURA 2.6.10 - VASO CILÍNDRICO COM BOCAL RADIAL E ANEL DE REFORÇO RUIZ E CHUKWUJEKWU [163]

A metodologia empregada é a desenvolvida por HODGE [102], para o escoamento de anéis de reforço planos, ao redor de aberturas circulares, de tal forma que a resistência original do vaso seja restaurada. A solução do problema foi colocada na forma gráfica mostrada na Figura 2.6.11; aplicável quando a relação entre dimensões do anel de reforço b/h for tomada entre os valores 0.8 e 2.2.

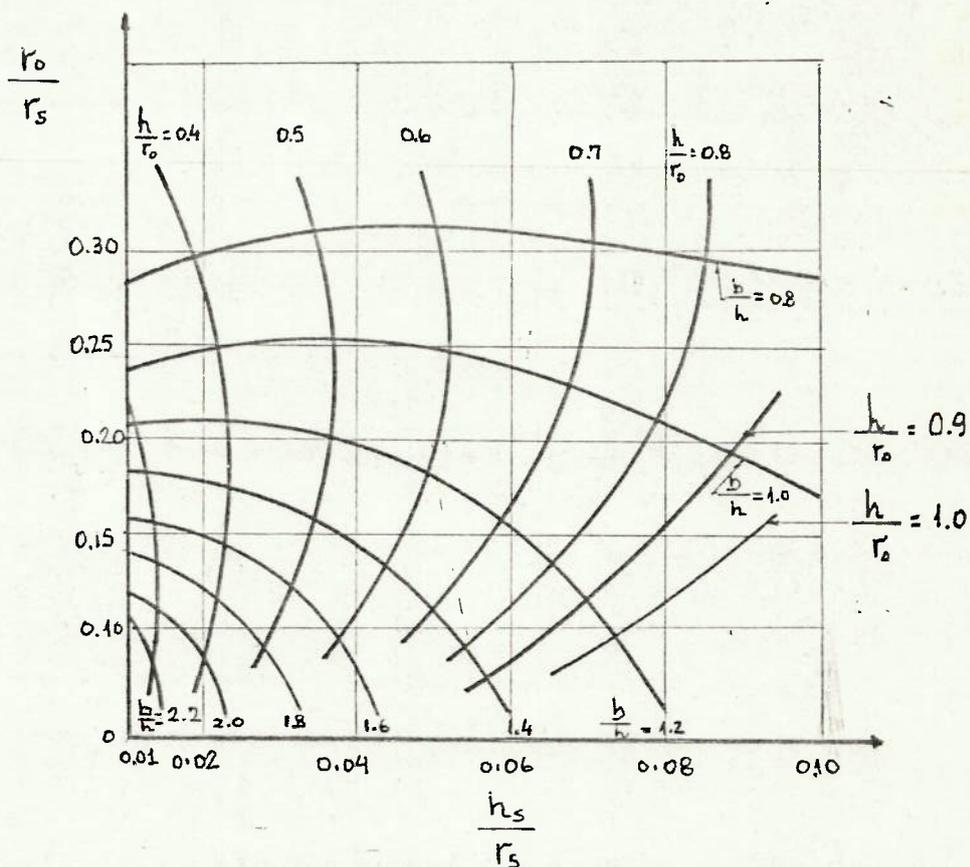


FIGURA 2.6.11 - GRÁFICO PARA PROJETO DE ANÉIS DE REFORÇO AO REDOR DE ABERTURAS EM VASOS CILÍNDRICOS - RUIZ E CHUKWUJEKWU [163]

Utilizando o gráfico para um vaso com as dimensões do submarino, sem cavernas de reforço, vem:

$$h_s = 23 \text{ mm}$$

$$\bar{r}_s = 3111,5 \text{ mm}$$

$$\frac{h_s}{r_s} = \frac{23}{3111,5} \cong 0,01 \text{ (menor valor indicado no gráfico)}$$

$$r_p = 385$$

$$h_p = r_p \frac{h_s}{r_s} = 385 \times \frac{23}{3111,5} \therefore h_p \cong 2,85$$

Admitindo, em primeira aproximação, um colar de reforço com 90mm de largura, como o que será tomado no cálculo por elementos finitos, adiante,

$$r_o \cong 385 + 45\text{mm} \cong 430\text{mm}$$

$$\frac{r_o}{r_s} = \frac{430}{3111,5} \cong 0,14$$

Colocando esses valores de h_s/r_s e r_o/r_s no gráfico, pode-se tirar, aproximadamente, os valores

$$\frac{b}{h} \cong 1,7 \text{ (dentro do campo de validade do gráfico)} \text{ e } \frac{h}{r_o} \cong 0,27$$

$$\therefore L = 0,27 \times r_o = 0,27 \times 430 \quad \therefore h \cong 116\text{mm}$$

$$\therefore b \cong 1,7 \times h \cong 197,2$$

$$\text{Tomando, em nova aproximação, } r_o \cong 385 + \frac{197,2}{2} \quad \therefore$$

$$\therefore r_o \cong 480 \text{ mm} \quad \therefore \frac{r_o}{r_s} = \frac{480}{3111,5} \cong 0,15$$

Levando este valor novamente ao gráfico, tira-se:

$$\frac{b}{h} \cong 1,6 \quad \text{e} \quad \frac{h}{r_o} \cong 0,28$$

$$\therefore h \cong 0,28 \times 480 \cong 134\text{mm}$$

$$\therefore b \cong 1,6 \times 134 \quad \therefore b \cong 214\text{mm}$$

Comparando os seus resultados com os calculados - através dos Códigos de Projeto, pelo método da substituição da

área removida por igual área de anel de reforço, os Autores obtiveram valores sempre iguais ou maiores, chegando, mesmo, no caso de grandes aberturas, a áreas de anel duas vezes maiores que as calculados pelos Códigos. Isso era esperado pois os critérios de análise limite são mais rígidos que os da análise elástica convencional. Recomendam, adicionalmente que os cantos sejam convenientemente arredondados e que, em caso de riscos acentuados de ruptura por fadiga, o projeto seja verificado pelo método adotado por LANGER [165].

2.6.8 - GANDOLFO et al. [54]

GANDOLFO et al. calcularam fatores de concentração de tensões, em algumas juntas tubulares de estruturas "Offshore", através do método de elementos finitos, chegando a valores bastante próximos dos encontrados na literatura.

A carga utilizada, a discretização e as tensões circunferenciais máximas estão mostrados nas Figuras 2.6.12 e 2.6.13.

Constata-se que, para a carga utilizada o ponto de máximo ocorre a 90° do plano longitudinal de simetria.

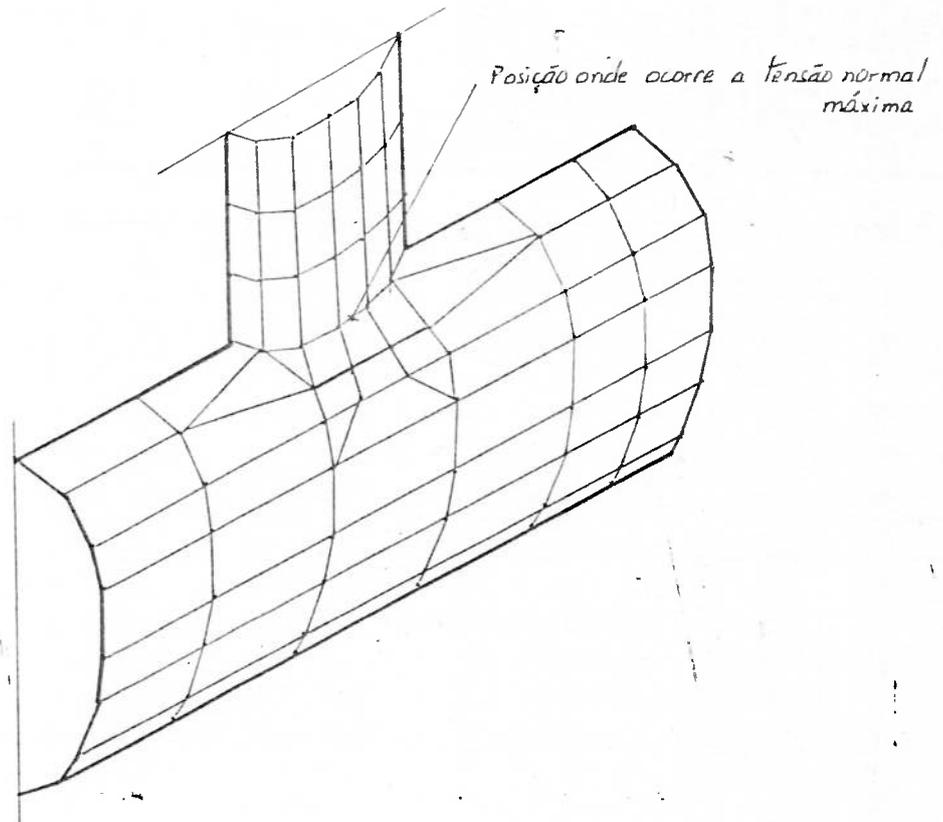


FIGURA 2.6.12 - DISCRETIZAÇÃO DA INTERSEÇÃO DE CILINDROS E PONTOS ONDE OCORREM AS MÁXIMAS TENSÕES - GANDOLFO [54]

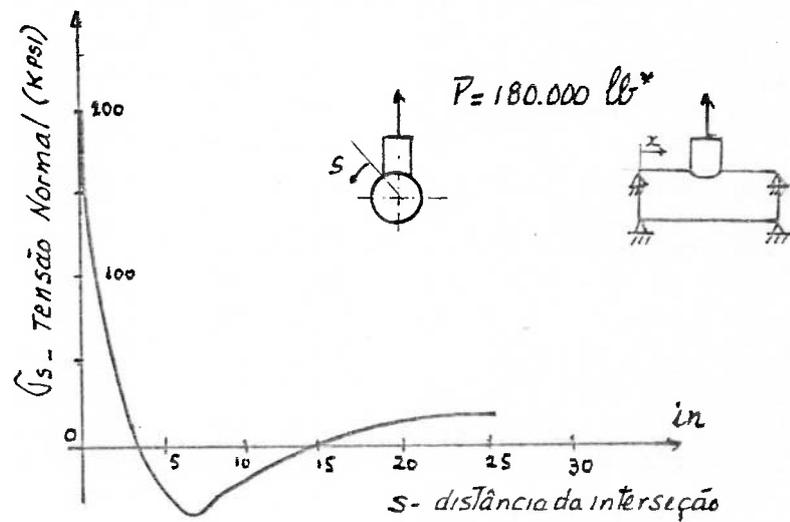


FIGURA 2.6.13 - CARGA E DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS NA INTERSEÇÃO DE CILINDROS - GANDOLFO [54]

2.7 - ANÁLISE DE TENSÕES EM UM VASO CILÍNDRICO REFORÇADO COM UMA ABERTURA CIRCULAR ENTRE CAVERNAS

Dentre todas as referências bibliográficas conseguidas, a mais importante para os objetivos deste trabalho é, sem dúvida, a análise de tensões conduzida por STANISIC et al. [52], há cerca de quinze anos atrás, sob os auspícios do "Naval Ships Research and Development Center" da Marinha Americana, em um vaso cilíndrico reforçado, com uma abertura circular entre cavernas, submetido a uma pressão hidrostática externa, mostrado na Figura 2.7.1.

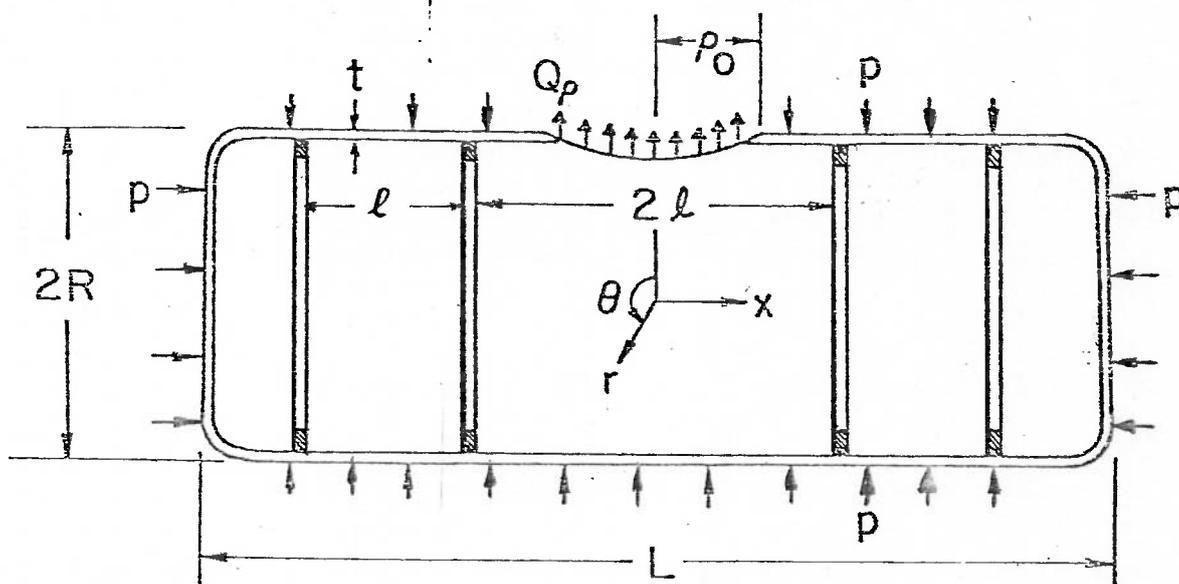


FIGURA 2.7.1 - GEOMETRIA DO CILINDRO REFORÇADO COM ABERTURA CIRCULAR, SOB AÇÃO DE UMA PRESSÃO HIDROSTÁTICA-STANISIC [52]

Foram utilizadas as equações diferenciais da teoria clássica de cascas finas [11], considerando a superposição dos seguintes casos isolados:

- a) cilindro fechado nas extremidades, sob ação de uma pressão externa;
- b) cilindro infinitamente longo sob ação de uma carga uniformemente distribuída ao longo de uma circunferência;
- c) anel circular, sob pressão atuando no seu plano;
- d) cilindro com abertura circular, sob ação de uma carga uniformemente distribuída ao longo da abertura.

Estão apresentadas no trabalho, as soluções dos quatro casos, em função das variáveis geométricas e coordenadas definidas a seguir, de acordo com a Figura 2.7.2.

R = raio do cilindro

t = espessura do cilindro

R_0 = raio do anel de reforço

t_0 = espessura do anel de reforço

δ = largura do anel

ℓ = meia distância entre anéis

ρ_0 = raio da abertura

x, r, θ = coordenadas cilíndricas no cilindro

η = $\frac{x}{R}$

ρ, ϕ = coordenadas polares da abertura no cilindro

β = $\frac{[3(1-\nu^2)]^{1/4}}{2(Rt)^{1/2}}$; $\nu = 0,3$ (aços)

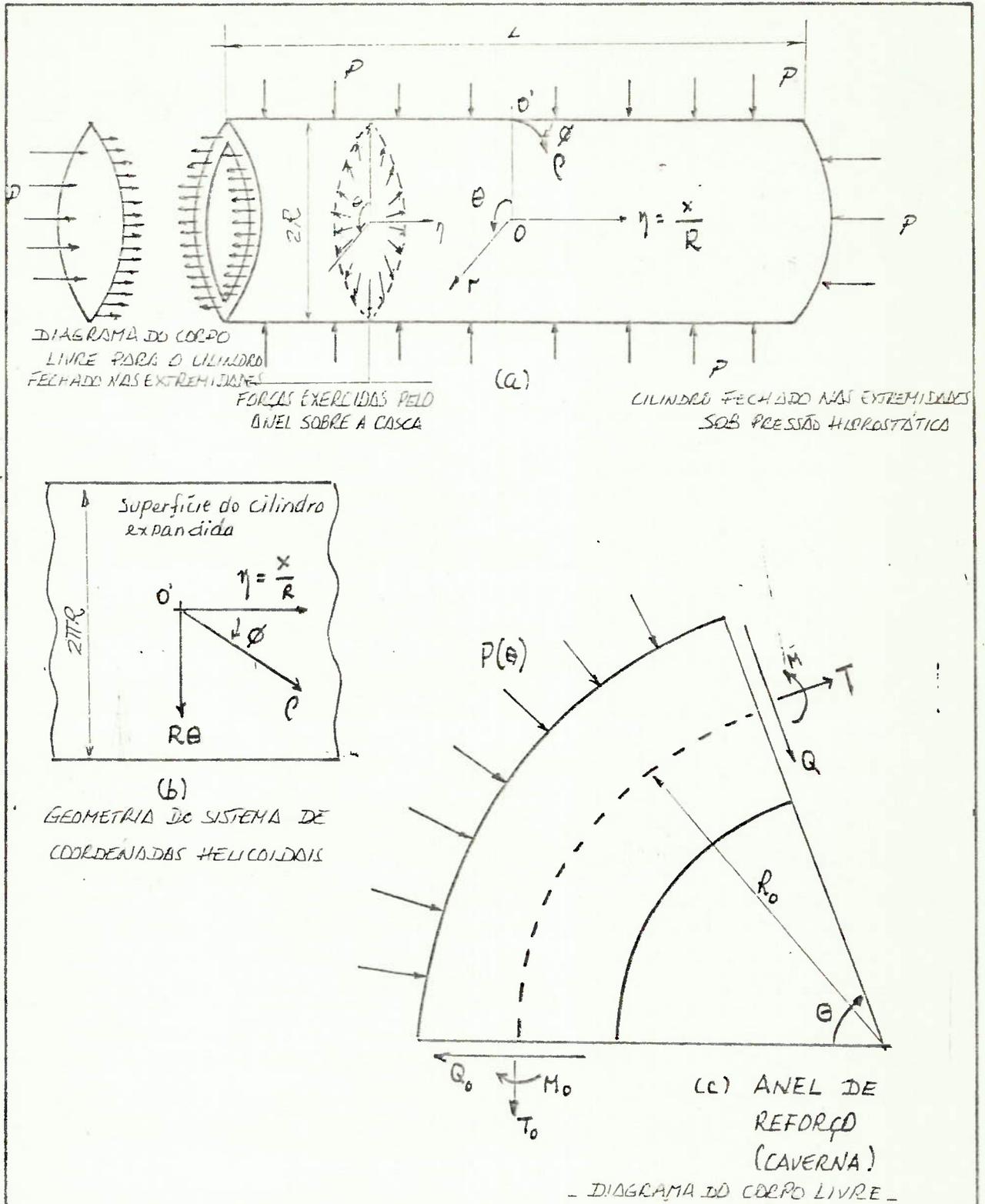


FIGURA 2.7.2 - GEOMETRIA E SISTEMAS DE COORDENADAS PARA UM CILINDRO REFORÇADO COM ABERTURA ENTRE CAVERNAS STANISIC et al. |52|

O problema foi resolvido numericamente para um caso típico, obtendo-se tensões resultantes dependentes dos parâmetros

ν , $\frac{t}{R}$, $\frac{t_0}{R_0}$, $\frac{\delta E_0}{t_0 E}$, $\frac{\ell}{R}$ e $\frac{\rho_0}{R}$, que são função das variáveis $\frac{\rho}{\rho_0}$ e ϕ .

Para anéis de seção não retangular (Ex: perfil T), $\frac{t_0}{R_0}$ e $\frac{\delta E_0}{t_0 E}$ são substituídos por $\left[\frac{12 I}{A R_0^2} \right]^{1/2}$ e $\frac{E_0 A^2}{12 EI}$, respectivamente, onde

E = módulo de Young do material do cilindro

E_0 = módulo de Young do material da caverna

A = área transversal da caverna

I = momento de inércia do perfil

A região de aplicabilidade da teoria foi definida para

$$\frac{R}{t} > 10$$

$$\beta \rho_0 > .07$$

$$\frac{\rho_0}{R} < \frac{1}{3}$$

O fator de concentração de tensões foi definido como a razão entre a máxima tensão principal em um ponto e a máxima tensão principal, se não existissem os reforços e a abertura para o cilindro curto, fechado nas extremidades, que constitui o caso a), analisado por STANISIC.

Os resultados, admitindo-se anel de reforço nulo, foram comparados com os obtidos por ERINGEN [45], para um cilindro com abertura circular, chegando aos mesmos valores.

STANISIC concluiu que, embora a utilização dos anéis de reforço produza uma redução significativa no fator de concentração de tensões, para $\phi = 0$, o fator é aumentado para $\phi = 45^\circ$ e $\phi = 90^\circ$, onde se verificam novos máximos de concentração de tensões.

No Apêndice daquele trabalho, está mostrada a forma como foi montado o programa de computador para solução do problema, contendo 18 sub-programas.

As curvas obtidas, de concentração de tensões em função da distância radial, estão mostradas nas Figuras 2.7.3, 2.7.4 e 2.7.5, a seguir:

Comparando as tensões radiais (2.7.3-a, 2.7.4-a e 2.7.5-a) as tensões circunferenciais (2.7.3-b, 2.7.4-b e 2.7.5-b) e os fatores de concentração de tensões (2.7.3-c, 2.7.4-c e 2.7.5-c), observa-se que, os valores máximos de concentração de tensões vão diminuindo de $\phi = 0$ para $\phi = 90^\circ$ e que o maior fator ocorre para $\phi = 0^\circ$, na tensão circunferencial, na superfície interna.

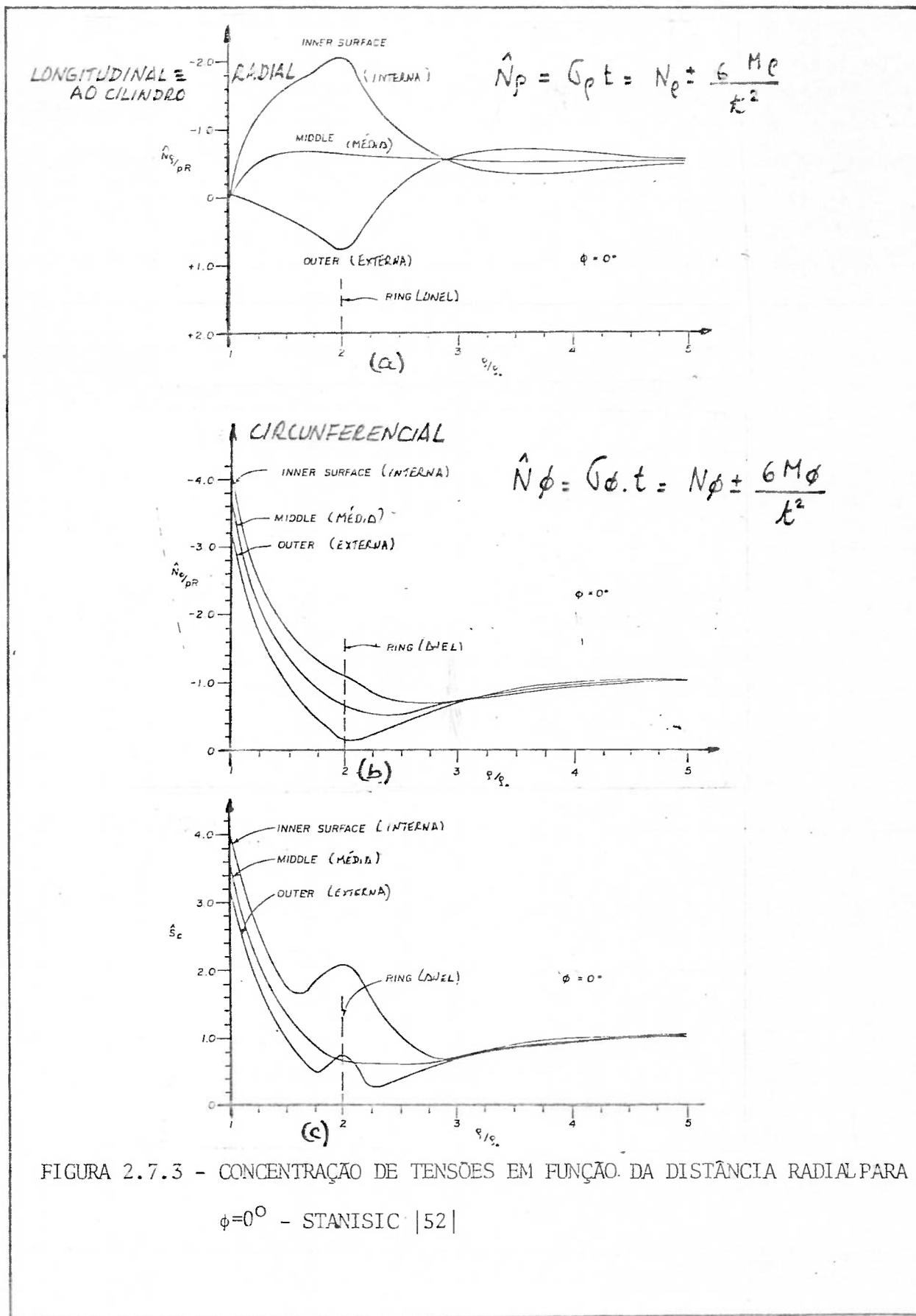


FIGURA 2.7.3 - CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES EM FUNÇÃO DA DISTÂNCIA RADIAL PARA $\phi=0^\circ$ - STANISIC | 52 |

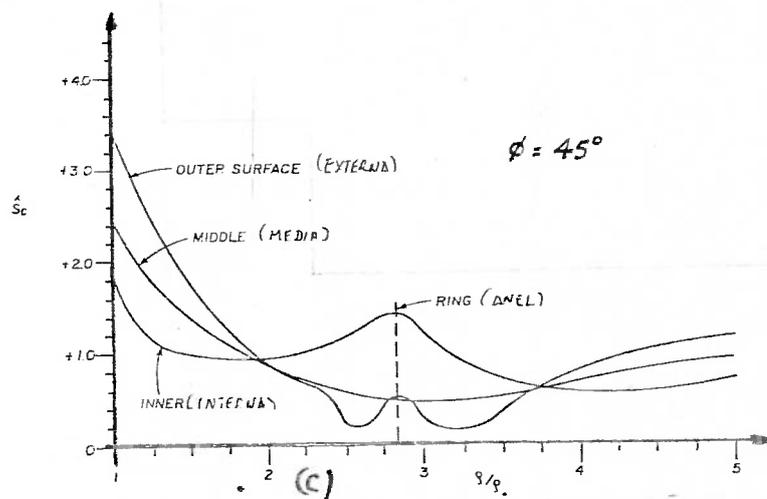
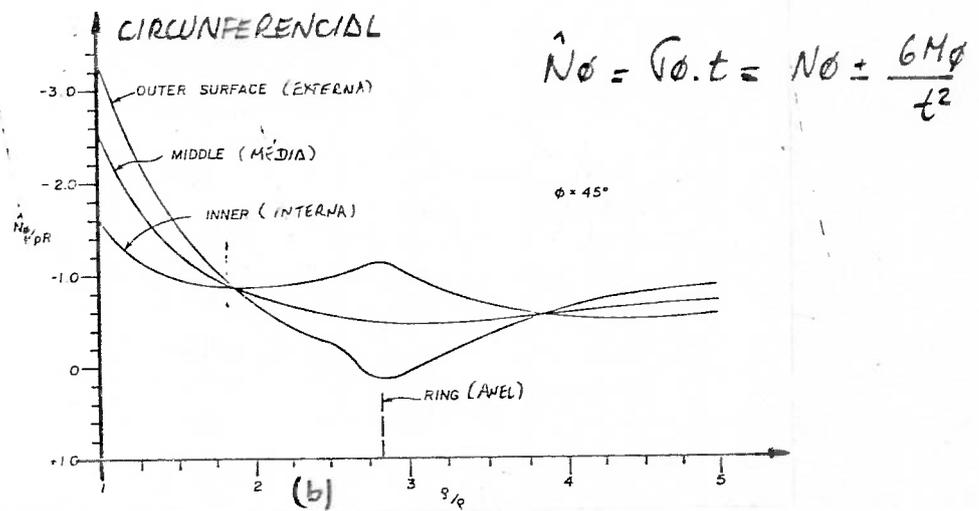
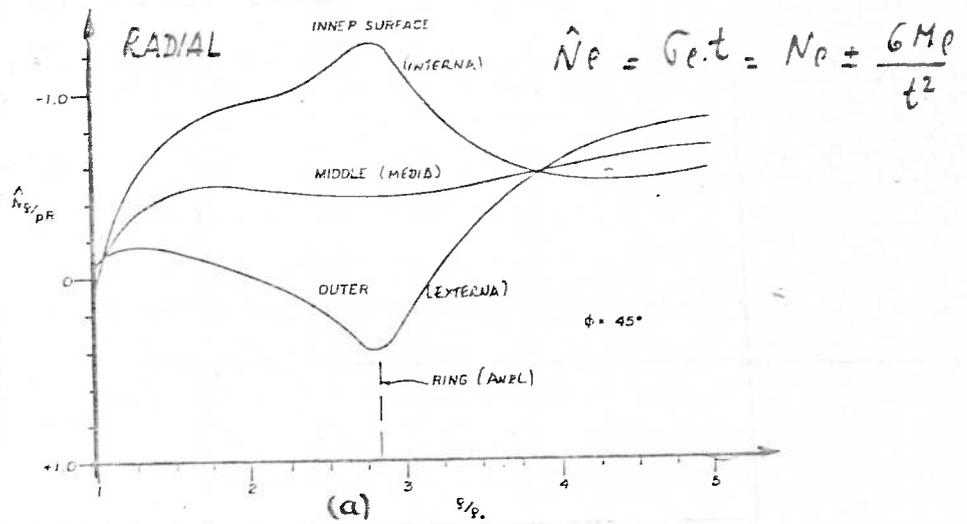


FIGURA 2.7.4 - CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES EM FUNÇÃO DE DISTÂNCIA RADIAL PARA $\phi = 45^\circ$ - STANISIC [52]

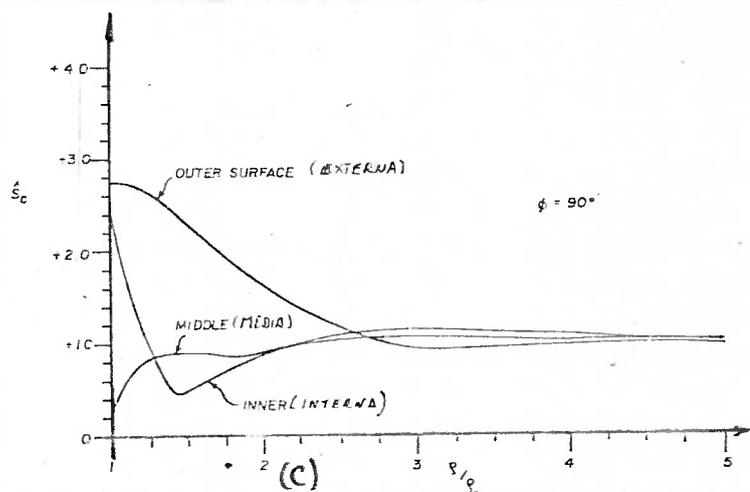
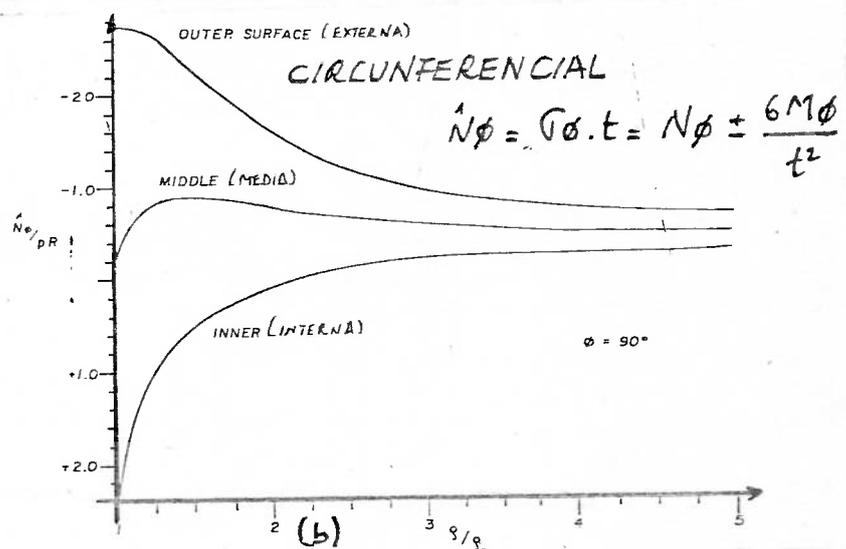
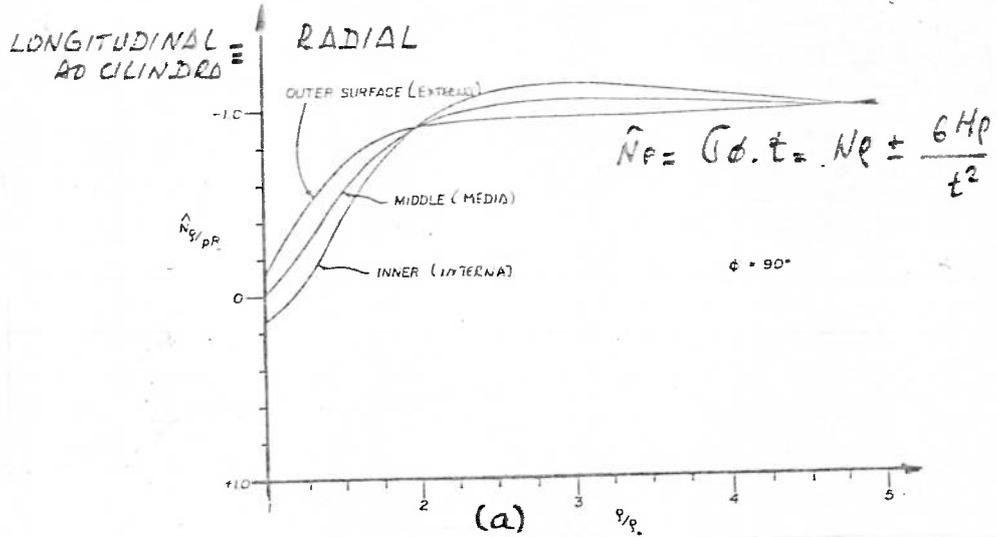


FIGURA 2.7.5 - CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES EM FUNÇÃO DA DISTÂNCIA RADIAL PARA $\phi = 90^\circ$, STANISIC [52]

3.0 - CÁLCULO DAS TENSÕES EM UM SUBMARINO TÍPICO, FORA DA REGIÃO DE ABERTURAS, PELO MÉTODO DE VON SANDEN E GUNTHER [5] |23|

Se as cavernas do submarino estiverem suficientemente próximas, de modo a permitir que o chapeamento do casco seja submetido à sua tensão de escoamento, observa-se que a pressão de colapso não mais depende exclusivamente dos adimensionais t/D e L/D , como definido por WINDENBURGH e TRILLING [17]. Neste caso, a pressão de colapso passa a depender, agora, da tensão de escoamento do material, ao invés de L/D , continuando a ser função de t/D .

VON SANDEN e GÜNTHER [3] , [23] desenvolveram as expressões que calculam a tensão circunferencial σ_c e a tensão longitudinal σ_e , para um cilindro reforçado por cavernas uniformemente espaçadas, submetido a uma pressão hidrostática externa, admitindo que o cilindro é uma casca fina e, como tal, valem os postulados de LOVE [4]:

- . as deflexões são pequenas podendo ser consideradas simétricas em relação ao eixo do cilindro, caracterizando o regime elástico.
- . a tensão normal (radial) é desprezível.
- . a espessura do casco não varia ao se deformar e as normais à superfície cilíndrica permanecem normais, mesmo na condição da superfície deformada.

As expressões de VON SANDEN e GÜNTHER foram definidas para dois locais:

- . a meio do espaçamento entre cavernas
- . ao pé da caverna.

São elas:

- . a meio do espaçamento entre cavernas

$$\sigma_C = \frac{-PR}{t} \left[1 + \Gamma (H_M \pm v H_E) \right] \quad \begin{array}{l} + \dots \text{ SUP. EXTERNA} \\ - \dots \text{ SUP. INTERNA} \end{array}$$

$$\sigma_L = \frac{-PR}{t} \left[\frac{1}{2} \pm \Gamma H_E \right] \quad \begin{array}{l} + \dots \text{ SUP. EXTERNA} \\ - \dots \text{ SUP. INTERNA} \end{array}$$

- . ao pé da caverna .

$$\sigma_C = \frac{-PR}{t} \left\{ 1 - \Gamma \left[1 \pm v \left(\frac{3}{1-v^2} \right)^{1/2} K \right] \right\} \quad \begin{array}{l} + \dots \text{ SUP. EXTERNA} \\ - \dots \text{ SUP. INTERNA} \end{array}$$

$$\sigma_L = \frac{-PR}{t} \left[\frac{1}{2} \pm \Gamma \left(\frac{3}{1-v^2} \right)^{1/2} K \right] \quad \begin{array}{l} - \dots \text{ SUP. EXTERNA} \\ + \dots \text{ SUP. INTERNA} \end{array}$$

onde:

$\frac{-PR}{t}$ = tensão de membrana ("hoop stress") circunferencial,
psi.

R = raio médio do casco, em in

P = pressão externa, psi

Γ = parâmetro de reflexão da caverna = $\frac{0.85-B}{1+\beta}$

para $v = 0,3$ (aços)

$B = \frac{bt}{A+bt}$, de acordo com a Figura 3.1, a seguir.

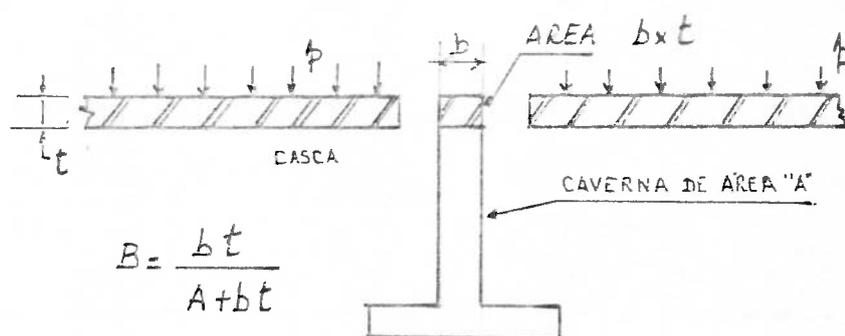


FIGURA 3.1 - DEFINIÇÃO DO FATOR "B" DE VON SANDEN E GÜNTHER

β = grau de flexibilidade provida pela caverna ($\beta \rightarrow 0$, quando a área da caverna for muito grande).

$$\beta = \frac{1,555 N (R t^3)^{0.5}}{A + b t}, \text{ para } \nu = 0,3$$

São definidos ainda:

D = diâmetro médio do cilindro

σ_y = tensão de escoamento do material do cilindro

θ = parâmetro de esbeltez da estrutura

$$\theta = \frac{18.2 L/D}{(100 t/D)^{0.5}}, \text{ para } \nu = 0,3$$

N, K, H = funções transcendentais que definem o efeito de flexão na casca, devido à caverna, onde:

N = efeito de deflexão da caverna

$$N = \frac{\cosh \theta - \cos \theta}{\sinh \theta + \sin \theta}$$

K = efeito de flexão da casca, refletido ao pé da caverna,

$$K = \frac{\sinh \theta - \sin \theta}{\sinh \theta + \sin \theta}$$

H = efeito de flexão da casca, refletido a meio do espaçamento entre cavernas.

$H = H_M \pm \nu H_E$, onde

$$H_M = -2 \left(\frac{\sinh \theta/2 \cdot \cos \theta/2 + \cosh \theta/2 \cdot \sin \theta/2}{\sinh \theta + \sin \theta} \right)$$

$$H_E = -2 \left(\frac{3}{1-\nu^2} \right)^{1/2} \left(\frac{\sinh \theta/2 \cdot \cos \theta/2 - \cosh \theta/2 \cdot \sin \theta/2}{\sinh \theta + \sin \theta} \right)$$

ν = coeficiente de Poisson ($\nu=0,3$ para os aços).

Os parâmetros N e K podem ser tomados na Figura 3.2.

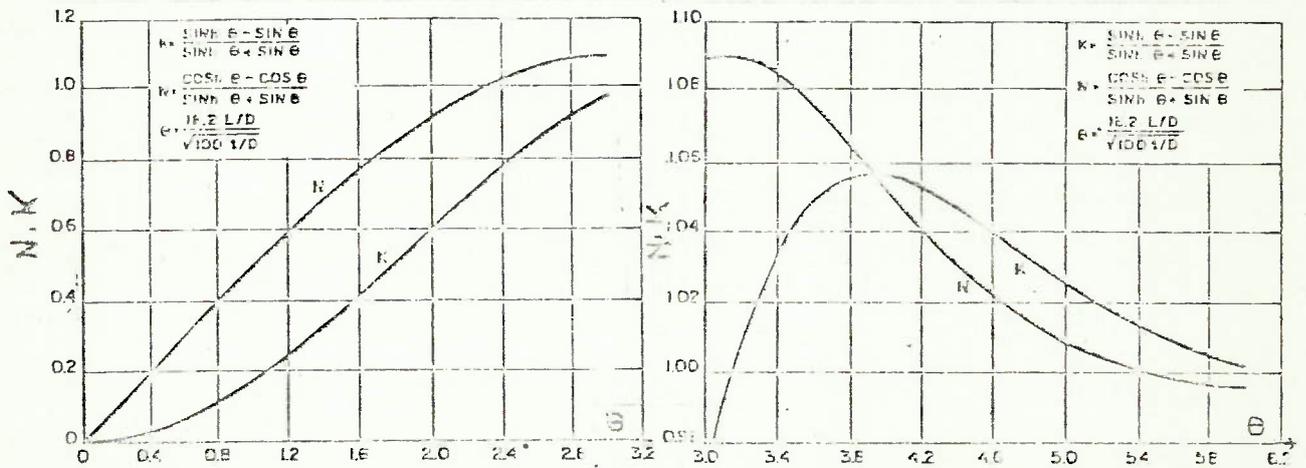


FIGURA 3.2 - GRÁFICOS PARA OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS "N" E "K" DE VON SANDEN E GÜNTHER

A solução das equações que definem os valores das tensões σ_c e σ_l ao pé da caverna, para a pressão que causa o escoamento da casca, permite a obtenção das expressões [3]:

Equação 92 de VON SANDEN e GÜNTHER

$$p = \frac{\frac{2\sigma_y t}{D}}{0.5 + 1.815K \left(\frac{0.85-B}{1+\beta} \right)} \quad (\text{ao pé da caverna})$$

Equação 92a de VON SANDEN e GÜNTHER

$$p = \frac{\frac{2\sigma_y t}{D}}{1 + H \left(\frac{0.85-B}{1+\beta} \right)} \quad (\text{a meio do espaçamento entre cavernas})$$

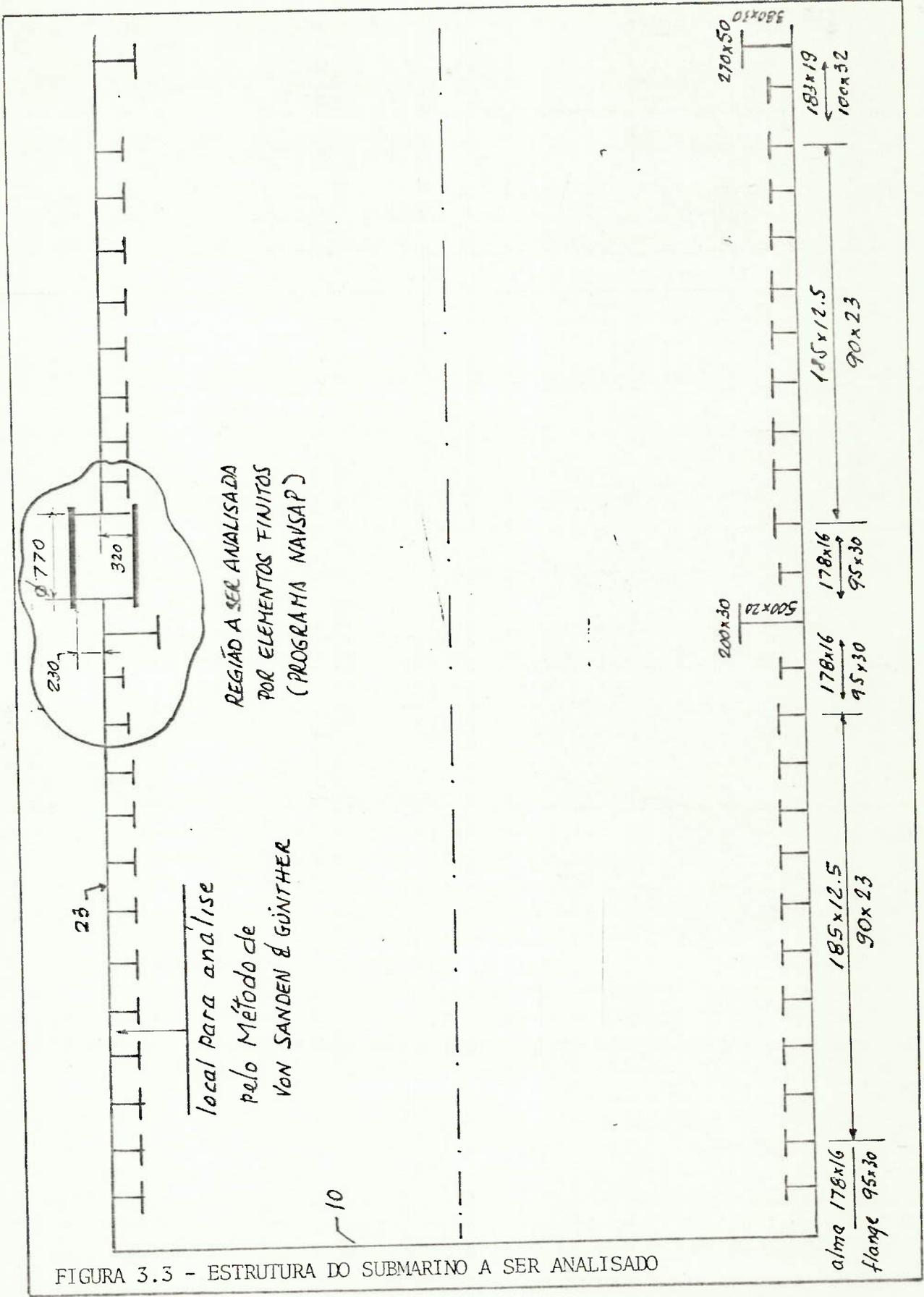
A teoria indica que o escoamento ocorre primeiramente ao pé da caverna, embora as experiências mostrem que isto não é tão crítico quanto o escoamento a meio do espaçamento de cavernas.

Será analisada a estrutura de um submarino típico [6], calculando-se as tensões ao pé da caverna e a meio do espaçamento entre cavernas, fora da região da escotilha, na região uniforme do casco, onde as cavernas são iguais, como assinalado na Figura 3.3, a seguir. Está assinalada também a região a ser analisada preliminarmente com o programa NAVSAP.

Foram tomados no plano do submarino as seguintes características:

$$R = 3111.5\text{mm} = 122.5 \text{ in} ; D = 6223\text{mm} = 245 \text{ in}$$

$$P = 0.3 \text{ Kg/mm}^2 = 428.57 \text{ psi}$$



REGIÃO A SER ANALISADA
 POR ELEMENTOS FINITOS
 (PROGRAMA NAUSAP)

local para análise
 pelo Método de
 Von SANDEN & GÜNTHER

FIGURA 3.3 - ESTRUTURA DO SUBMARINO A SER ANALISADO

$$t = 23\text{mm} = 0.905 \text{ in}$$

$$b = 12.5\text{mm} = 0.492 \text{ in}$$

$$A = 185 \times 12.5 + 90 \times 23 = 4382.5\text{mm}^2 = 6.793 \text{ in}^2$$

$$L = 430 - \frac{12.5}{2} - \frac{12.5}{2} = 417.5\text{mm} = 16.457 \text{ in}$$

$$L/D = \frac{417.5}{6223} = 0.067$$

$$t/D = \frac{23}{6223} = 0,003696$$

Pode-se, então, calcular os parâmetros:

$$\theta = \frac{18.2 L/D}{(100 t/D)^{0.5}} = \frac{18.2 \times 0,067}{(100 \times 0,003696)^{0.5}} = 2.006 \text{ rd}$$

$$N = 0,9 \text{ (Gráfico da Figura 3.3)}$$

$$K = 0,6 \text{ (Gráfico da Figura 3.3)}$$

$$B = \frac{bt}{a+bt} = \frac{0.492 \times 0.905}{6,793 + 0.492 \times 0,905} = 0,0615$$

$$\beta = \frac{1,555N(Rt^3)^{0.5}}{A+bt} = \frac{1,555 \times 0,9 \times (122,5 \times 0,905)^{0.5}}{6,793 + 0,492 \times 0,905} = 1,842$$

$$\Gamma = \frac{0.85 - B}{1 + \beta} = \frac{0,85 - 0,0615}{1 + 1,842} = 0,277$$

$$H_M = -2 \left(\frac{\sinh \theta/2 \cos \theta/2 + \cosh \theta/2 \sin \theta/2}{\sinh \theta + \sin \theta} \right)$$

$$= -2 \left(\frac{1,175 \times 0,54 + 1,5431 \times 0,841}{3.6296 + 0,9093} \right) = -0,852$$

$$H_E = - \left(\frac{\sinh \theta/2 \cos \theta/2 - \cosh \theta/2 \sin \theta/2}{\sinh \theta + \sin \theta} \right)$$

$$= - \left(\frac{1,1752 \times 0,54 - 1,543 \times 0,841}{3,6269 + 0,9093} \right) = + 0,146$$

Calculando, por fim, as tensões, vem:

a. A meio do espaçamento entre cavernas

$$\sigma_c = \frac{-pR}{t} \left[1 + \Gamma (H_M \pm \nu H_E) \right] \text{ psi}$$

$$\sigma_L = \frac{-pR}{t} \left[\frac{1}{2} \pm \Gamma H_E \right] \text{ psi}$$

a₁. Tensão circunferencial na superfície externa

$$\sigma_{c_{ext}} = \frac{-428,57 \times 1225}{0,905} \times \left[1 + 0,277(-0,852 + 0,3 \times 0,146) \right]$$

$$\sigma_{c_{ex}} = -45023,88 \text{ psi} = -31,52 \text{ Kg}^*/\text{mm}^2$$

a₂. Tensão circunferencial na superfície interna

$$\sigma_{c_{int}} = \frac{-428,57 \times 122,5}{0,905} \times \left[1 + 0,277(-0,852 - 0,3 \times 0,146) \right]$$

$$\sigma_{c_{ext}} = -43616,24 \text{ psi} = -30,53 \text{ Kg}^*/\text{mm}^2$$

a₃. Tensão longitudinal na superfície externa

$$\sigma_{L_{ext}} = \frac{-428,57 \times 122,5}{0.905} \left[0.5 + 0.277 \times 0.146 \right]$$

$$\sigma_{L_{ext}} = -51351.5 \text{ psi} = -21.95 \text{ Kg}^*/\text{mm}^2$$

a₄. Tensão longitudinal na superfície interna

$$\sigma_{L_{int}} = \frac{-428,57 \times 122,5}{0.905} \left[0.5 - 0.277 \times 0.146 \right]$$

$$\sigma_{L_{int}} = -26659.35 \text{ psi} = -18.66 \text{ Kg}^*/\text{mm}^2$$

b. Ao pé da caverna

$$\sigma_c = \frac{-pR}{t} \left\{ 1 - \Gamma \left[1 \pm \nu \left(\frac{3}{1-\nu^2} \right)^{0.5} K \right] \right\} \text{ psi}$$

$$\sigma_L = \frac{-pR}{t} \left[\frac{1}{2} \mp \Gamma \left(\frac{3}{1-\nu^2} \right)^{0.5} K \right] \text{ psi}$$

b₁. Tensão circunferencial na superfície externa

$$\sigma_{c_{ext}} = \frac{-428,57 \times 122,5}{0.905} \left\{ 1 - 0.277 \left[1 + 0.3 \left(\frac{3}{1-0.3} \right)^{0.5} \times 0.6 \right] \right\}$$

$$\sigma_{c_{ext}} = -36698,88 \text{ psi} = -25.68 \text{ Kg}^*/\text{mm}^2$$

b.2 - Tensão circunferencial na superfície interna:

$$\sigma_{c_{int}} = \frac{-428,57 \times 122,5}{0,905} \left\{ 1 - 0,277 \left[1 - 0,3 \left(\frac{3}{1-0,3^2} \right)^{0,5} \times 0,6 \right] \right\}$$

$$\sigma_{c_{int}} = -47184,81 \text{ psi} = -33,03 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$$

b.3 - Tensão longitudinal na superfície externa:

$$\sigma_{L_{ext}} = \frac{-428,57 \times 122,5}{0,905} \left[0,5 - 0,277 \left(\frac{3}{1-0,3^2} \right)^{0,5} \times 0,6 \right]$$

$$\sigma_{L_{ext}} = -11528,87 \text{ psi} = -8,07 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$$

b.4 - Tensão longitudinal na superfície interna

$$\sigma_{L_{int}} = \frac{-428,57 \times 122,5}{0,905} \left[0,5 + 0,277 \left(\frac{3}{1-0,3^2} \right)^{0,5} \times 0,6 \right]$$

$$\sigma_{L_{int}} = -46481,98 \text{ psi} = -32,53 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$$

Como se pode observar, todos os valores estão bem abaixo do valor da tensão de escoamento do material, de que é fabricado o casco do Submarino (HY80, com $\sigma_y = 56 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$).

A composição de tensões está mostrada na Figura 3.4 e o gráfico na Figura 3.5.

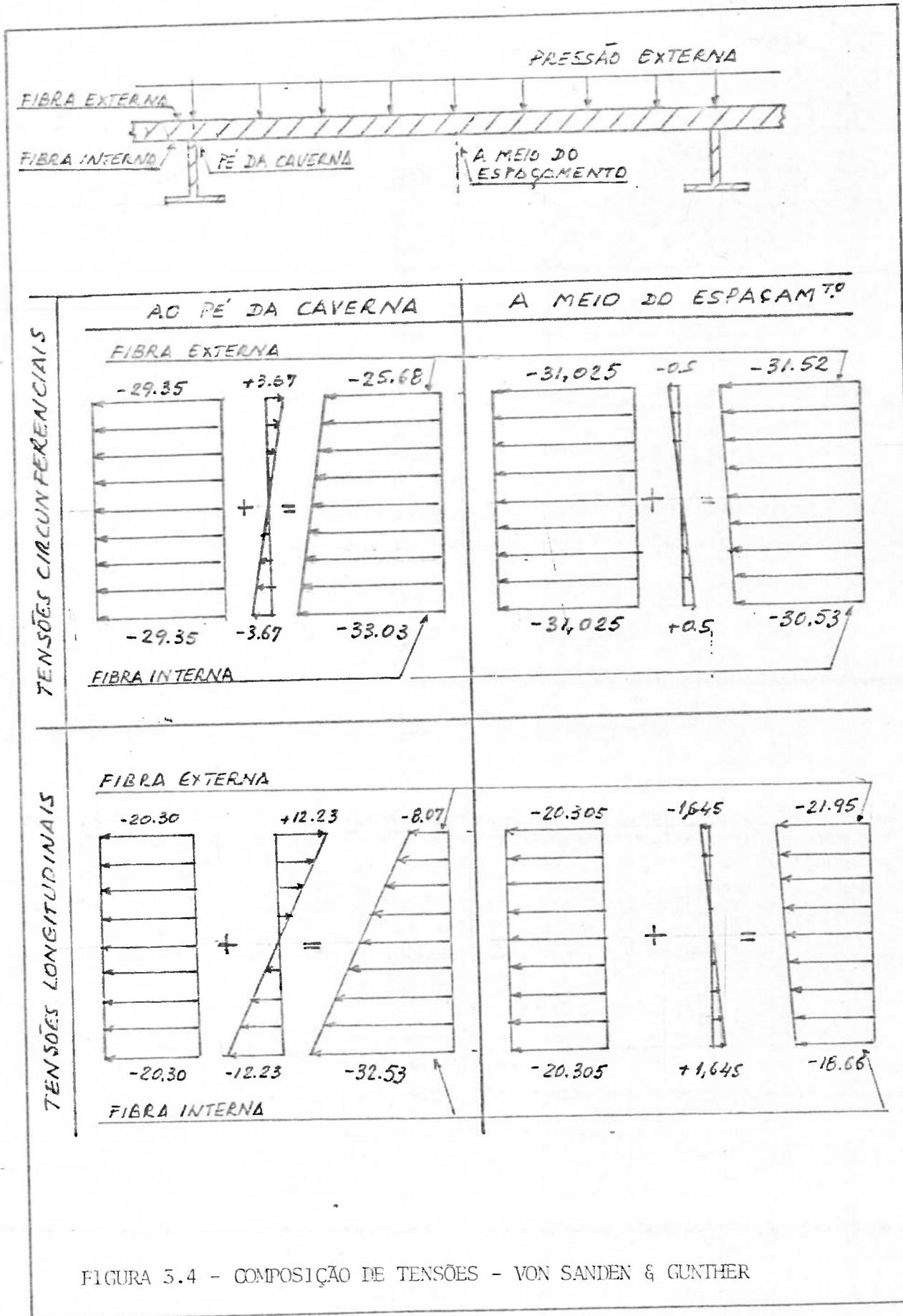


FIGURA 5.4 - COMPOSIÇÃO DE TENSÕES - VON SANDEN & GUNTHER

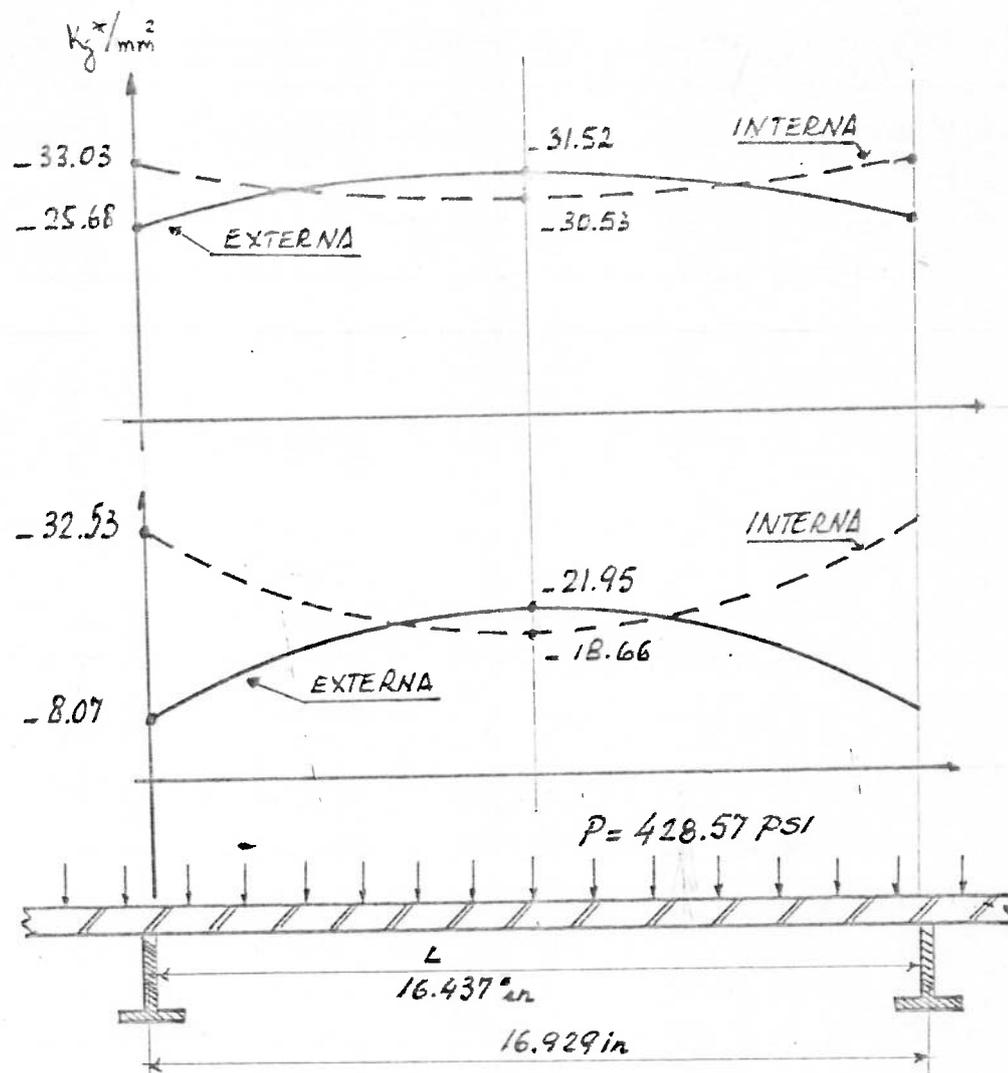


FIGURA 3.5 VALORES DE TENSÃO CALCULADOS PELO MÉTODO DE VON SANDEN E GUNTHER

Esses valores de tensão serão utilizados adiante, para comparação com os valores de tensão obtidos pelo Método de Elementos Finitos, através do programa NAVSAP[5], para análise de estruturas, desenvolvido pelo Departamento de Engenharia Naval da EPUSP.

A idéia básica a ser desenvolvida é discretizar a estrutura do submarino, na região da escotilha, calcular os valores de tensões de membrana e comparar com os valores de tensões decorrentes da ação do momento fletor, obtendo-se, assim, valores que, fora da região da escotilha, devem ser próximos daqueles calculados pelo Método de VON SANDEN e GUNTHER.

4.0 - ESTUDO PRELIMINAR, POR ELEMENTOS FINITOS, DA CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES AO REDOR DA ESCOTILHA DE UM SUBMARINO TÍPICO

4.1. DISCRETIZAÇÃO DA ESTRUTURA

A técnica de discretização utilizada foi baseada no trabalho de GANDOLFO et al. [54] e no ZIENKIEWICZ [8], procurando-se utilizar, apenas, elementos quadriláteros.

A estrutura do Submarino foi cortada inicialmente, segundo um plano de simetria longitudinal vertical, passando pelo centro da escotilha.

Os resultados obtidos pelos vários pesquisadores mostram que o efeito de concentração de tensões produzido pelas aberturas é totalmente aliviado a distâncias relativamente curtas do pé da escotilha. Sendo assim, a estrutura foi cortada segundo um plano longitudinal horizontal, a 90° , portanto, do corte inicial, admitindo-se que esse plano funcionaria, também, como um plano de simetria.

A limitação à esquerda da escotilha foi tomada a meio do espaçamento entre cavernas, na região uniforme do casco, isto é, na região onde as cavernas são iguais e igualmente espaçados.

A limitação à direita da escotilha foi tomada, também, a meio do espaçamento entre cavernas, na região uniforme do casco, imediatamente após a caverna que se repete.

Obs.1 - Na verdade, dever-se-ia utilizar uma estrutura maior no sentido longitudinal, abrangendo maior número de cavernas, mas, devido às limitações de custo de processamento, foi estabelecido, inicialmente, que a discretização definida deferia permitir a corrida do programa em classe 1, ou seja, em um tempo máximo de 10 minutos de processamento.

2 - O plano disponível do submarino não apresentava as dimensões de espessura de chapa da escotilha, nem das suas barras de face superior e inferior, tendo-se admitido, para efeito desse estudo preliminar, que a espessura da escotilha seria igual a do casco e que as barras de face seriam de 50mm x 23mm. Além disso, o diâmetro da escotilha, bem como as alturas externa e interna ao casco foram tomadas, por escala, no plano de perfil estrutural do submarino.

A figura 4.1.1 apresenta um corte longitudinal da estrutura a ser analisada e a figura 4.1.2 apresenta esta região em detalhe, com as dimensões adotadas.

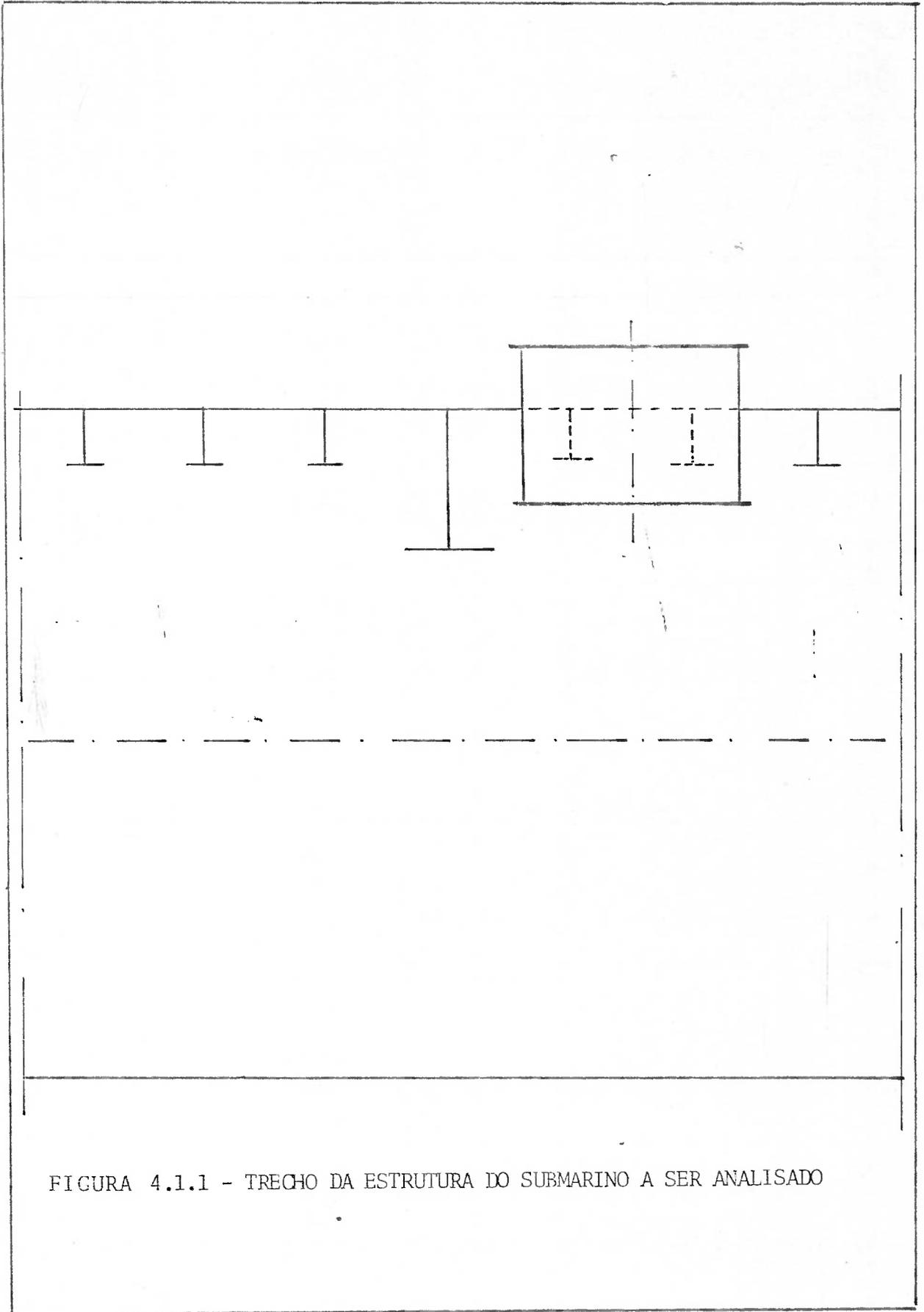


FIGURA 4.1.1 - TRECHO DA ESTRUTURA DO SUBMARINO A SER ANALISADO

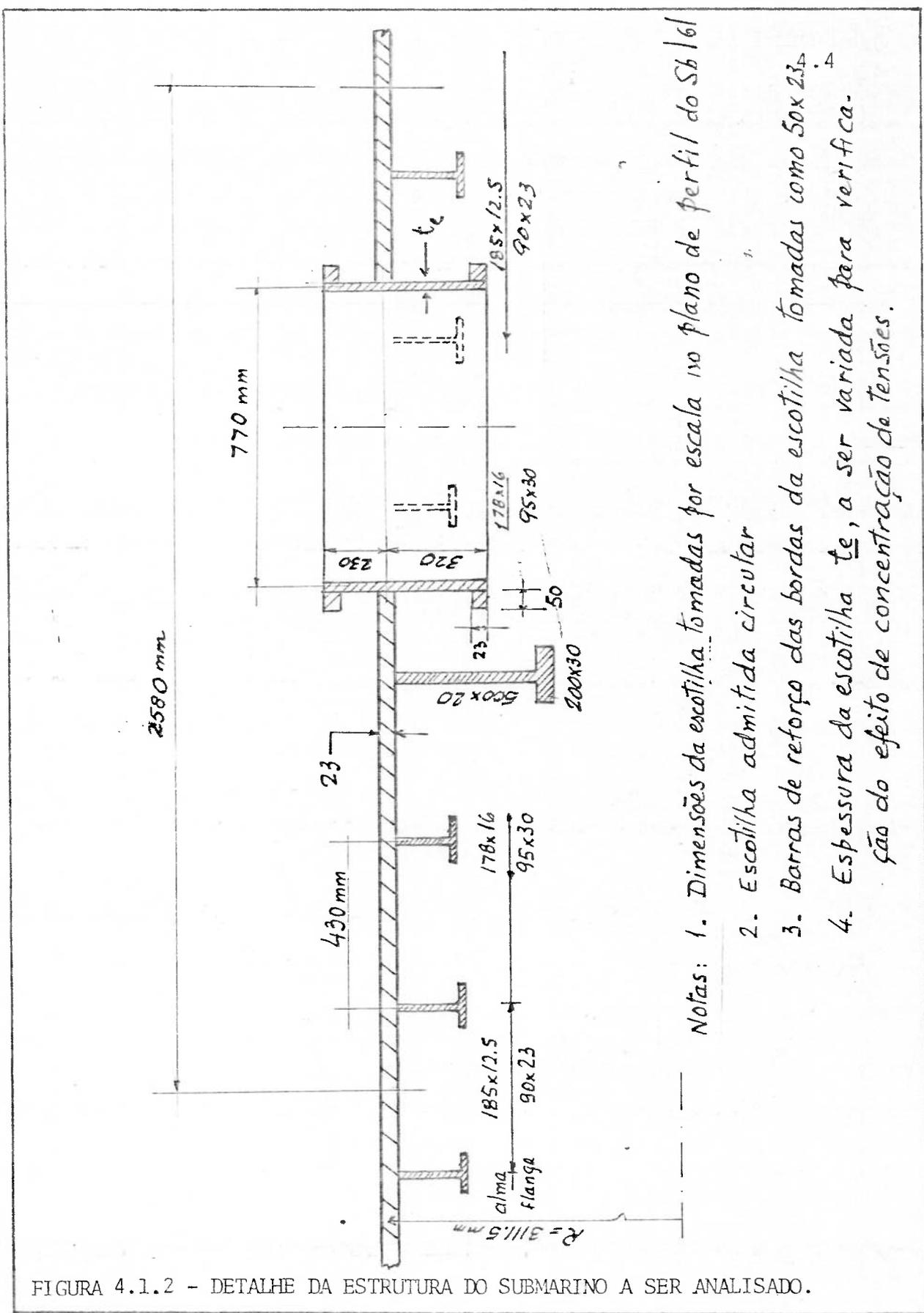


FIGURA 4.1.2 - DETALHE DA ESTRUTURA DO SUBMARINO A SER ANALISADO.

- Notas:
1. Dimensões da escotilha tomadas por escala no plano de perfil do Sb 161
 2. Escotilha admitida circular
 3. Barras de reforço das bordas da escotilha tomadas como 50x23⁴
 4. Espessura da escotilha t_e , a ser variada para verificação do efeito de concentração de tensões.

O casco do submarino e a escotilha foram analisados por meio de elementos de placa, enquanto que as cavernas tiveram suas almas analisadas por meio de elementos de estado plano de tensões (de membrana) e as barras de face, como elementos de treliça, assim como as barras de reforço das bordas da escotilha [1].

Ver a discretização total da estrutura mostrada nas Figuras 4.1.3, 4.1.4, 4.1.5 e 4.1.6, a seguir.

Deve-se observar que foram reservados vários números de nós intermediários, com os seis graus de liberdade impedidos, de modo a permitir a geração dos nós em coordenadas cilíndricas, bem como a geração dos elementos de treliça, de membrana e de placa. Além disso, esses nós de reserva podem ser utilizados para eventuais alterações na discretização, sem representar, com isso, aumentos importantes na banda da matriz de rigidez montada pelo programa, que é um dos principais fatores na definição do custo do processamento.

As alturas (cotas Z) da interseção dos cilindros-casco e escotilha - em relação ao plano horizontal foram calculadas através da expressão [9]

$$h = r_2 \left[1 - \sqrt{1 - (r_1/r_2)^2 \sin^2 \alpha} \right], \text{ onde}$$

r_1 = raio da escotilha = 385mm

r_2 = raio do casco = 3111.5 mm

α = ângulo, a partir do plano ZOY longitudinal até o ponto desejado.

Essas alturas calculadas estão mostradas na Figura 4.1.7.

As cotas x e y dessa interseção foram calculadas - através de relações geométricas simples, como mostrado na Figura 4.1.6.

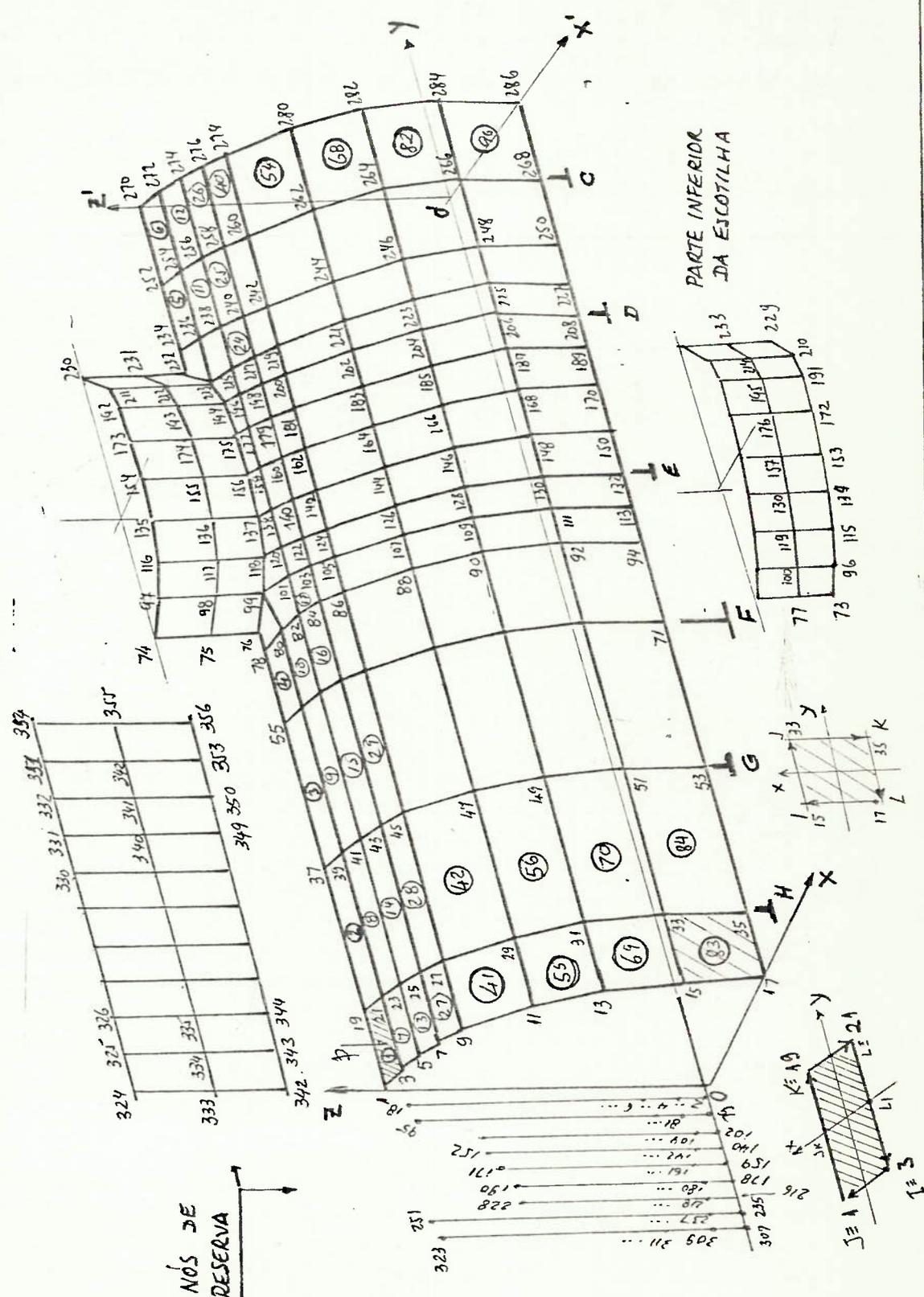


FIGURA 4.1.3 - DISCRETIZAÇÃO DA ESTRUTURA

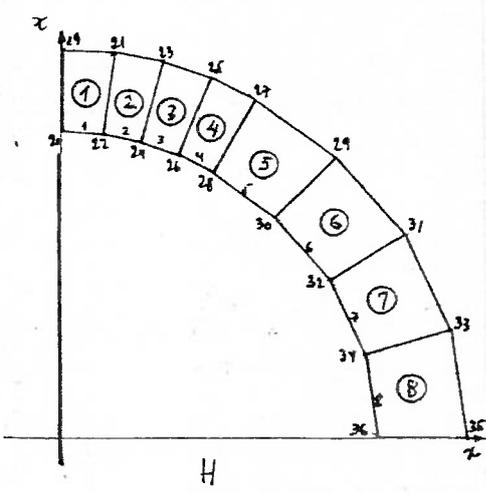
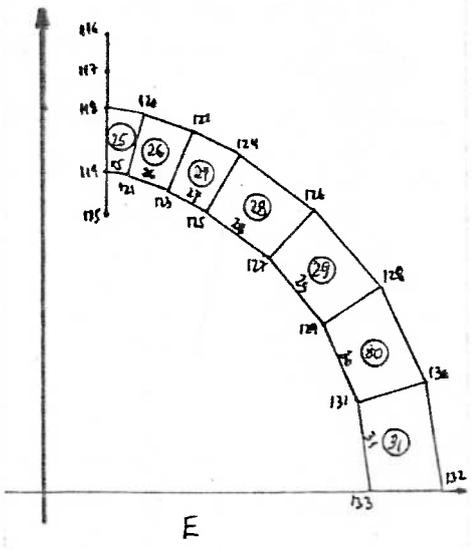
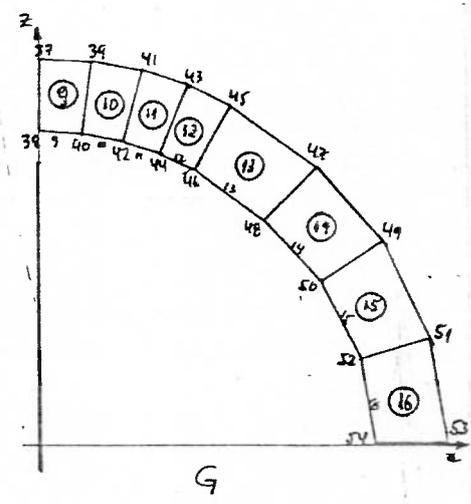
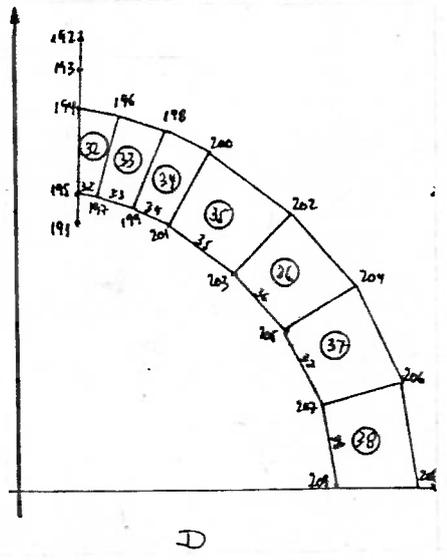
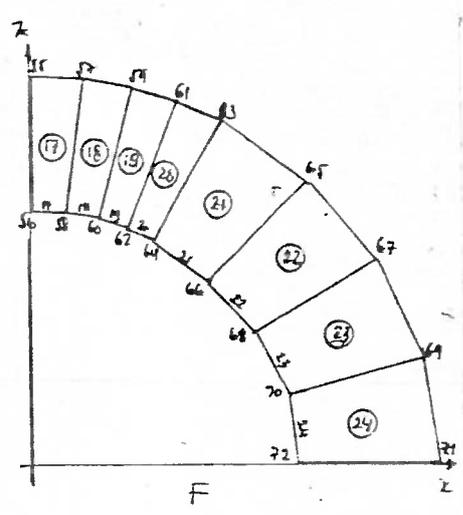
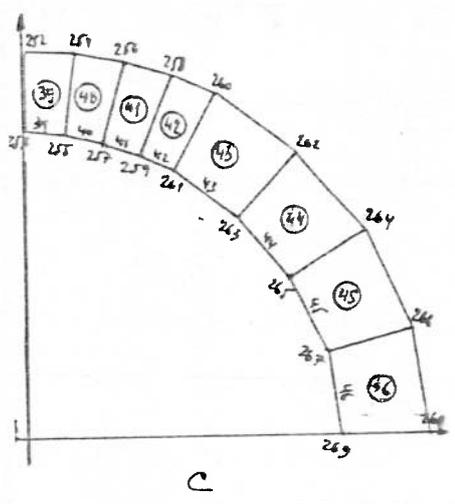


FIGURA 4.1.4 - DISCRETIZAÇÃO DAS CAVERNAS

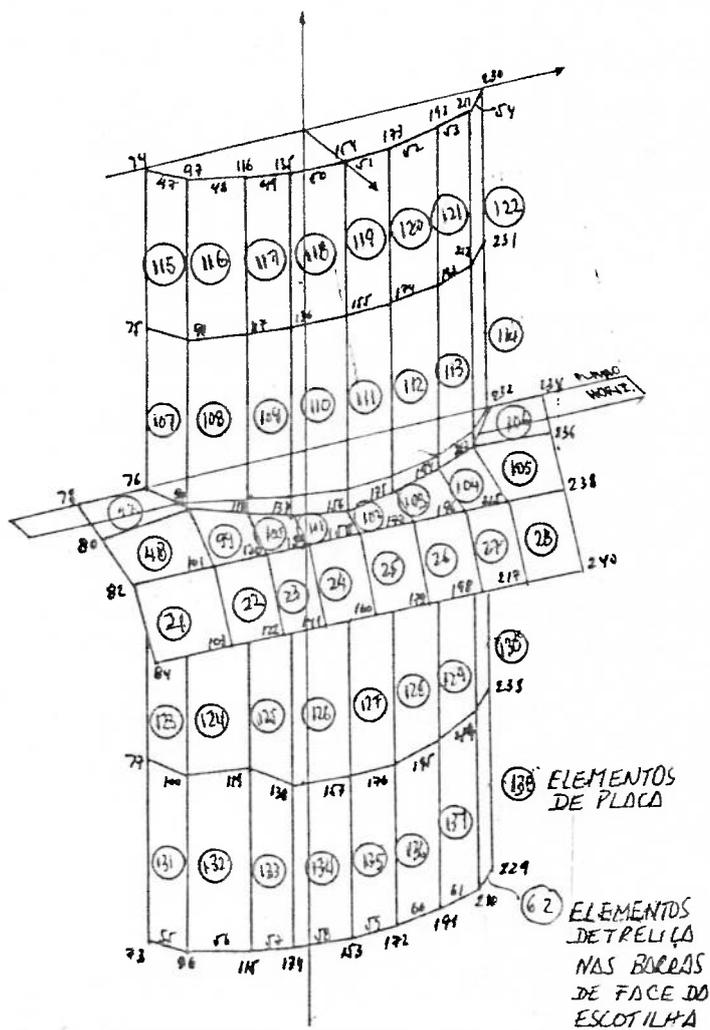


FIGURA 4.1.5 - DISCRETIZAÇÃO DA REGIÃO DE ESCOTILHA

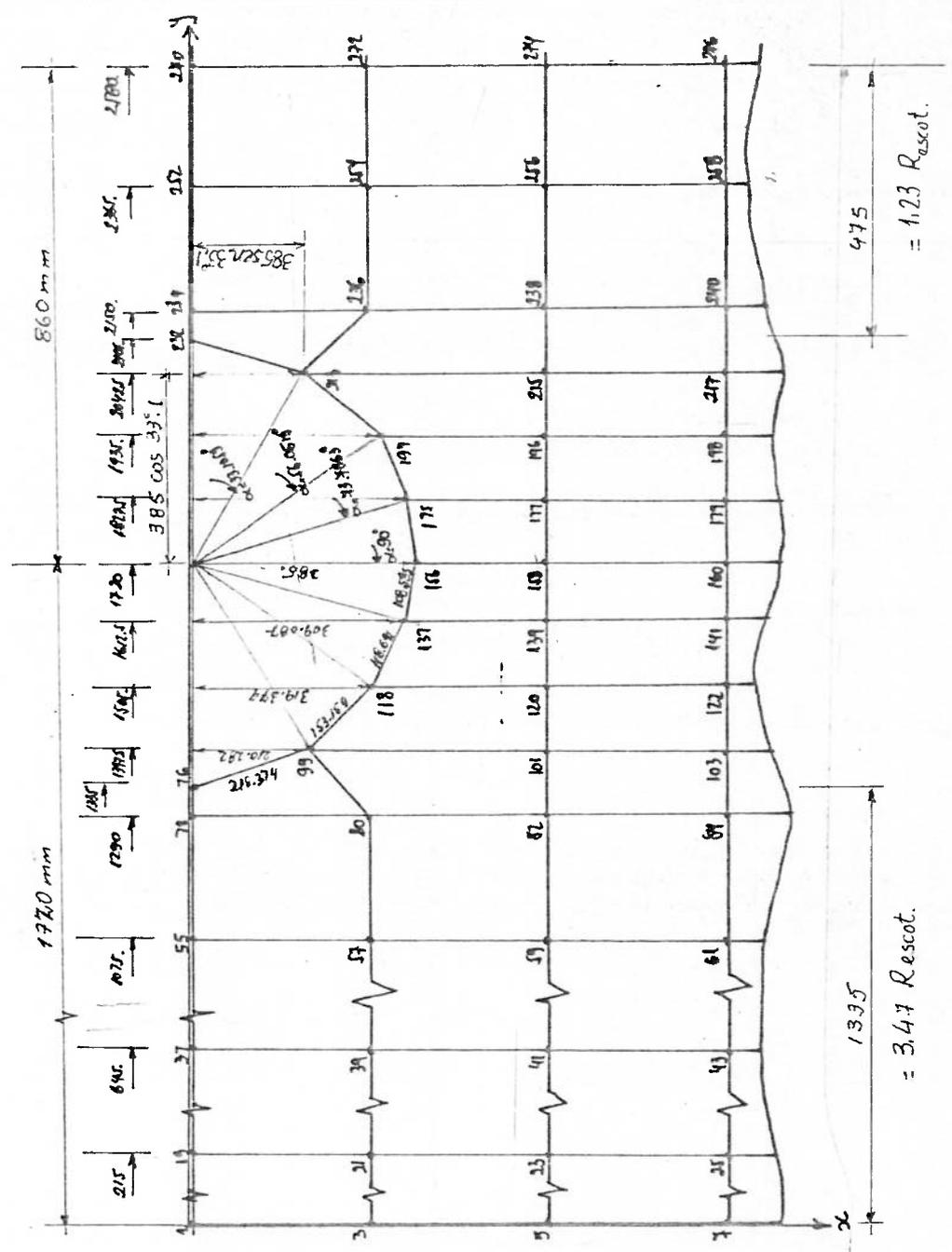
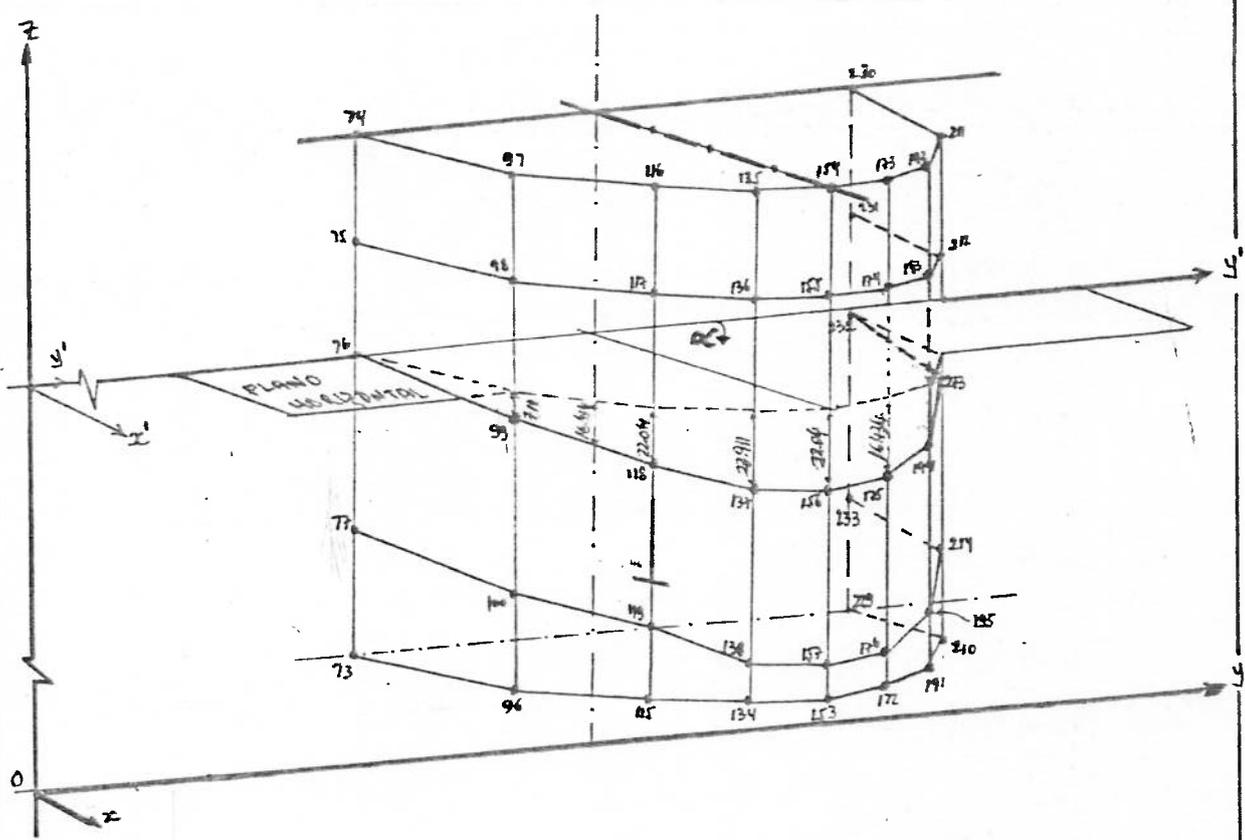


FIGURA 4.1.6 - VISTA DE CIMA DA INTERSEÇÃO DA ESCOTILHA COM O CASCO



INTERSEÇÃO DE DOIS CILINDROS: | 9 |

$$h = r_2 \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \sin^2 \alpha} \right]$$

$$r_1 = 385 \text{ mm}$$

$$r_2 = 3111.5 \text{ mm}$$

FIGURA 4.1.7 - ALTURA DOS NÓS DA ESCOTILHA

4.2 - CONDIÇÕES DE VÍNCULOS DOS NÓS

As condições de vínculos impostas aos nós foram as seguintes:

- a) nós contidos em planos de simetria têm as rotações impedidas ao redor dos eixos do plano de simetria, assim como, o deslocamento na direção perpendicular a esse plano.
- b) nós dos elementos de treliça e de estado plano de tensões (membrana) que não são, simultaneamente, nós de elementos de placa (nós dos flanges de cavernas) têm rotações impedidas, bem como os deslocamentos na direção perpendicular.
- c) nós no plano ZOY, a meio do espaçamento entre cavernas têm rotações ao redor dos eixos X e Z, impedidas e a eles se aplicará a tensão longitudinal transformada em carga nodal, ficando portanto com deslocamento segundo o eixo y livre, enquanto que os nós na extremidade oposta terão deslocamento segundo y impedido (plano Z'O'X').
- d) nós de reservá tem os seis graus de liberdade impedidos

A simbologia é a seguinte:

δ - deslocamento 0 (zero) - livre

θ - rotação 1 (um) - impedido

Ex: $\delta_z = 1$ - deslocamento segundo Z impedido

Os vínculos definidos estão mostrados na tabela 4.2.1, a seguir (referir-se a figura 4.1.3).

TABELA 4.2.1 - VÍNCULOS DOS NÓS (1a. MODELAGEM)

NÓS	deslocamentos			rotações		
	δ_x	δ_y	δ_z	θ_x	θ_y	θ_z
Plano ZOY	1	0	0	0	1	1
Plano XOY 1	0	0	1	1	1	0
Plano ZOZ 2	0	0	0	1	0	1
Plano Z'O'X'	0	1	0	0	0	0
Nós dos flanges das cavernas	0	1	0	1	1	1
Nós de reserva	1	1	1	1	1	1

|1| = admitido como de simetria, por não sofrer o efeito de escotilha, por estar a cerca de 7(sete) raios de distância do pé escotilha.

|2| = admitido como de simetria, embora esteja a uma distância de cerca de 3,5 raios de distância do pé da escotilha, devendo, na verdade, sofrer um pequeno efeito dela, além do efeito da caverna gigante ao lado.

Os vínculos estão mostrados na Figura 4.2.1 a seguir.

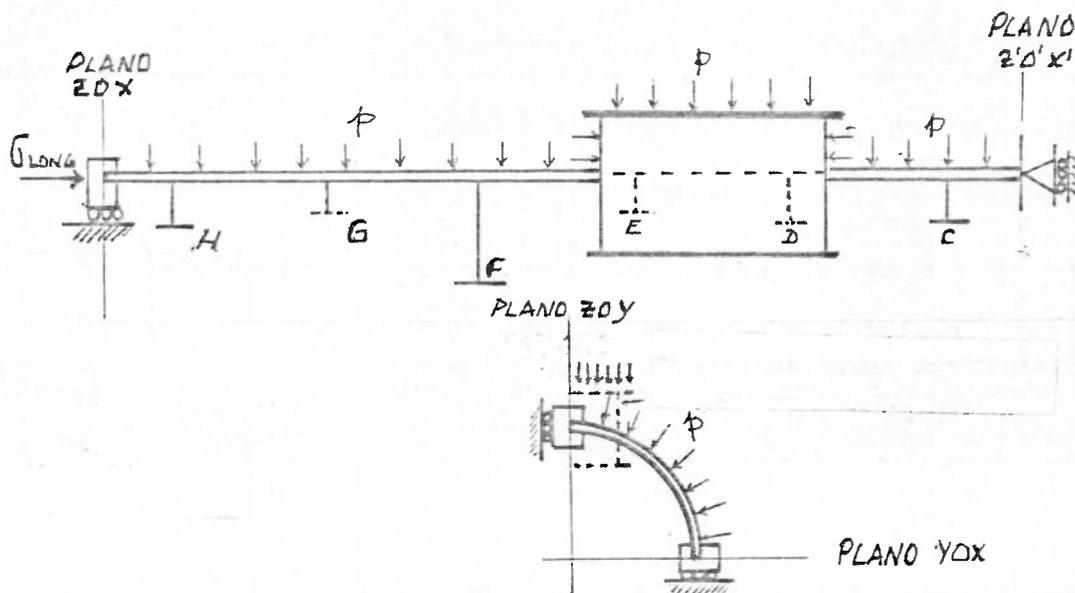


FIGURA 4.2.1 - VÍNCULOS DOS NÓS

4.3 - CARGAS APLICADAS

A estrutura do submarino está submetida à pressão hidrostática externa de $0,3087 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$, que corresponde à sua profundidade de colapso, que é de 300m, conforme indicado em seus manuais. Essa pressão estará aplicada sobre todos os elementos de placa, exceto os da parte inferior da escotilha, que fica interna ao casco.

Além disso, em decorrência dos cortes transversais à esquerda e à direita da escotilha, em planos que não são de simetria, será aplicada nos nós no plano ZOx, uma carga correspondente à tensão longitudinal de membrana, enquanto que os nós, no outro extremo, deverão ter o seu movimento segundo o eixo dos y, impedido.

Ainda, a tampa da escotilha transmite uma carga - vertical de cima para baixo, para os nós da parte superior de braçola, que deverão ter deslocamento segundo o eixo dos Z, livres, enquanto que os nós no plano horizontal XOY deverão ter movimento segundo o eixo dos Z, impedido.

A forma de calcular essas cargas está mostrada nas Figuras 4.3.1, 4.3.2 e 4.3.3, a seguir

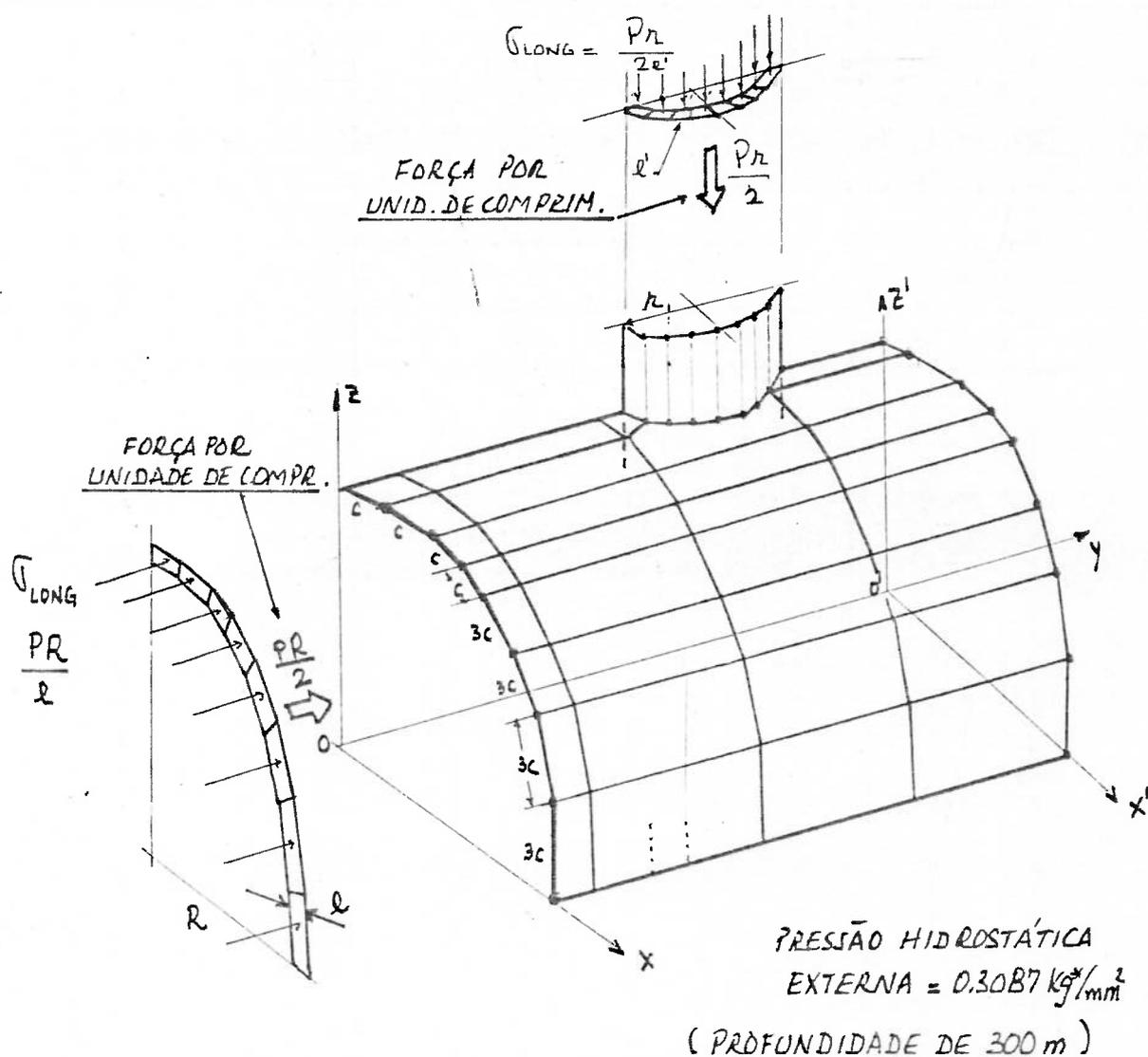
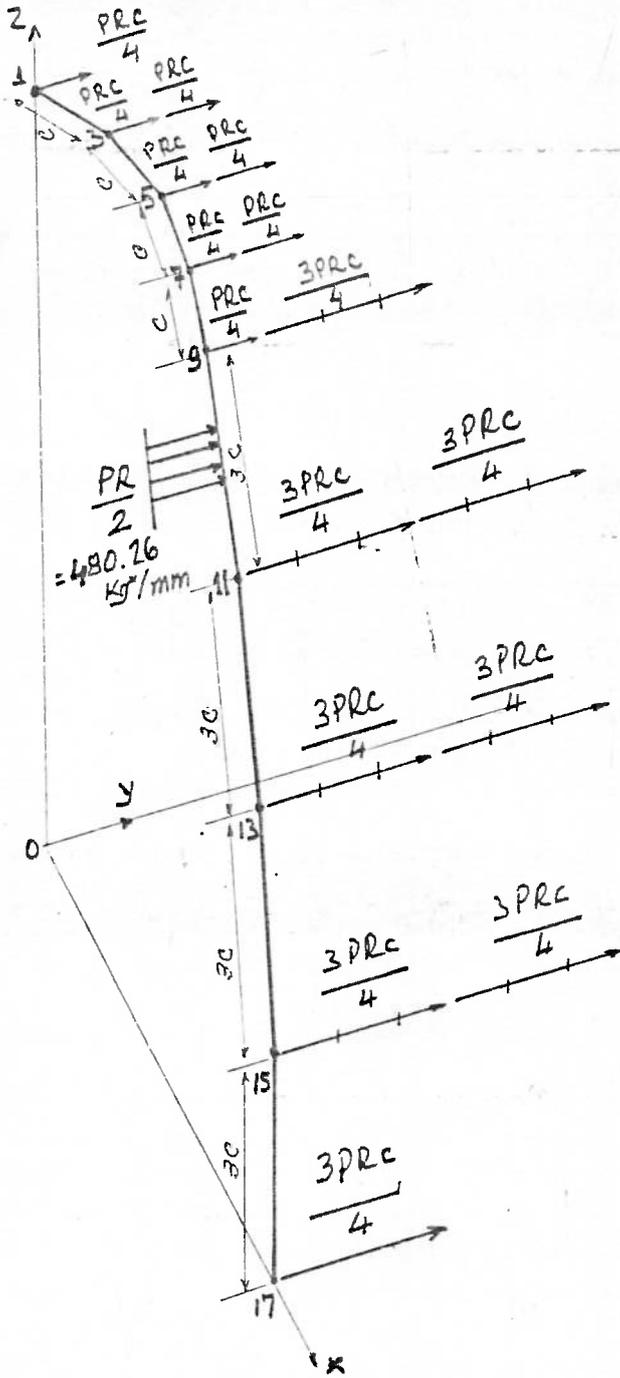


FIGURA 4.3.1 - CARGAS APLICADAS À ESTRUTURA

$P = 0.3087 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$

$R = 3111.5 \text{ mm}$

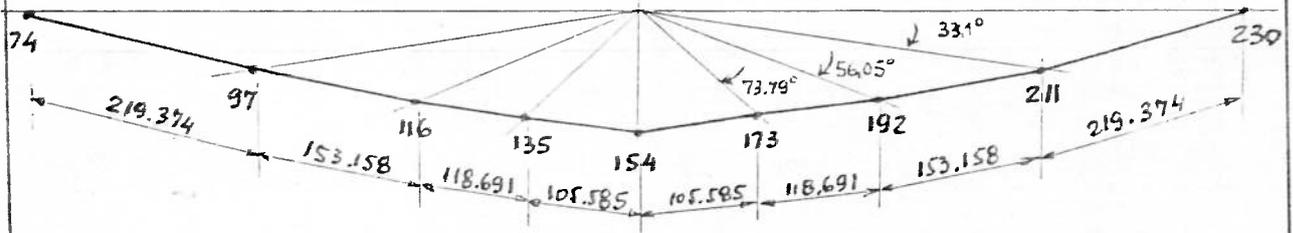
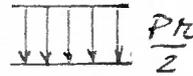
$C = 305.471\text{mm}$



NÓ	CARGA	(kg*)
1	$\frac{PRC}{4}$	73352.755
3	$\frac{PRC}{2}$	146705.510
5	$\frac{PRC}{2}$	146705.510
7	$\frac{PRC}{2}$	146705.510
9	PRC	293411,020
11	$3/2 \text{ PRC}$	440116,530
13	$3/2 \text{ PRC}$	440116,530
15	$3/2 \text{ PRC}$	440116,530
17	$3/4 \text{ PRC}$	220058,260

FIGURA 4.3.2 - CARGAS NOS NÓS 1,3,5,7,9,11,13,15 e 17

$$G_{LONG} = \frac{Pr}{2r'}$$



$$P = 0,3087 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$$

$$r = 385 \text{ mm}$$

$$\therefore \frac{Pr}{2} = 59,42 \text{ kg}^*/\text{mm}$$

Nº	CARGA	Kg*
74	$59.42 \times 219.374/2$	6.517,60
97	$59.42 \times 219.374/2 + 59.42 \times 153,158/2$	11.067,92
116	$59.42 \times 153.158/2 + 59.42 \times 118,691/2$	8.076,63
135	$59.42 \times 118.691/2 + 59.42 \times 108,585/2$	6.752,37
154	$2 \times 59.42 \times 108,585/2$	7.052,62
173	$\equiv (135)$	6.752,37
192	$\equiv (116)$	8.076,63
211	$\equiv (97)$	11.067,92
230	$\equiv (74)$	6.517,60

FIGURA 4.3.3 - CARGAS NOS NÓS 74,97,116,135,154,173,192,211 e 230

4.4 - RESULTADOS

O Programa NAVSAP foi processado para cinco geometrias diferentes:

- caso I - escotilha com espessura igual a espessura do casco (23mm)
- caso II - escotilha com espessura igual 12mm
- caso III - escotilha com espessura igual a 23mm, removendo-se a parte inferior da escotilha
- caso IV - escotilha com espessura igual a 23mm, removendo-se a parte inferior e meia parte superior da escotilha
- caso V - removendo-se totalmente a escotilha

Nesta fase preliminar, os valores de tensões nos elementos de placa foram analisados, apenas, em termos da tensão equivalente no centro do elemento, de acordo com o critério de máxima energia de distorção de Von Mises, através da expressão |5|:

$$\sigma_{eq} = (\sigma_{max}^2 + \sigma_{min}^2 - \sigma_{max} \times \sigma_{min})^{1/2}$$

4.4.1 - Tensões nos Flanges das Cavernas e nas Barras de Face da Escotilha

Os níveis de tensões encontrados foram razoavelmente baixos, sendo que o local onde ocorreu a maior tensão foi no

elemento de treliça 36 na interseção da caverna D com a escotilha, na condição em que toda a escotilha foi removida. Esta tensão foi de $30 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$, que representa cerca de 53% da tensão de escoamento do material (HY-80 \rightarrow $56 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$).

A redução de espessura da escotilha, bem como a remoção de parte ou mesmo de toda a escotilha não alteram substancialmente as tensões nas barras de face das cavernas afastadas da escotilha.

Por outro lado, os níveis de tensão nas barras de face da escotilha foram baixíssimos, sendo o maior valor encontrado de $12,88 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$, o que deve estar indicando que as suas posições de espessura, tomadas por escala, no desenho do perfil longitudinal do submarino estão sobre-estimadas.

4.4.2 - Tensões nas Almas das Cavernas

Os níveis de tensão encontrados foram na faixa - de 35% a 50% da tensão de escoamento do material, tendo sido obtido os maiores valores para a tensão equivalente, a centro dos elementos de membrana 39 e 40, na caverna C, que passa ao lado da escotilha.

As várias condições de corrida, para maior ou menor espessura da escotilha, ou mesmo sem a escotilha, não afetaram substancialmente os valores de tensão nas almas das cavernas (menos de 10%)

4.4.3 - Tensões nos Elementos de Placa na Casca Cilíndrica

O primeiro fato a observar é que as tensões nos elementos de placa afastados da região da escotilha estão bastante próximos dos valores calculados pelo critério de Von Sanden e Günther (erro < 6%).

No caso I, isto é, escotilha com espessura igual ao casco, os maiores níveis de concentração de tensões foram observados nos elementos de placa 97 e 106, junto à interseção da escotilha com o casco, ao lado do plano longitudinal pelo centro da escotilha, que apresentarem valores superiores à tensão de escoamento do material (63,90 e 63,35 kg*/mm², respectivamente). Ver figura 4.4.1, a seguir.

Na segunda rodada, quando se reduziu a espessura da escotilha à metade, a concentração de tensões nesses elementos atingiu valores cerca de 2,3 vezes maiores que os elementos mais afastados. Os elementos de placa da escotilha, que interceptam o casco, também apresentaram valores razoavelmente altos de tensões, sendo que, na segunda rodada alguns elementos atingiram o escoamento.

Na terceira rodada do programa, em que foi removida a parte inferior da escotilha, observou-se um aumento acentuado no nível geral das tensões dos elementos do casco que interceptam a escotilha, bem como nos próprios elementos da escotilha, atingindo-se fatores de concentração de tensões da ordem de 2,7.

Em geral, as variações de espessura da escotilha ou mesmo a sua remoção parcial ou total, tiveram pequena influência nos elementos mais afastados, confirmando o fato esperado de que o problema de concentração de tensões é efetivamente local.

Na quarta rodada do programa, em que foi removida adicionalmente a metade superior da escotilha, observou-se um pequeno aumento geral no nível de tensões na região da escotilha, em relação ao caso anterior, atingindo-se, em média, valores de concentração de tensão da ordem de 2,8.

Na quinta rodada do programa foi removida completamente a escotilha e novamente o nível geral de tensões cresceu, nessa região, chegando-se a valores de concentração de tensões da ordem de 4,6.

4.4.4 - Conclusões Preliminares

Em face dos resultados obtidos e da análise da bibliografia, chegou-se às seguintes conclusões preliminares:

- a) O modelo utilizado apresentou valores razoáveis de tensões.
- b) Os valores superiores à tensão de escoamento do material, que foram obtidos em alguns elementos de placa da interseção casco-escotilha, indicam claramente que as dimensões tomadas por escala no plano de perfil longitudinal na região da escotilha não estão corretos. Além disso, é prática comum a instalação de uma série de reforços adicionais ligando a chapa da escotilha ao casco, enrijecendo-a mais ainda.

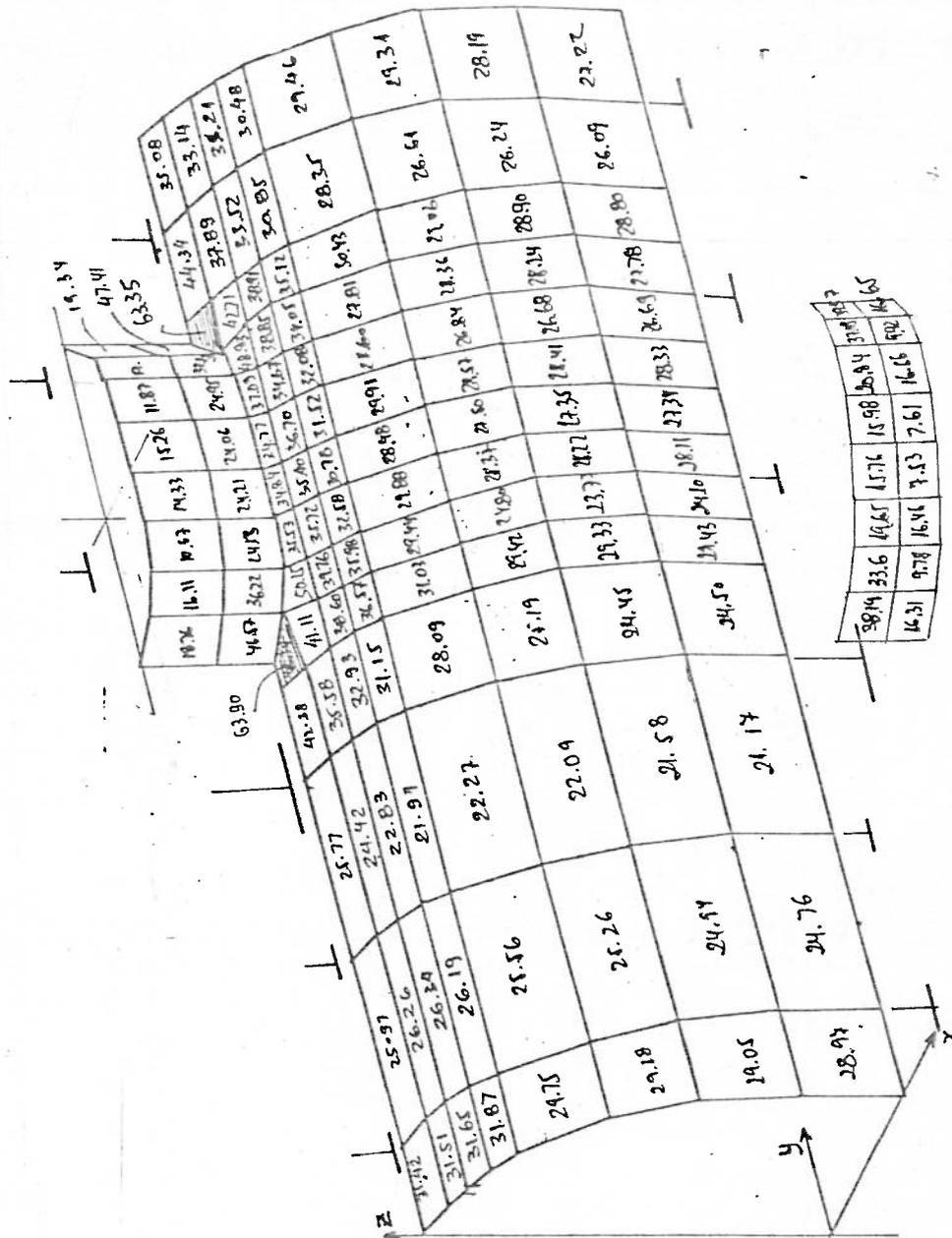


FIGURA 4.4.1 - TENSÕES NOS ELEMENTOS DE PLACA

- c) A caverna gigante ao lado da escotilha, instalada, provavelmente para reduzir o comprimento de flambagem entre a anteparo de 10mm e o próximo gigante, cria, no local, alguma perturbação nos resultados de tensões. A abertura da escotilha, ao lado deste gigante estabeleceu, evidentemente, menor efeito de concentração de tensões que aquele que existiria se esta caverna gigante fosse uma caverna convencional de 185x12,5 - 90x23.
- d) Há que se estender o estudo, considerando uma nova espessura de escotilha superior ao valor tomado de 23mm, bem como considerando várias dimensões de anéis de reforço, seguindo-se uma análise mais acurada na região da escotilha, com elementos de placa consideravelmente menores.

5.0 - ANÁLISE DE TENSÕES, POR ELEMENTOS FINITOS, NA REGIÃO DA ESCOTILHA, EM UMA ESTRUTURA DE SUBMARINO MODIFICADA:

Considerando a dificuldade de extrapolar os resultados obtidos no capítulo anterior, para outros vasos de pressão, em função da aleatoriedade nos resultados próximos à caverna gigante, ao lado da escotilha, resolveu-se analisar a estrutura com todos os seus perfis de reforço tomados iguais ao perfil T de 185mm x 12,5mm de alma e 90mm x 23mm de flange. Além disso, admitir-se-á a existência de um colar de reforço ao redor da escotilha com 90mm de largura, com espessura a ser variada nas várias corridas do programa. Esta largura de colar foi arbitrada relativamente pequena, tendo em vista as conclusões dos vários pesquisadores, de que o reforço deve ser concentrado o mais próximo possível das extremidades da abertura.

A padronização do perfil T permite que se considere o plano transversal, pelo centro de escotilha, também como plano de simetria, fazendo com que se possa utilizar, para uma estrutura de análise menor, um maior número de elementos de placa (menores), com maior precisão nos resultados, sem aumentar o custo de processamento.

5.1 - DISCRETIZAÇÃO DA ESTRUTURA

A técnica de discretização é a mesma utilizada no capítulo anterior, com alguns detalhes adicionais, que facilitaram, mais ainda, a geração de nós e de elementos, estando mos

trada nas figuras 5.1.1, 5.1.2, 5.1.3, 5.1.4 e 5.1.5.

Deve-se observar que os nós do casco receberam números ímpares, enquanto que os números pares foram atribuídos a nós de reserva, ou aos nós nos flanges das cavernas. Para permitir a geração dos elementos, manteve-se constante a diferença entre os nós pertencentes à mesma linha horizontal (diferença de 36), facilitando a verificação dessa numeração. Os números de nós não utilizados foram armazenados no lado da estrutura, com os seus seis graus de liberdade impedidos. Essa diferença 36 foi tomado pela linha de referência passando pelos nós 241, 242, 243, 244, 245, 247, 249, 251, 253, 255, 257, 259, 261, 263, 265, 267, 269, 271, 273 e 275, assinalados na Figura 5.1.1. que é a linha com maior número de nós, ou seja, 18 (dezoito).

À medida que se aproximam da escotilha, os elementos de placa foram tomados com dimensões menores, para aumentar a precisão dos resultados na região de maior interesse.

Duas linhas horizontais, iniciando nos números de nós 17 e 21, respectivamente, foram reservadas para posterior inclusão, com seus nós tomados presos.

A limitação da estrutura à esquerda de escotilha foi feita abrangendo mais uma caverna, para tentar obter valores de tensão mais próximos dos obtidos no Cap. III, pelo método de Von Sanden e Günther.

As alturas (cotas Z) da interseção do casco com a escotilha e do colar com a escotilha foram calculadas, novamente, através da expressão para interseção de cilindros, mostrada no Capítulo anterior.

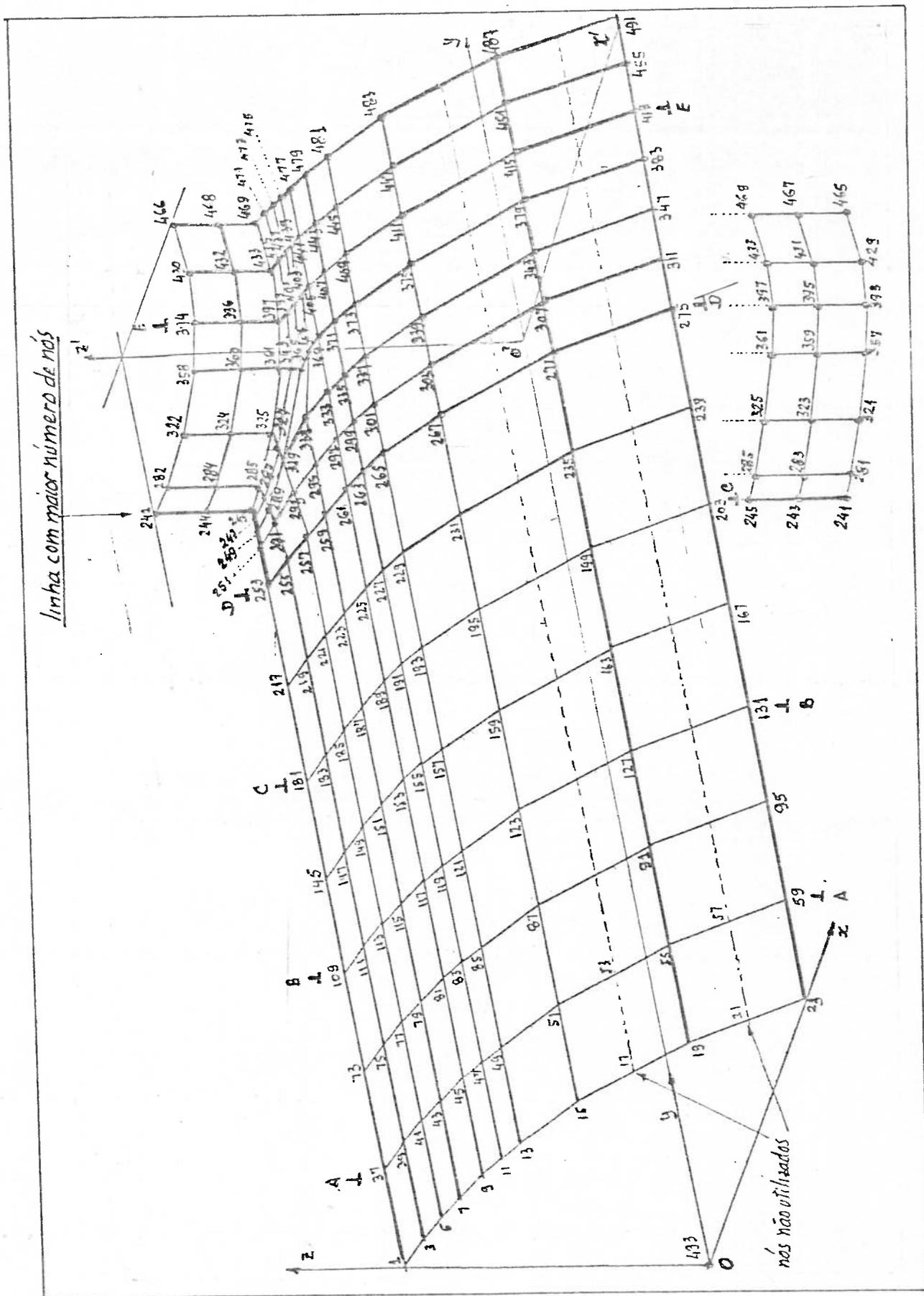
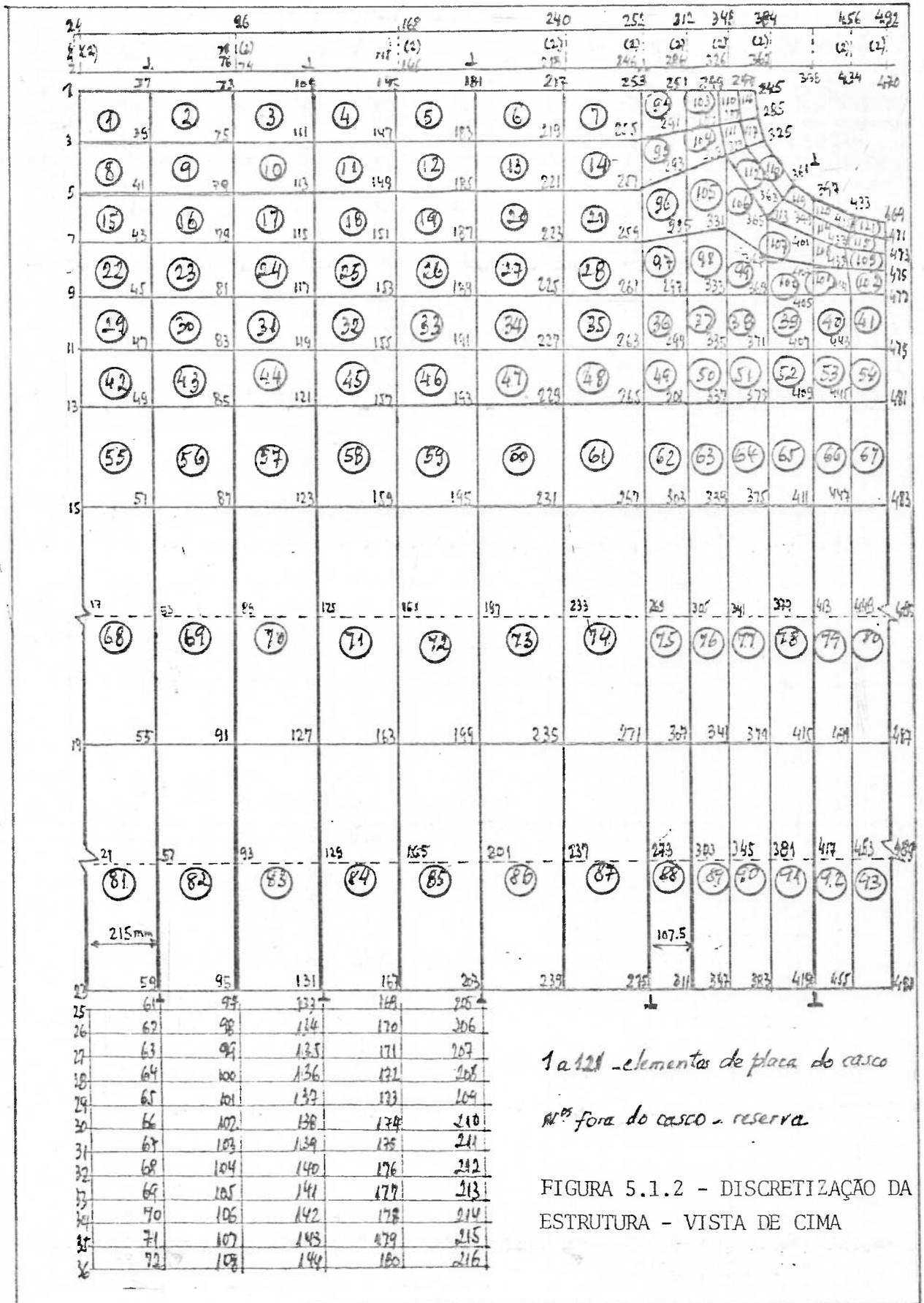
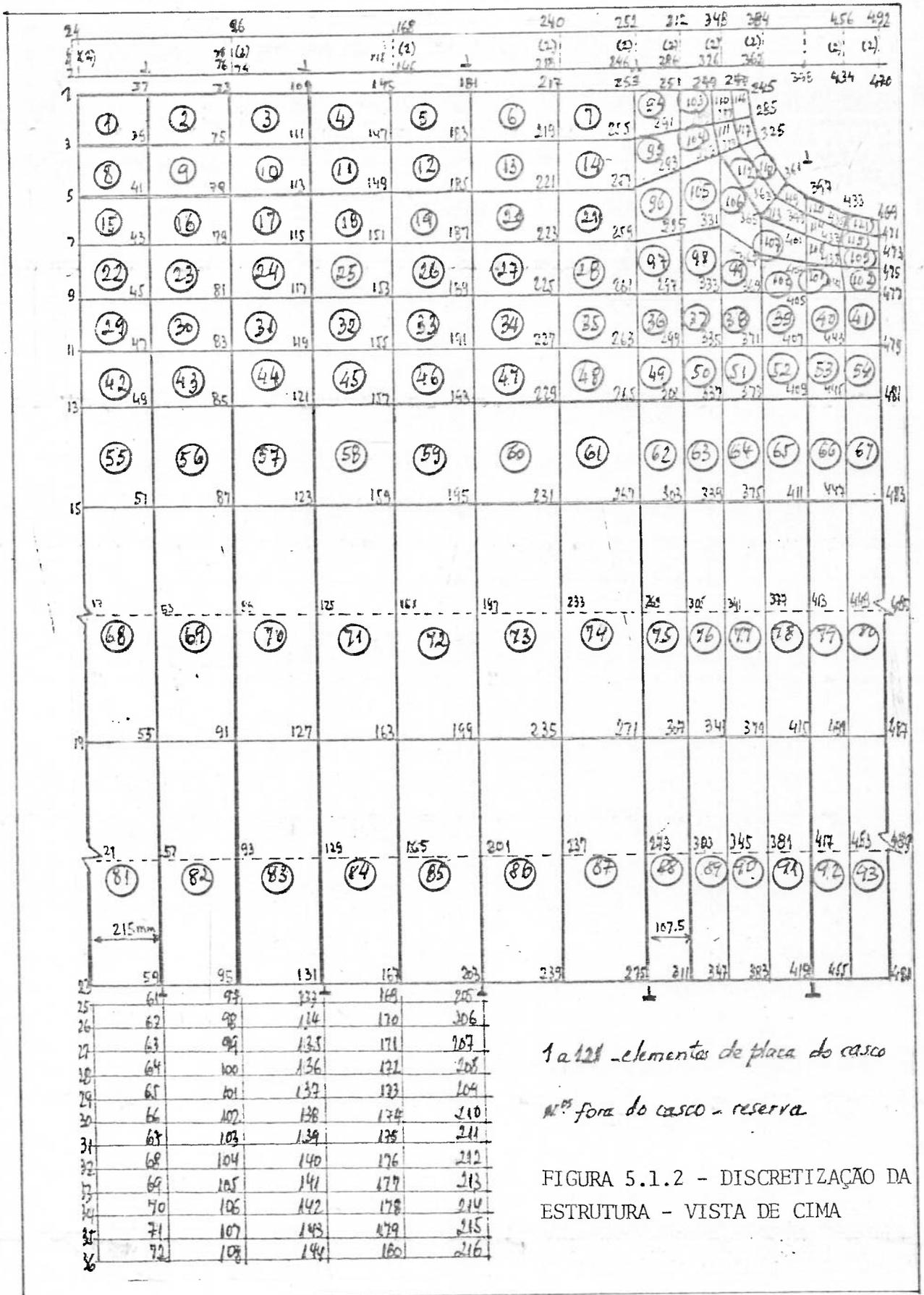


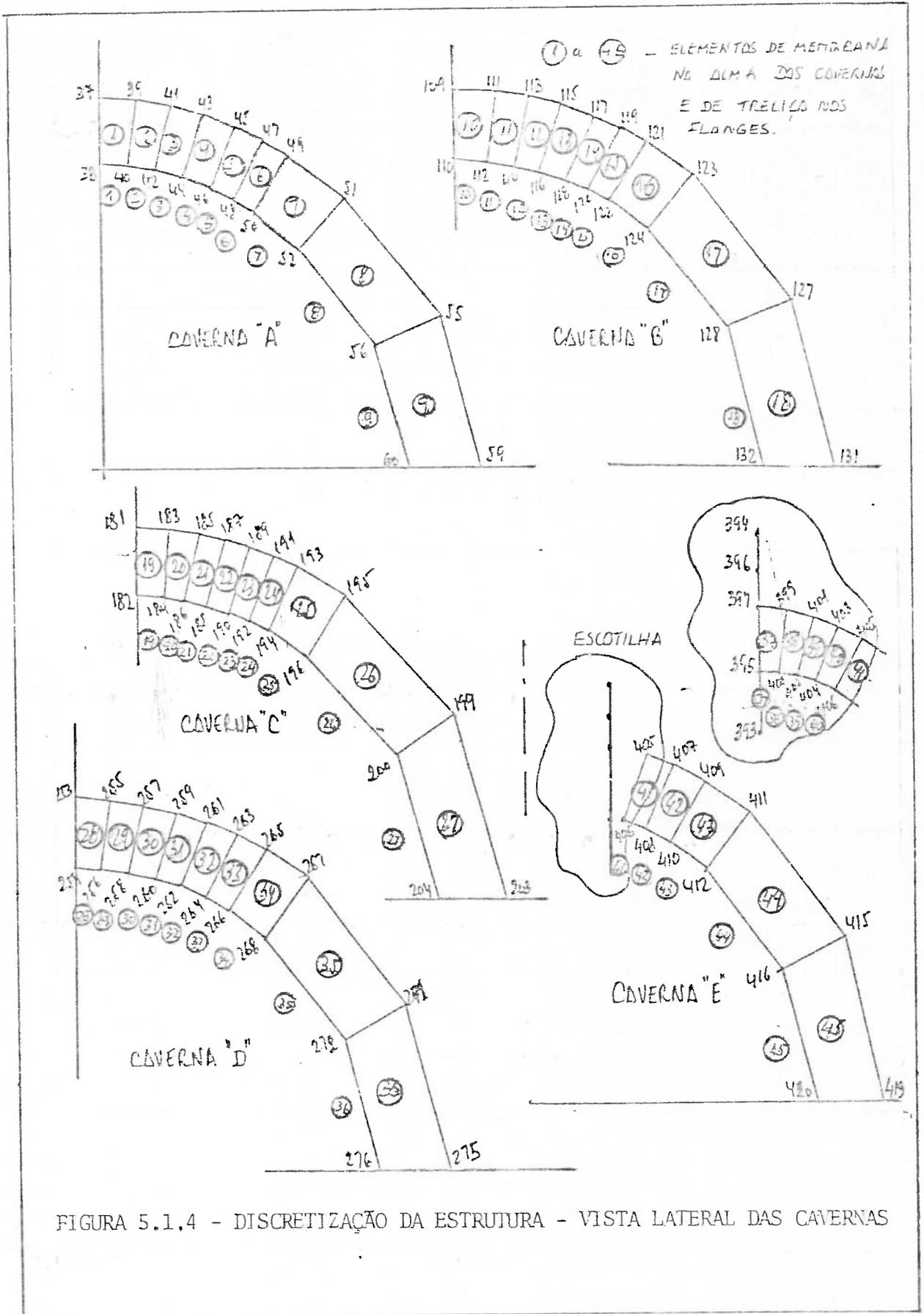
FIGURA 5.1.1 - DISCRETIZAÇÃO DA ESTRUTURA

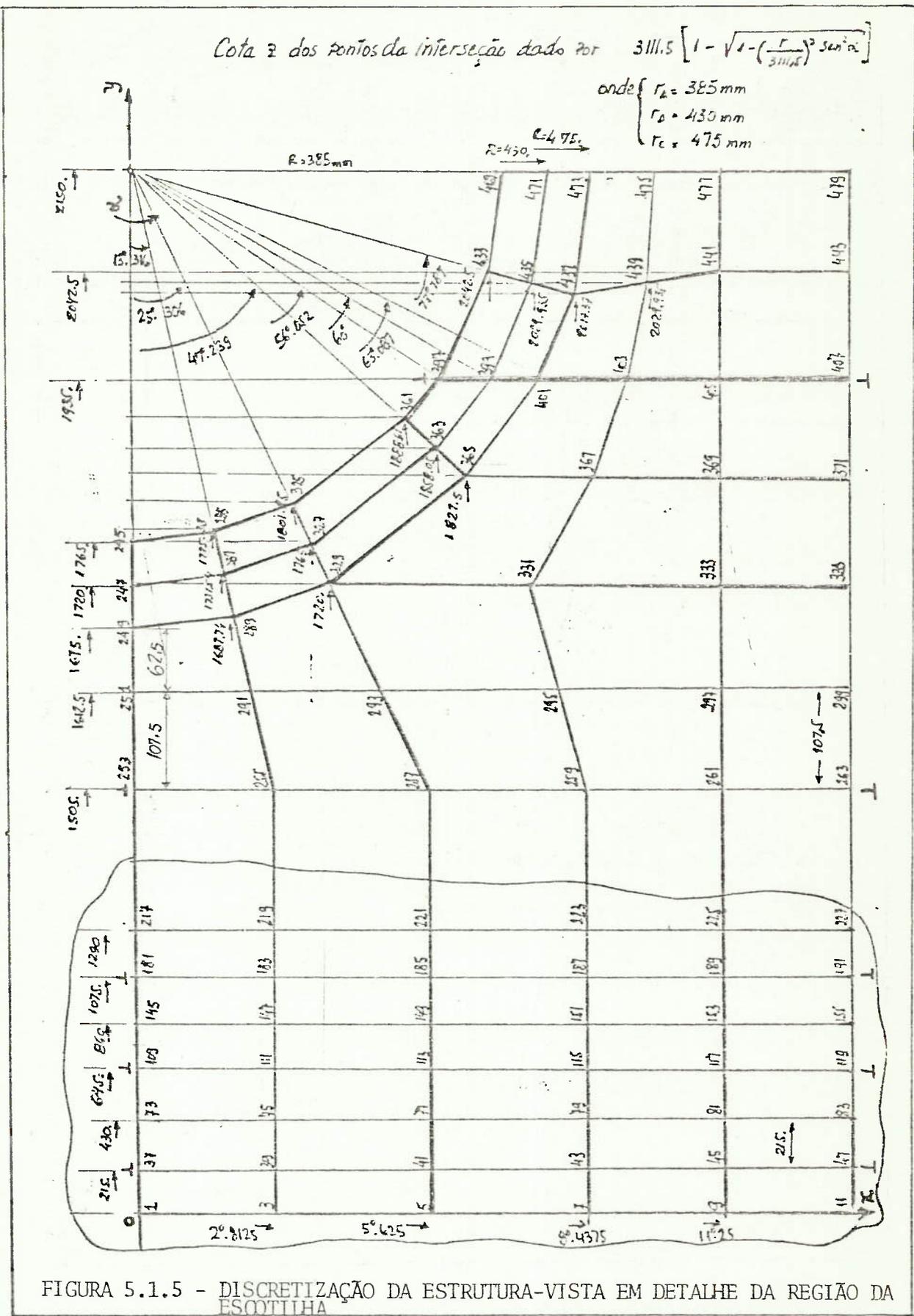


1a 121 - elementos de placa do casco
 1b 122 - n.ºs fora do casco - reserva

FIGURA 5.1.2 - DISCRETIZAÇÃO DA ESTRUTURA - VISTA DE CIMA







As cotas dos nós foram obtidas através de relações geométricas simples, mostradas na figura 5.1.6.

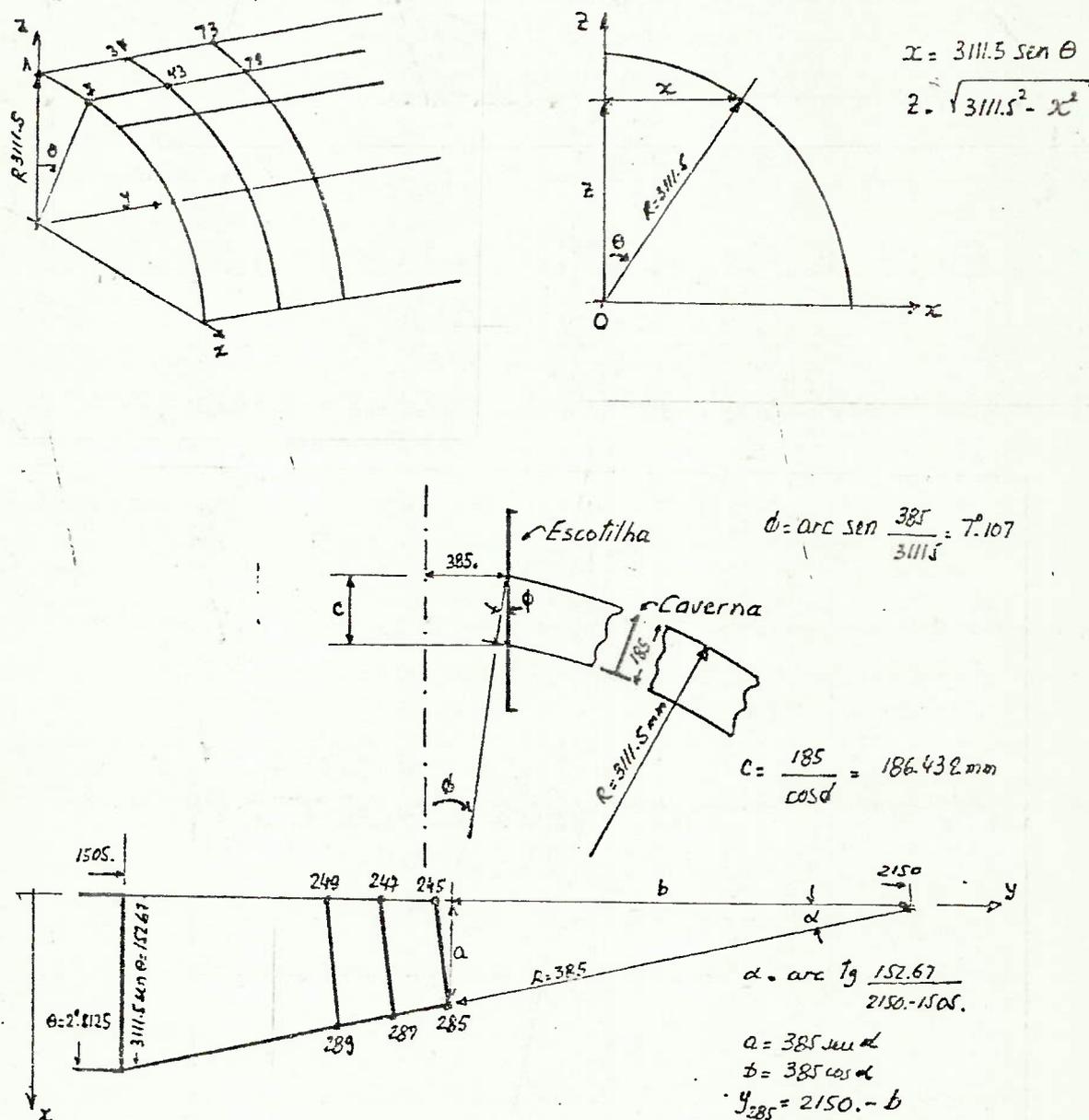


FIGURA 5.1.6 - TÉCNICA DE OBTENÇÃO DAS COTAS DOS NÓS POR GEOMETRIA

5.2 - CONDIÇÕES DE VÍNCULOS DOS NÓS

Em relação ao Capítulo anterior, foram introduzidas as seguintes modificações:

a) Plano Z'O'X' - tomado como plano de simetria

$$\therefore \theta_z = 1, \theta_x = 1, \delta_y = 1$$

b) Plano ZO'X - embora se tenha feito o corte à esquerda da escotilha abrangendo mais uma caverna, fazendo com que este plano fique a cerca de 4,5 raios de distância do pé da escotilha, os nós neste plano serão tomados livres, para avaliação da influência da escotilha.

5.3 - CARGAS APLICADAS

Foram tomadas da mesma forma que no capítulo anterior, e a técnica de obtenção das cargas nodais está mostrada na Figura 5.3.1.

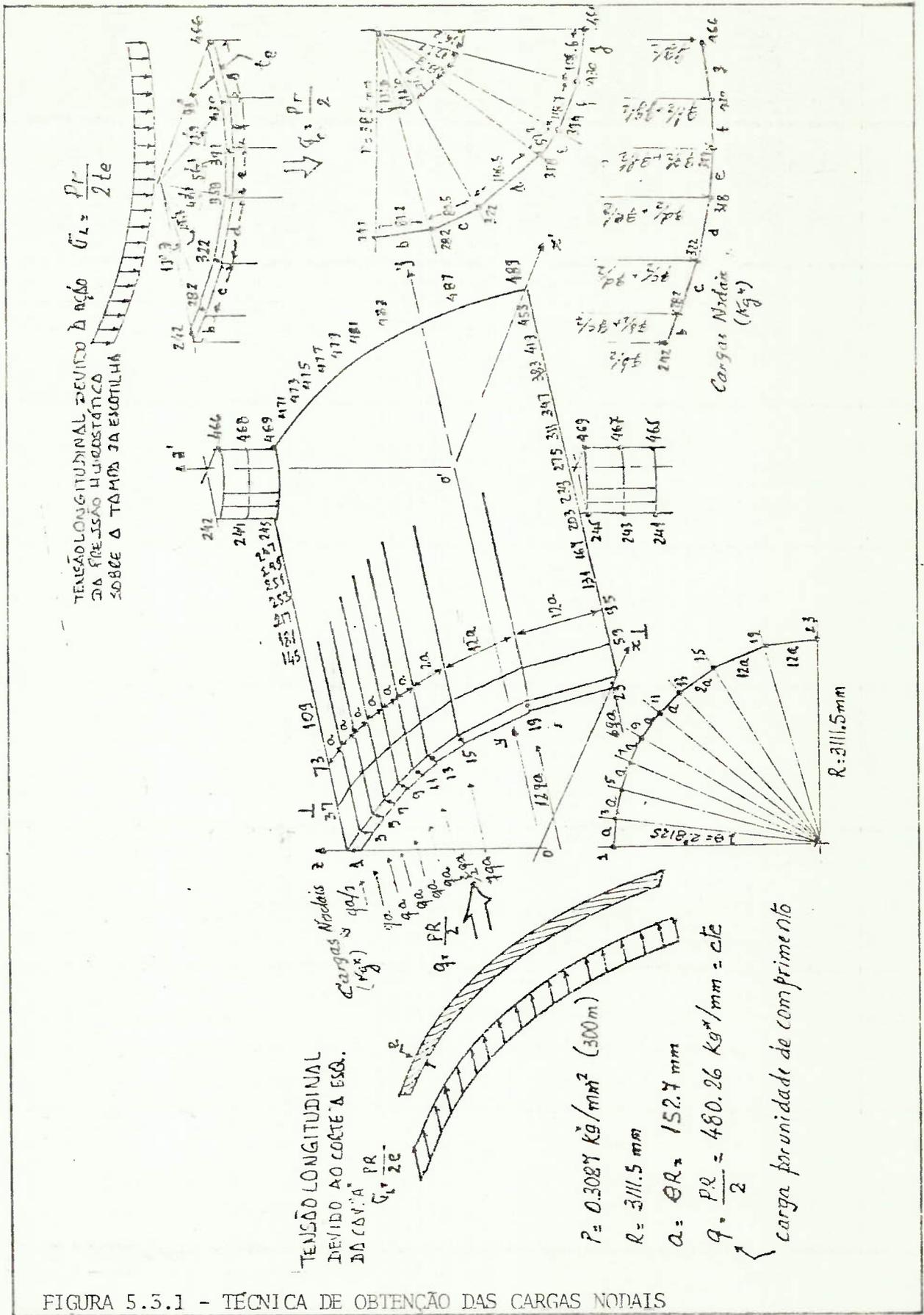


FIGURA 5.3.1 - TÉCNICA DE OBTENÇÃO DAS CARGAS NODAIS

5.4 - CÁLCULO DA ESPESSURA DA ESCOTILHA

Por não se dispor, no plano de perfil estrutural do Submarino [6], da espessura da escotilha, foi feito um cálculo aproximado pelo critério da flambagem definido no PNA [3], ou seja, assimilando o comportamento da parte externa da escotilha, sob ação da pressão hidrostática, a uma barra sob compressão axial e foi estendida essa espessura calculada, para a parte inferior da escotilha. Nesse cálculo, está-se admitindo que o casco funciona como um perfil de reforço, para a extremidade inferior da parte externa da escotilha, enquanto que a barra de face funciona como um outro perfil de reforço.

Calculando, então, a espessura para a condição limite de instabilidade, em que a pressão de colapso é igualada à pressão que causa o escoamento, vem:

$$\lambda = \left[\frac{\frac{L}{D}}{\left(\frac{t}{D}\right)^{3/2}} \cdot \frac{\sigma_y}{E} \right]^{1/2} = \lambda_{\text{lim}} = 1,3^{1/2}, \text{ onde}$$

$$L = 230\text{mm}$$

$$D = 770\text{mm}$$

$$\sigma_y = 56 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$$

$$E = 21000 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$$

$$t = \text{espessura da escotilha, a calcular:}$$

$$\therefore \left[\frac{t}{D} \right]^{3/2} = \frac{\frac{L}{D} \cdot \frac{\sigma_y}{E}}{1,3} \quad \therefore t = D \cdot \left[\frac{\frac{L}{D} \cdot \frac{\sigma_y}{E}}{1,3} \right]^{2/3} \quad \therefore$$

$$\therefore \tau = 770 \times \left[\frac{250}{770} \times \frac{56}{21000} \right]^{2/3}$$

$$\therefore \tau = 5,5 \text{ mm}$$

Obs.: Se fosse considerado apenas a tensão de membrana atuando na escotilha, a sua espessura seria calculada através da expressão [3]:

$$t = \frac{P D}{2 \sigma_y}$$

$$\therefore t = \frac{0,3087 \times 770}{2 \times 56}$$

$$\therefore t = 2,1 \text{ mm} < 5,5 \text{ mm, calculado pelo critério de instabilidade.}$$

Para efeito de verificação dos resultados, será feita, inicialmente, uma única corrida do programa, considerando a condição de ausência de reforço, comparando-se os valores de tensões obtidos, com os calculados pelo método de Von Sanden e Günther, mostrados no capítulo III.

5.5 - RESULTADOS

Através dos programas TRADUZ e DIM3 (apêndices do NAVSAP) foi traçado pelo computador o gráfico da discretização, verificando-se a inexistência de erros, como mostrado na Fig.

5.5.1. D I M 3 - N O P N
1982 - RONALDO/ELCIO - TENSOES NA ESCOTILHA

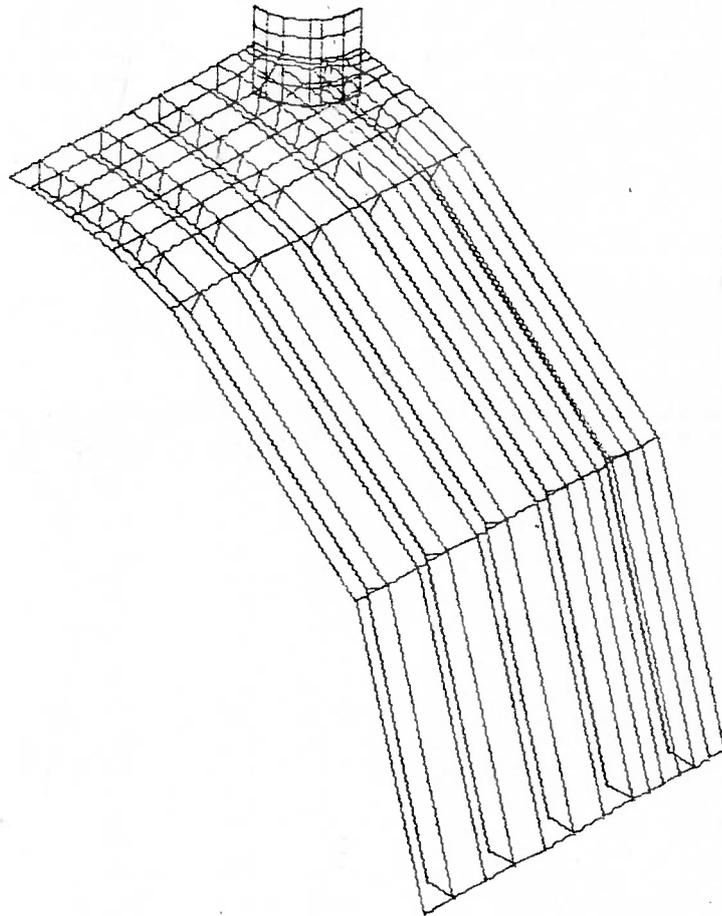


FIGURA 5.5.1 - GRÁFICO DA DISCRETIZAÇÃO TRAÇADO PELO COMPUTADOR

Ao se fazer a análise dos resultados obtidos na primeira corrida básica em um modelo da estrutura do submarino com 23mm de espessura de casco e 5,5mm de espessura de escotilha, sem colar de reforço, constatou-se que o tempo de processamento estava muito aquém do máximo da classe 1 (10 minutos), o que deveria permitir a inclusão das duas linhas horizontais, que foram armazenadas (ver Figura 5.1.1), sem estourar o limite da classe. Além disso, ao se fazer a plotagem da curva de momentos fletores nos elementos de placa de uma faixa longe da interseção com a escotilha, constatou-se que não se poderia dispor dos valores máximos e mínimos de momentos fletores, que ocorrem a meio dos vãos entre cavernas e ao pé das cavernas. Isso ocorreu, porque foi utilizado um número par de divisões entre cavernas.

Ver. Figura 5.6.2.

Em vista disso, resolveu-se modificar a discretização básica, procurando utilizar, sempre que as alterações fossem de pequena monta, número ímpar de divisões entre cavernas, como está mostrado no Capítulo seguinte.

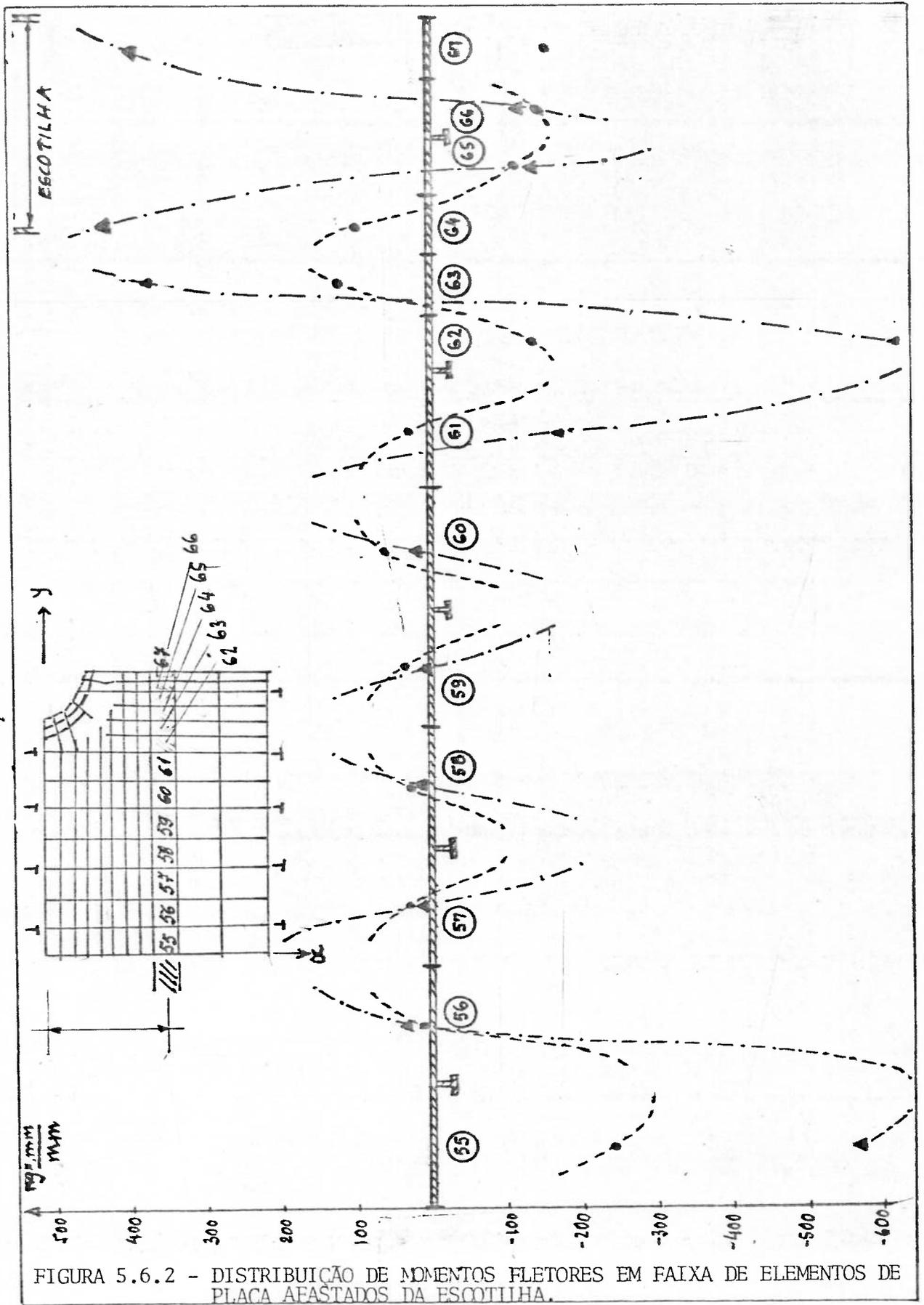


FIGURA 5.6.2 - DISTRIBUIÇÃO DE MOMENTOS FLETORES EM FAIXA DE ELEMENTOS DE PLACA AFASTADOS DA ESCOTILHA.

6.0 - ANÁLISE DE TENSÕES NA ESTRUTURA COM DISCRETIZAÇÃO OTIMIZADA E RESULTADOS

6.1 - DISCRETIZAÇÃO, VÍNCULOS DOS NÓS E CARGAS NODAIS

A nova discretização adotada está mostrada nas figuras 6.1.1 e 6.1.2, na qual se procurou aproveitar ao máximo a discretização anterior, não se alterando o número de linhas verticais, mudando-se apenas a sua posição relativa. Além disso, os números adicionais de elementos de treliça, de membrana e de placa, decorrentes da inclusão das duas linhas horizontais, foram acrescentados nessa região.

Os vínculos dos nós 17 e 21, no plano ZOY foram tomados iguais aos nós do plano, enquanto que aos nós no outro extremo, 485 e 489, foram atribuídos os vínculos do plano Z'O'X'. Os demais nós acrescentados foram deixados livres.

As cargas nodais foram alteradas da forma mostrada na Figura 6.1.3.

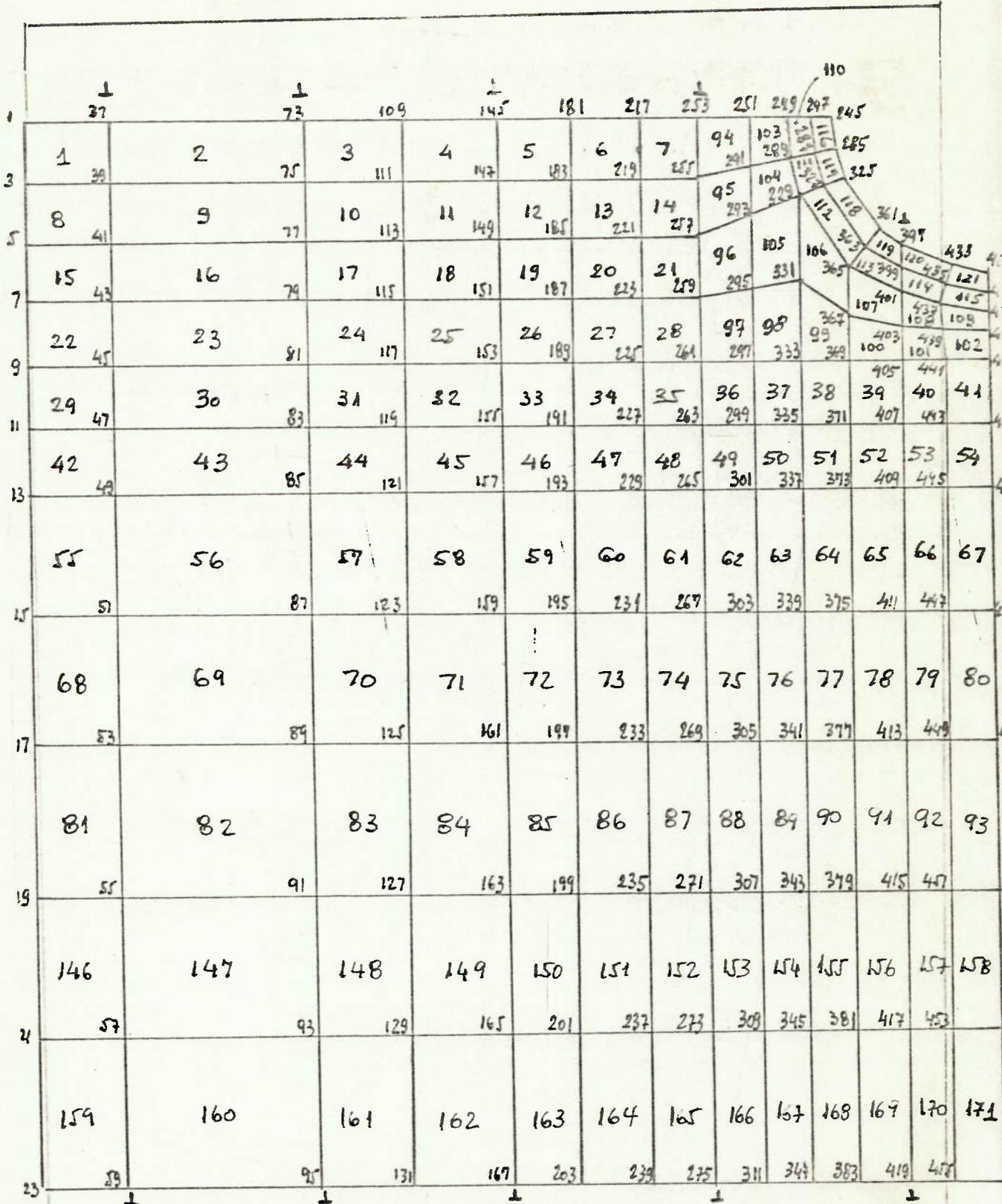


FIGURA 6.1.1 - ALTERAÇÃO NA DISCRETIZAÇÃO DE ESTRUTURA - VISTA DE CIMA

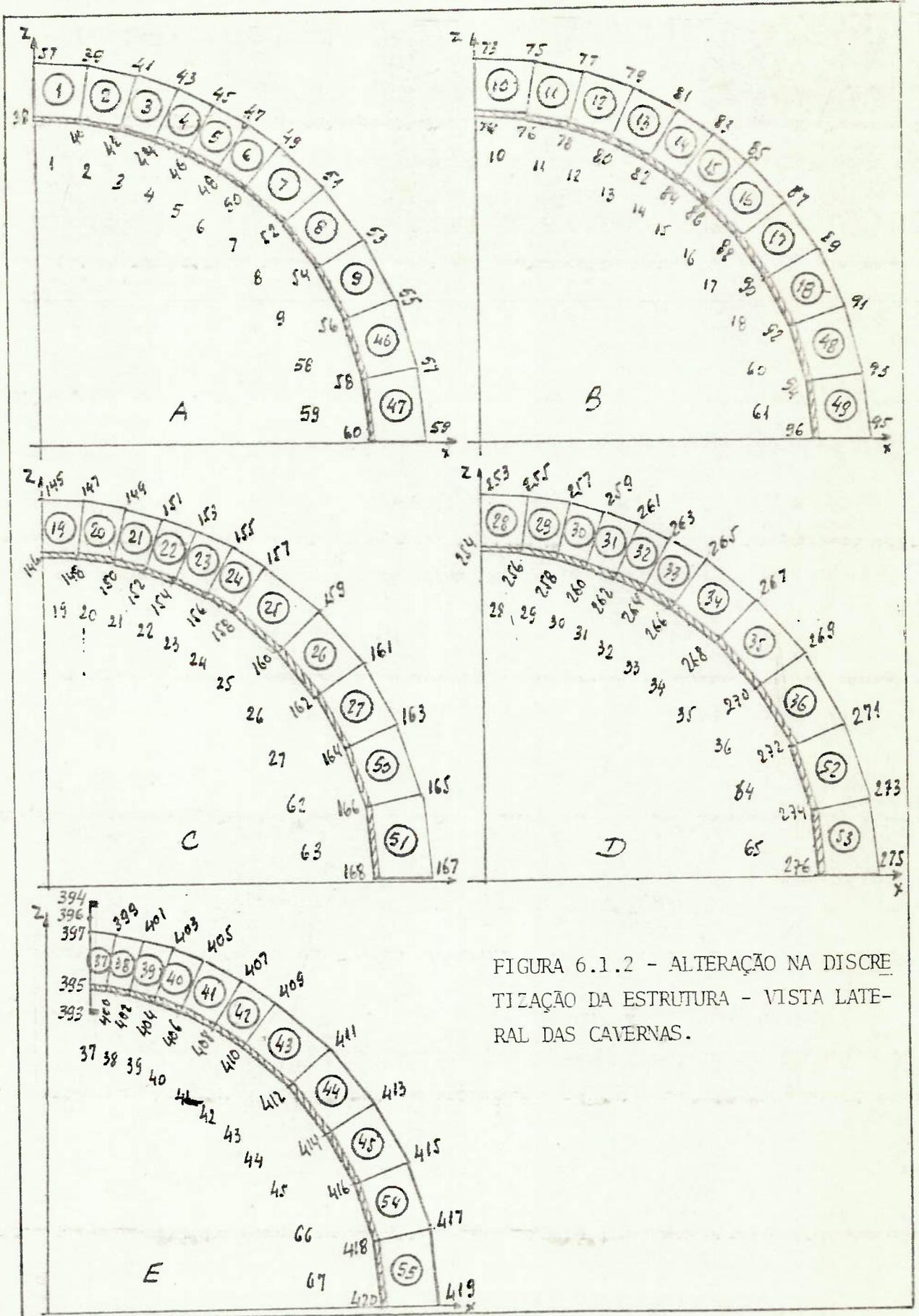


FIGURA 6.1.2 - ALTERAÇÃO NA DISCRETIZAÇÃO DA ESTRUTURA - VISTA LATERAL DAS CAVERNAS.

$$P = 0.3087 \text{ Kg}^*/\text{mm}^2$$

$$R = 3111.5 \text{ mm}$$

$$a \approx \theta R = 152.7 \text{ mm}$$

$$q = \frac{PR}{2} = 480.26 \text{ Kg}^*/\text{mm}$$

carga por unidade de comprimento

REGIÃO DA ESCOTILHA
NÃO FOI ALTERADA

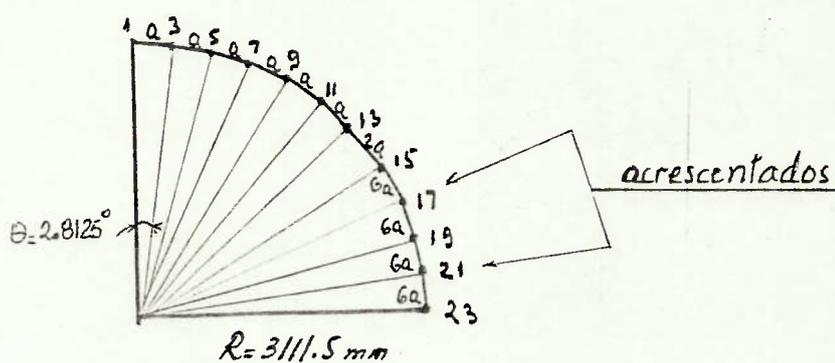
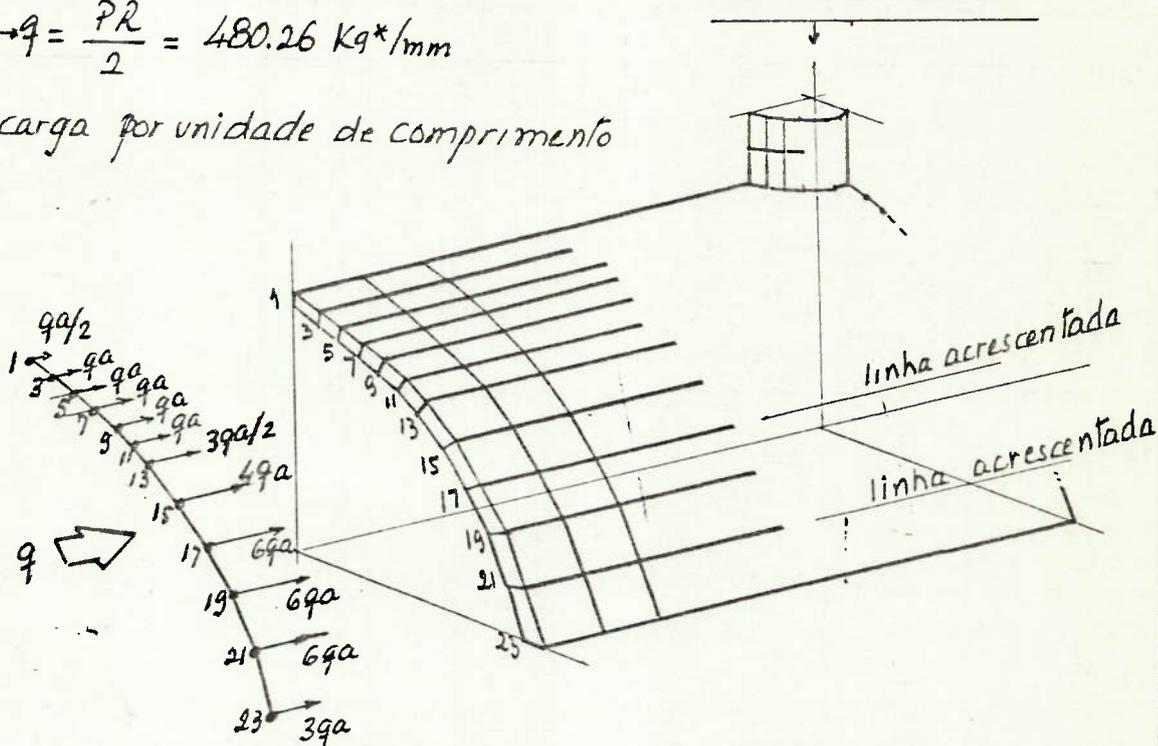


FIGURA 6.1.3 - ALTERAÇÃO NAS CARGAS NODAIS

6.2 - GEOMETRIAS A SEREM ANALISADAS

Admitir-se-á que a espessura do casco de 23mm corresponde exatamente à espessura calculada e que, juntamente com a espessura de escotilha de 5,5mm, representam a primeira geometria a ser analisada, sem reforço.

Para facilitar o cálculo das percentagens de reforço, admitir-se-á que o diâmetro de 770mm corresponde ao diâmetro da abertura, que será tomado constante, isto é, qualquer alteração de espessura da escotilha não altera a área de reforço necessária, que será tomada igual a $770\text{mm} \times 23\text{mm} = 17710\text{mm}^2$.

Além disso, admitir-se-á que o colar de reforço será soldado a topo ao casco, como representado na Figura 6.2.1

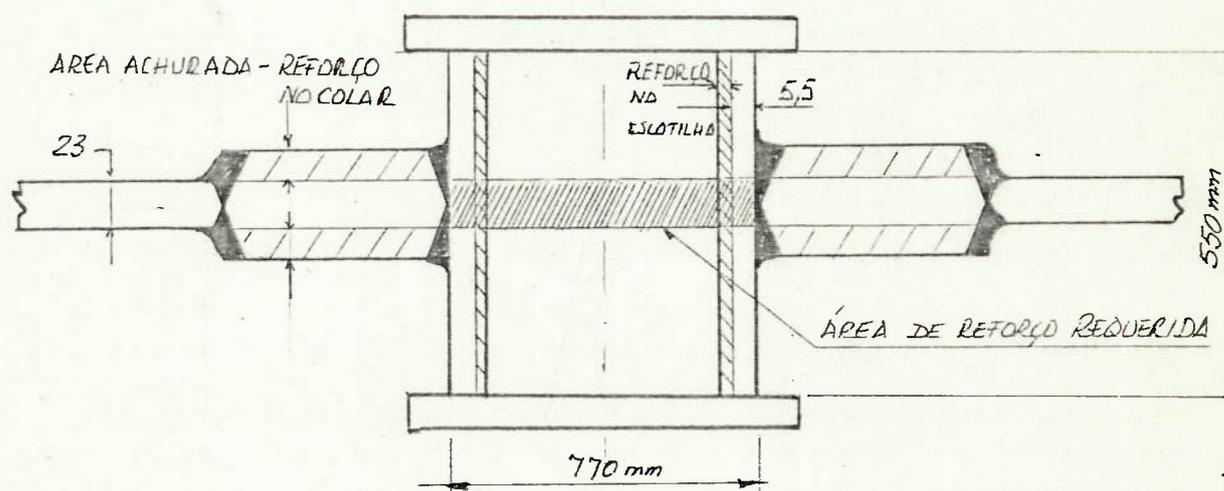


FIGURA 6.2.1 - COLAR DE REFORÇO SOLDADO A TOPO AO CASCO

As espessuras do colar e da escotilha para uma determinada percentagem de área de reforço, serão calculadas a partir da expressão:

$$A_{\text{ref}} = 2 \times (t_c - 23) \cdot 90 + 2 \times (t_e - 5,5) \times 550$$

Obs.: Admite-se que a sobresspessura ao longo de todo o comprimento da escotilha atua como reforço.

Serão considerados os seguintes casos:

caso I - Sem reforço: casco com 23mm
escotilha com 5.5mm

caso II - 50% reforço, concentrado no colar

$$\therefore t_e = 5,5\text{mm}; A_{\text{ref}} = 50\% \text{ de } 17710 = 8855 \text{ mm}^2$$

$$\therefore t_c = \frac{A_{\text{ref}}}{180} + 23 = \frac{8855}{180} + 23 \therefore t_c \approx 72\text{mm}$$

caso III - 75% reforço, concentrado no colar

$$\therefore t_e = 5,5\text{mm}; A_{\text{ref}} = 75\% \text{ de } 17710 = 13282,5 \text{ mm}^2$$

$$\therefore t_c = \frac{13282,5}{180} + 23 \therefore t_c \approx 100 \text{ mm}$$

caso IV - 100% reforço, concentrado no colar

$$t_e = 5,5\text{mm}; A_{\text{ref}} = 100\% \text{ de } 17710 = 17710 \text{ mm}^2$$

$$t_c = \frac{17710}{180} + 23 \quad \therefore \quad t_c \approx 121 \text{ mm}$$

caso V - 50% reforço na escotilha

$$t_c = 23\text{mm}$$

$$t_e = \frac{8855}{1100} + 5,5 \quad \therefore \quad t_e \approx 13,5 \text{ mm}$$

caso VI - 100% reforço, concentrado na escotilha

$$t_c = 23\text{mm}; A_{\text{ref}} = 17,710 \text{ mm}^2$$

$$t_e = \frac{A_{\text{ref}}}{2 \times 550} + 5,5 = \frac{17710}{1100} + 5,5 \quad \therefore \quad t_e \approx 22\text{mm}$$

caso VII - 150% reforço, concentrado na escotilha

$$t_c = 23\text{mm}; A_{\text{ref}} = 150\% \text{ de } 17710 = 26565 \text{ mm}^2$$

$$t_e = \frac{26565}{1100} + 5,5 \approx 30\text{mm}$$

caso VIII - 75% reforço no colar, 25% reforço na escotilha

$$t_c = 100 \text{ mm}$$

$$t_e = \frac{.25 \times 17710}{1100} + 5,5 \quad \therefore \quad t_e \cong 9,5 \text{ mm}$$

caso IX - 25% reforço no colar, 75% reforço na escotilha

$$t_c = \frac{0,25 \times 17710}{180} + 23 \quad \therefore \quad t_c \cong 47,5 \text{ mm}$$

$$t_e = \frac{0,75 \times 17710}{1100} + 5,5 \quad \therefore \quad t_e \cong 17,5 \text{ mm}$$

caso X - colar com 260mm de largura e espessura variável ,
para o caso de 100% de reforço no colar;

Além disso, para efeito de comparação com os resultados disponíveis na Bibliografia, serão considerados, adicionalmente, os seguintes casos:

- a) abertura circular entre cavernas, removendo-se para tanto, a caverna "E" que intercepta a escotilha - caso XI;
- b) escotilha em cilindro não reforçado, removendo-se as cinco cavernas e as barras de face das bordas de escotilhas - Caso XII
- c) abertura circular em cilindro não reforçado, removendo-se a escotilha e, adicionalmente, diminuindo-se o diâmetro da abertura - casos XIII e XIV, respectivamente;

Todos os casos, com os respectivos, desenhos esquemáticos estão mostrados na Figura 6.2.2.

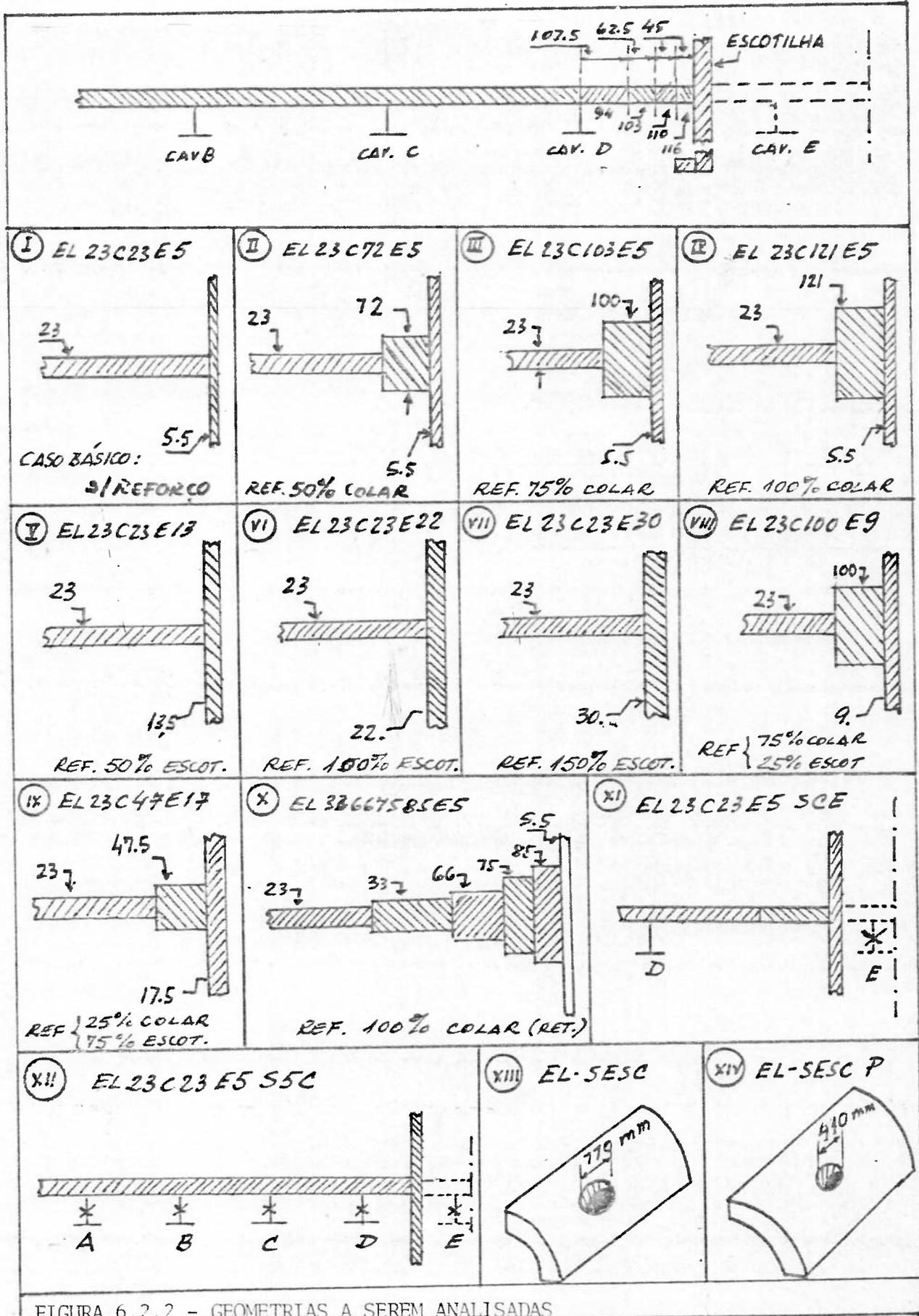


FIGURA 6.2.2 - GEOMETRIAS A SEREM ANALISADAS

A discretização referente à remoção da caverna E foi feita prendendo se totalmente (6 vínculos) os nós do flange da Caverna E (400, 402, 404, 406, 408, 410, 412, 414, 416, 418 e 420) e atribuindo-se aos elementos de treliça (37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 66 e 67) e aos elementos de membrana (37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 54 e 55) da caverna E, pontos de reserva foram da estrutura com os 6 (seis) vínculos presos, como mostrado na Figura 6.2.3.

	310		
	308		348
(67)		55	
	306		346
(66)		54	
	304		344
(45)		45	
	302		342
(44)		44	
	300		340
(43)		43	
	298		338
(42)		42	
	296		336
(41)		41	
	294		334
(40)		40	
	292		332
(39)		39	
	290		330
(38)		38	
	288		328
(37)		37	
	286		326

NÓS ARMAZENADOS AO
LADO DA ESTRUTURA
TOTALMENTE PRESOS

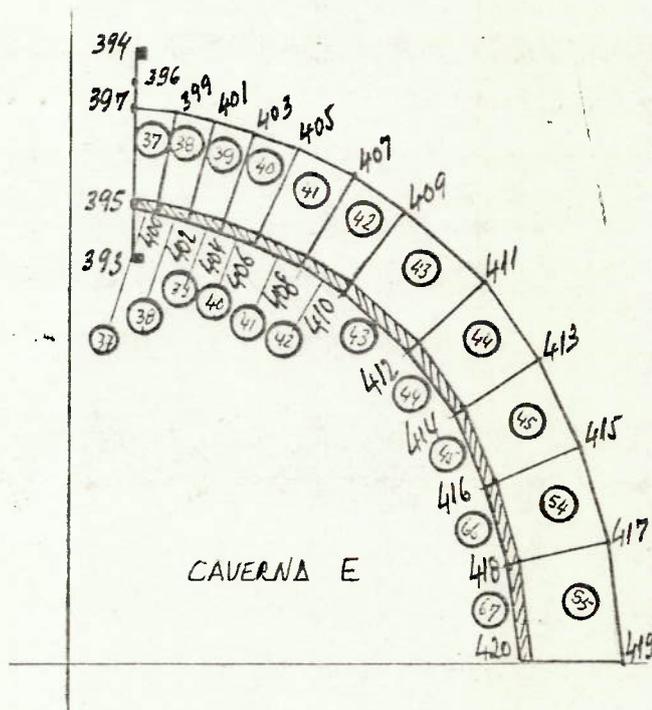


FIGURA 6.2.3 - TÉCNICA DE REMOÇÃO DA CAVERNA E, ATRAVÉS DA UTILIZAÇÃO DE NÓS DE RESERVA

A discretização referente à remoção das cinco ca_{vernas} e das barras da face das bordas superior e inferior da escotilha foi feita pela simples eliminação de todos os car_{tões} de elementos de treliça e de membrana, além de alterar, no segundo cartão de controle, o número de tipos de elementos, de 3 (três) para 1 (um), isto é, só permanecendo os elementos de placa.

A discretização referente à remoção da escotilha foi feita prendendo-se totalmente (6 vínculos) os nós fora da interseção com o casco (241, 242, 243, 244, 281, 282, 283, 284, 321, 322, 323, 324, 357, 358, 359, 360, 393, 394, 395, 396, 429, 430, 431, 432, 465, 466, 467 e 468) e atribuindo-se aos elementos de placa da escotilha (128 a 139) novas numerações de nós armazenados previamente fora da estrutura, com os 6 (seis) vínculos presos como mostrado na Figura 6.2.4. As cargas nodais foram transferidas para os nós 245, 285, 325, 361, 397, 433 e 469.

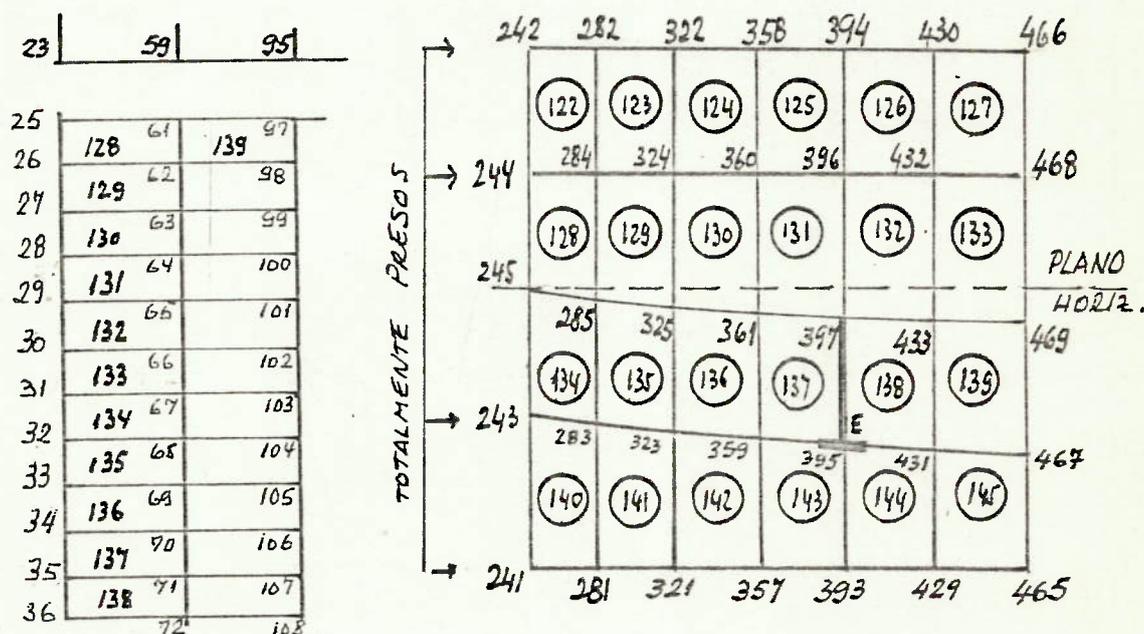


FIGURA 6.2.4 - TÉCNICA DE REMOÇÃO DA ESCOTILHA

A discretização referente à redução do diâmetro da abertura foi feita, atribuindo-se aos novos nós acrescentados, os números de nós da escotilha, que não estavam mais sendo utilizados, como mostrado na Figura 6.2.5.

As cargas nodais foram recalculadas e aplicadas sobre os nós 241, 281, 321, 357, 393, 429 e 465. As cotas Z dos novos pontos acrescentados foram calculados pela expressão para interseção de cilindros, já citada [9]

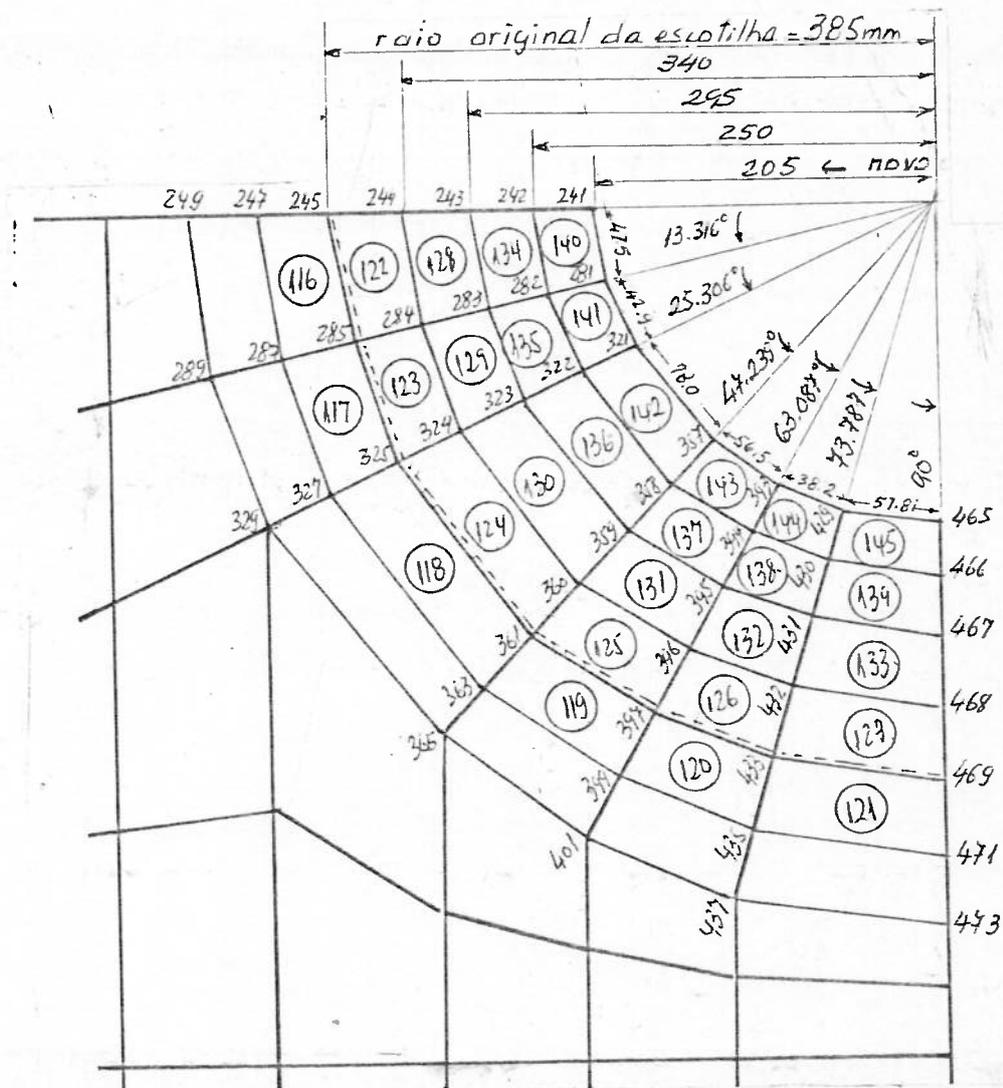


FIGURA 6.2.5 - DISCRETIZAÇÃO REFERENTE À REDUÇÃO DE DIÂMETRO DA ESCOTILHA

6.5 - RESULTADOS

6.3.1 - Gráficos para verificação

Para efeito de verificação foram feitos, inicialmente, gráficos da discretização básica através dos programas TRADUZ e DIM5, do Departamento de Engenharia Naval da USP, utilizando 3(três) pontos de vista globais da estrutura, 5(cinco) pontos de vista parciais das cavernas e um ponto de vista parcial dos nós no plano Z'O'X', na interseção com a escotilha, como mostrado nas Figuras 6.3.1 a 6.3.9.

As figuras 6.3.10 e 6.3.11 mostram os gráficos plotados, referentes à corrida do programa sem a caverna E, que foi removida para comparação com resultados de STANISIC |52|. Observe-se, na vista global, os nós de reserva armazenados ao lado da estrutura, que foram utilizados para os elementos de treliça e de membrana da caverna E.

A figura 6.3.12 mostra o gráfico plotado referente à corrida sem as cinco cavernas, para comparação com dados referentes a bocais em vasos de pressão.

DISSERTAÇÃO PARA TÊSE DE MESTRADO USP - TENSÕES NA ESCOTILHA - NN23C23E4

DISCRETIZAÇÃO

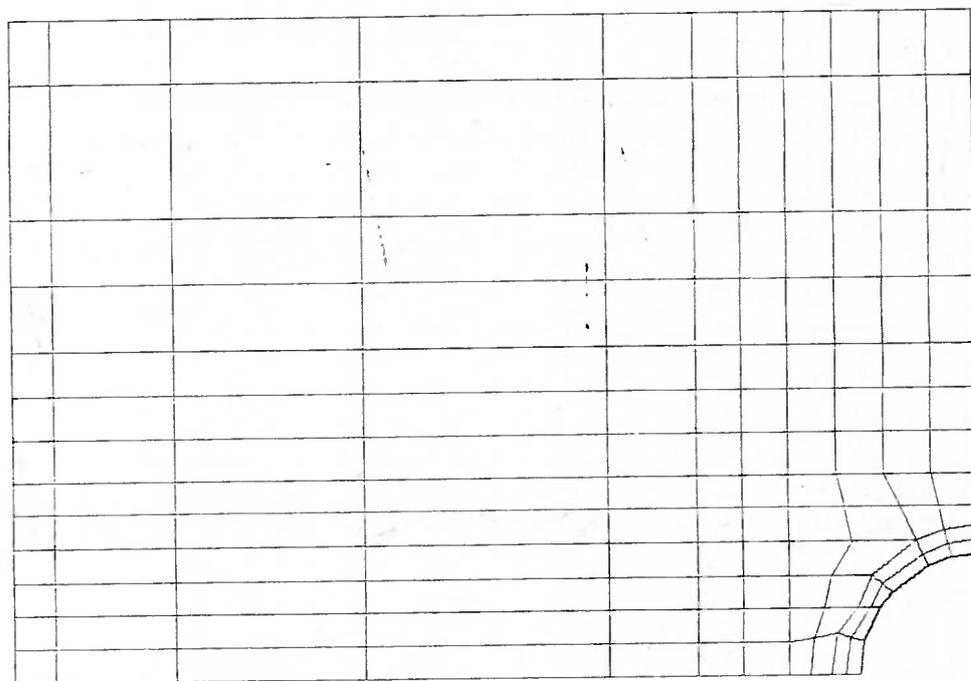


FIGURA 6.3.2 - GRÁFICO TRAÇADO PELO COMPUTADOR - PROGRAMA BÁSICO - VIS
TA DE CIMA

DISCRETIZAÇÃO

DISSERTAÇÃO PARA TESE DE MESTRADO USP - TENSÕES NA ESCOTILHA - NN23C23EH

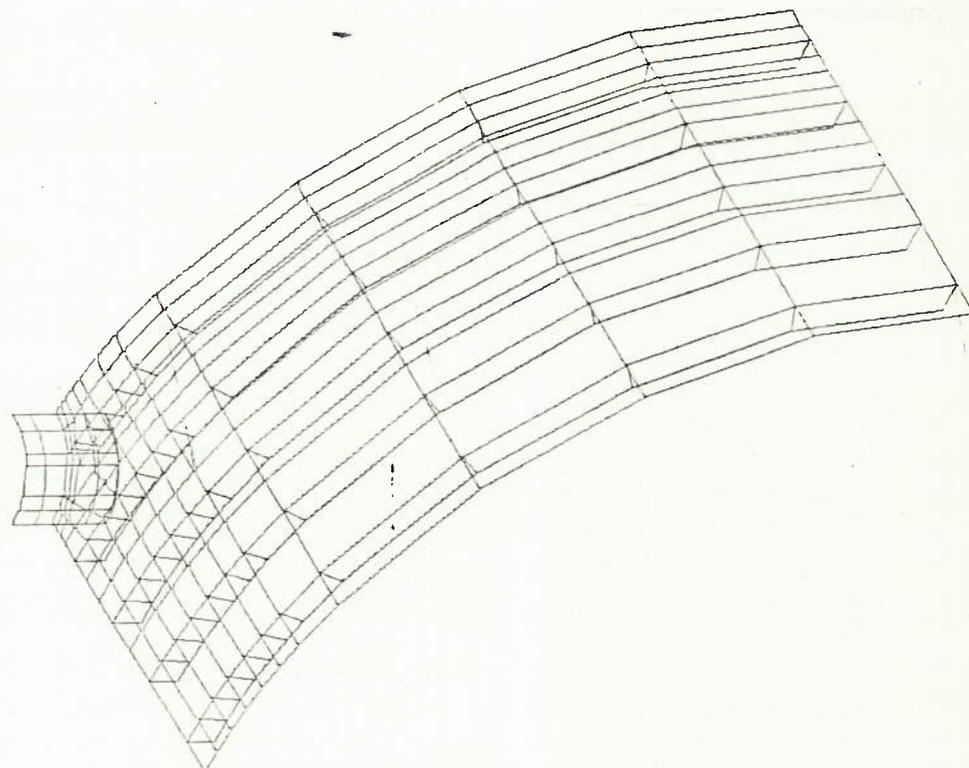
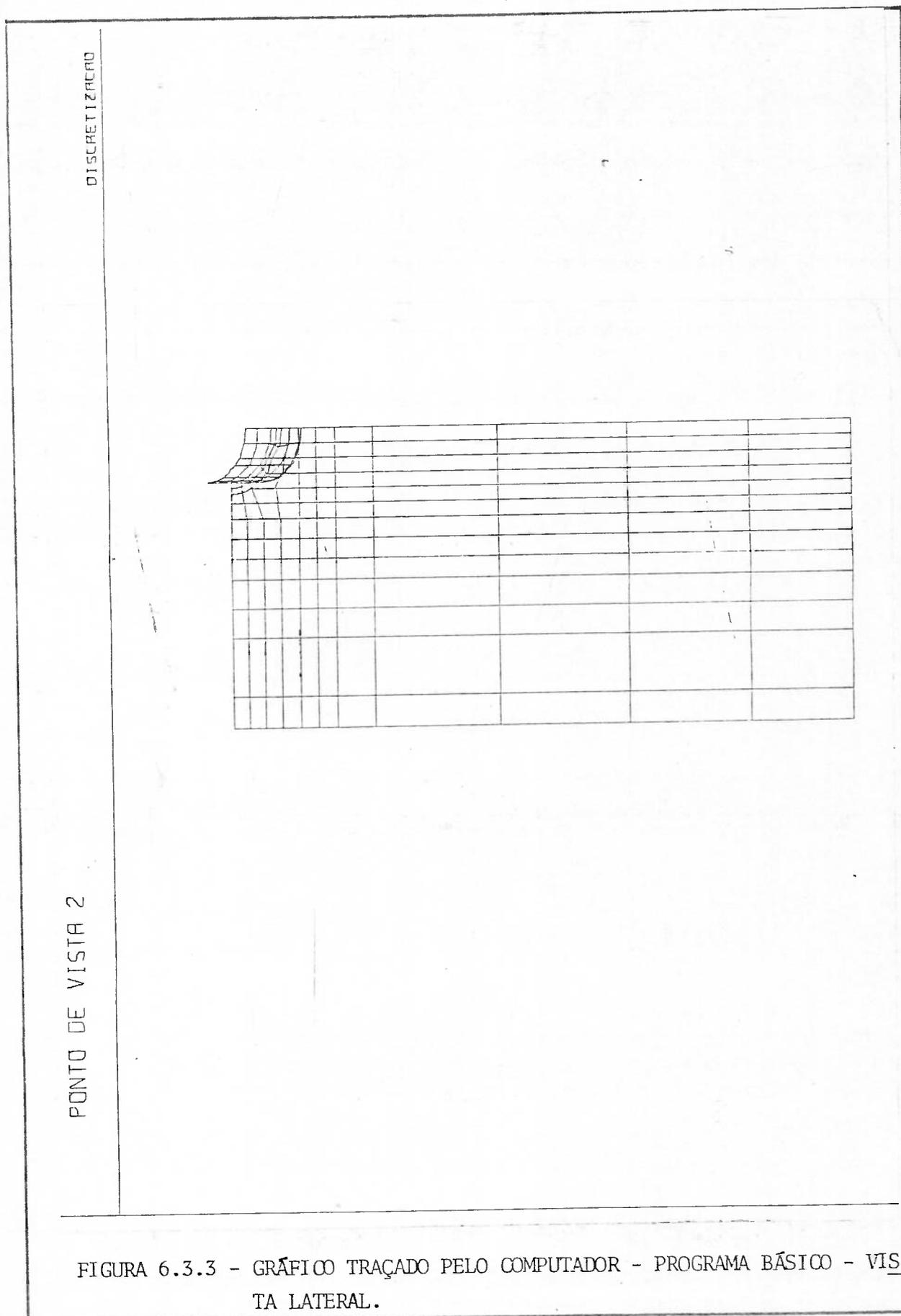


FIGURA 6.3.1 - GRÁFICO TRAÇADO PELO COMPUTADOR - PROGRAMA BÁSICO -
PERSPECTIVA.



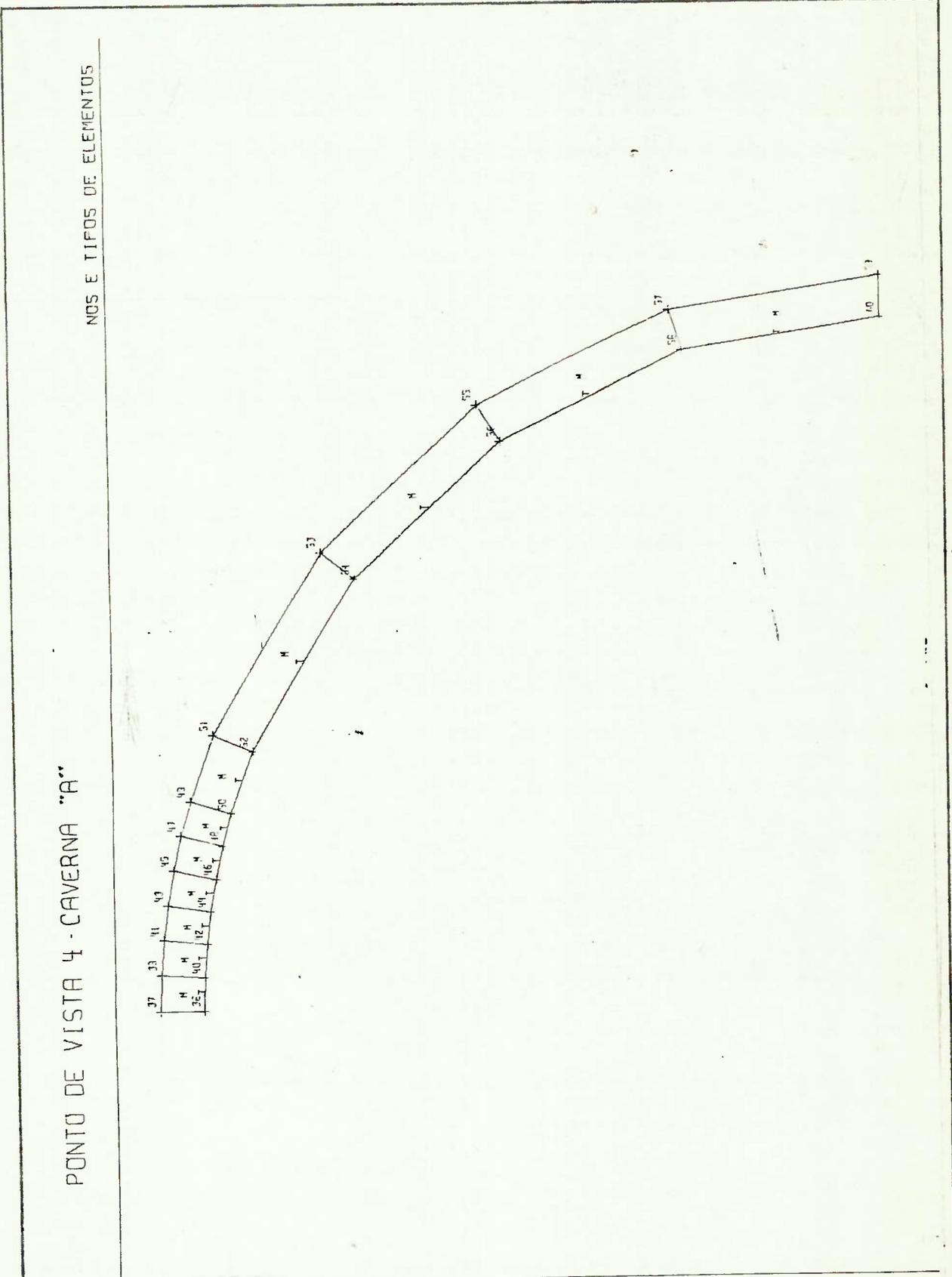


FIGURA 6.3.4 - GRÁFICO TRAÇADO PELO COMPUTADOR - PROGRAMA BÁSICO - VIS TA LATERAL DA CAVERNA A.

PONTO DE VISTA 48-CAVERNA "B"

NOS E TIPOS DE ELEMENTOS

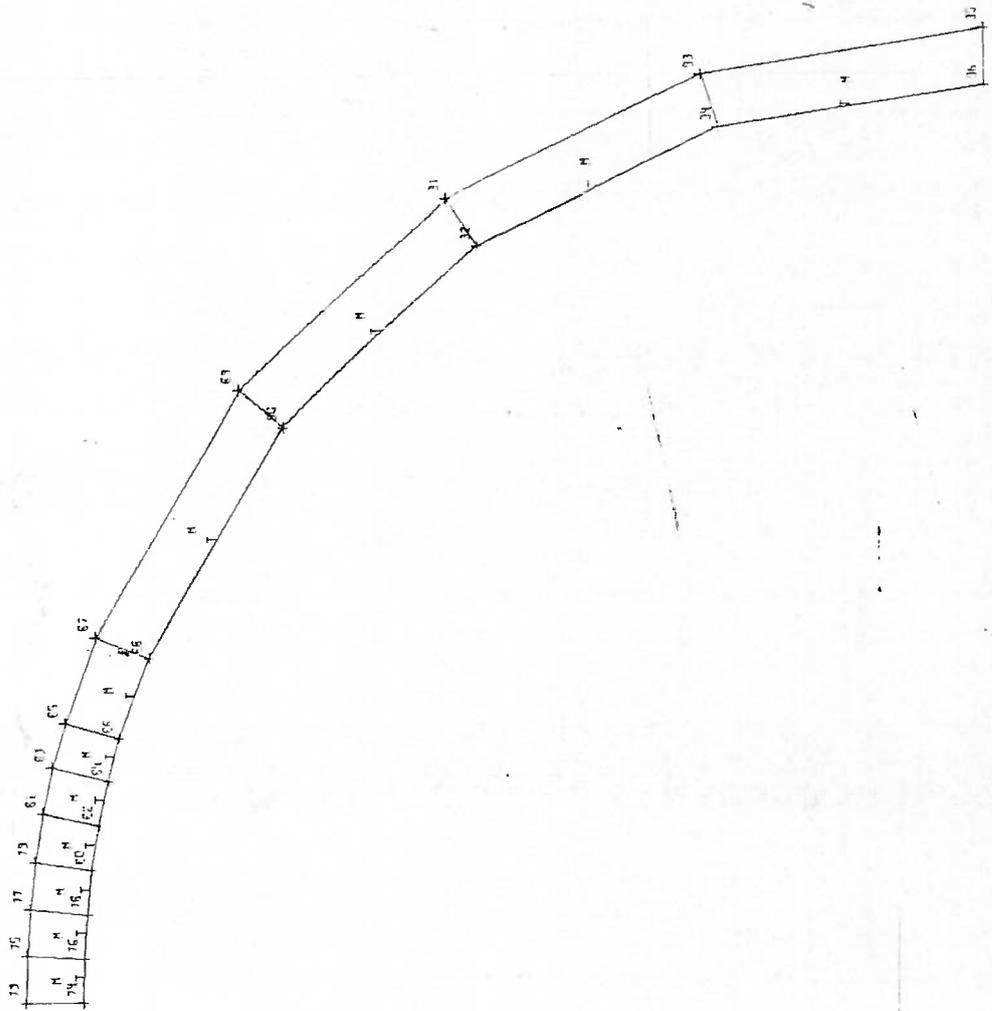


FIGURA 6.3.5 - GRÁFICO TRAÇADO PELO COMPUTADOR - PROGRAMA BÁSICO - VIS
TA LATERAL DA CAVERNA B.

PONTO DE VISTA 4C-CAVERNA "C"

NCS E TIPOS DE ELEMENTOS

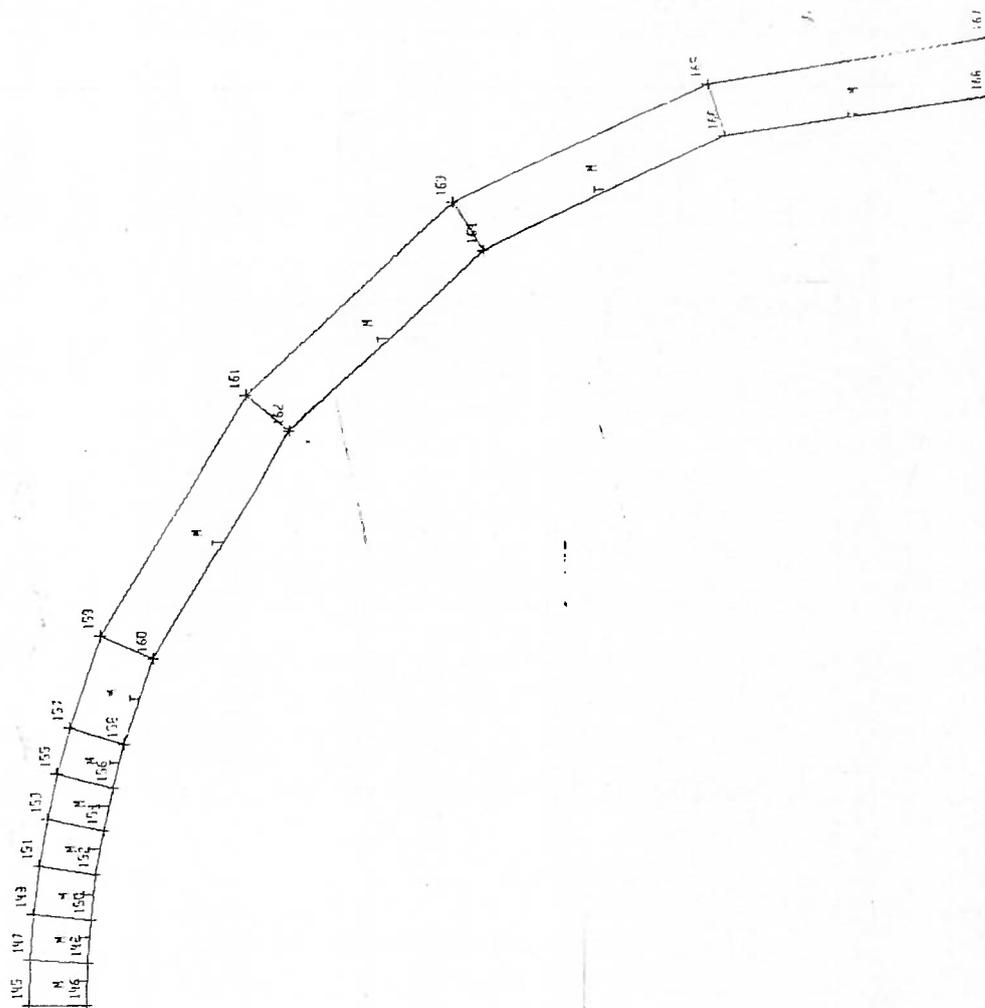


FIGURA 6.3.6 - GRÁFICO TRAÇADO PELO COMPUTADOR - PROGRAMA BÁSICO - VIS
TA LATERAL DA CAVERNA C

PONTO DE VISTA 40-CAVERNA "D"

NOS E TIPOS DE ELEMENTOS

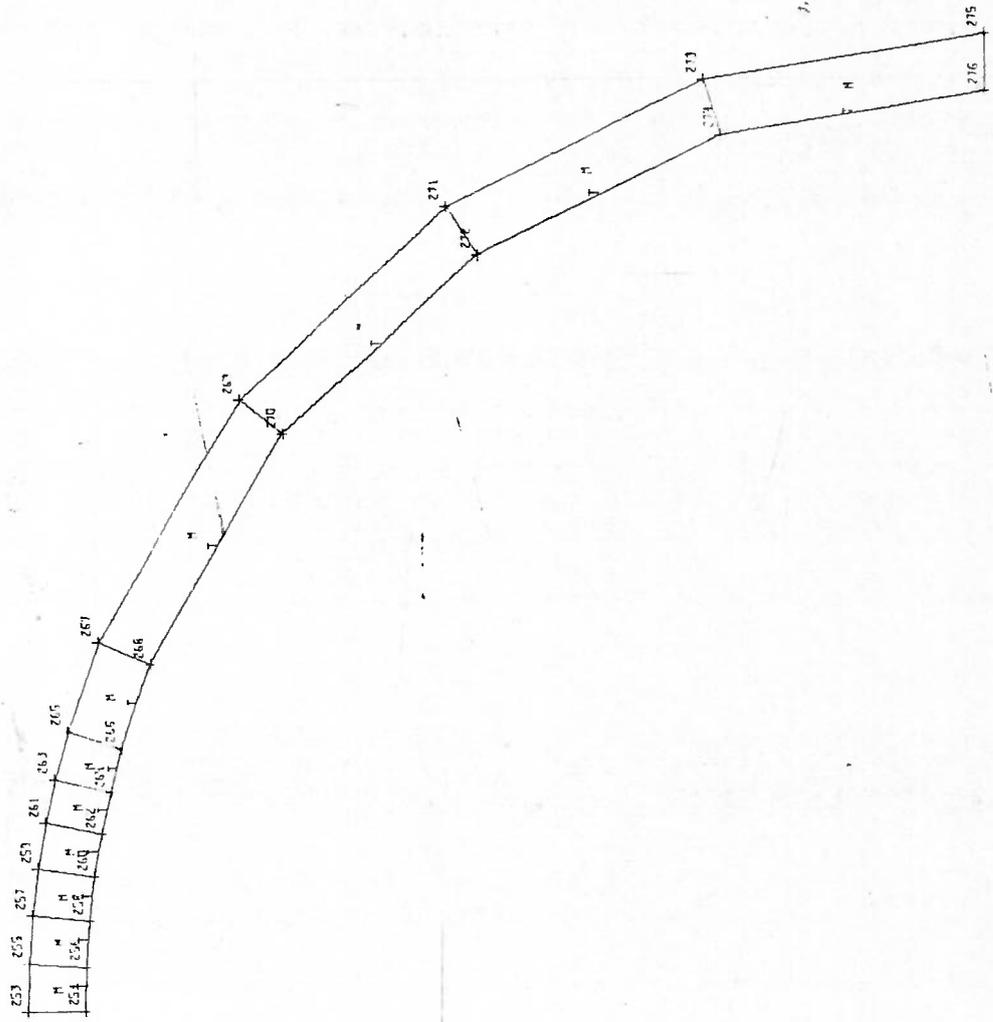
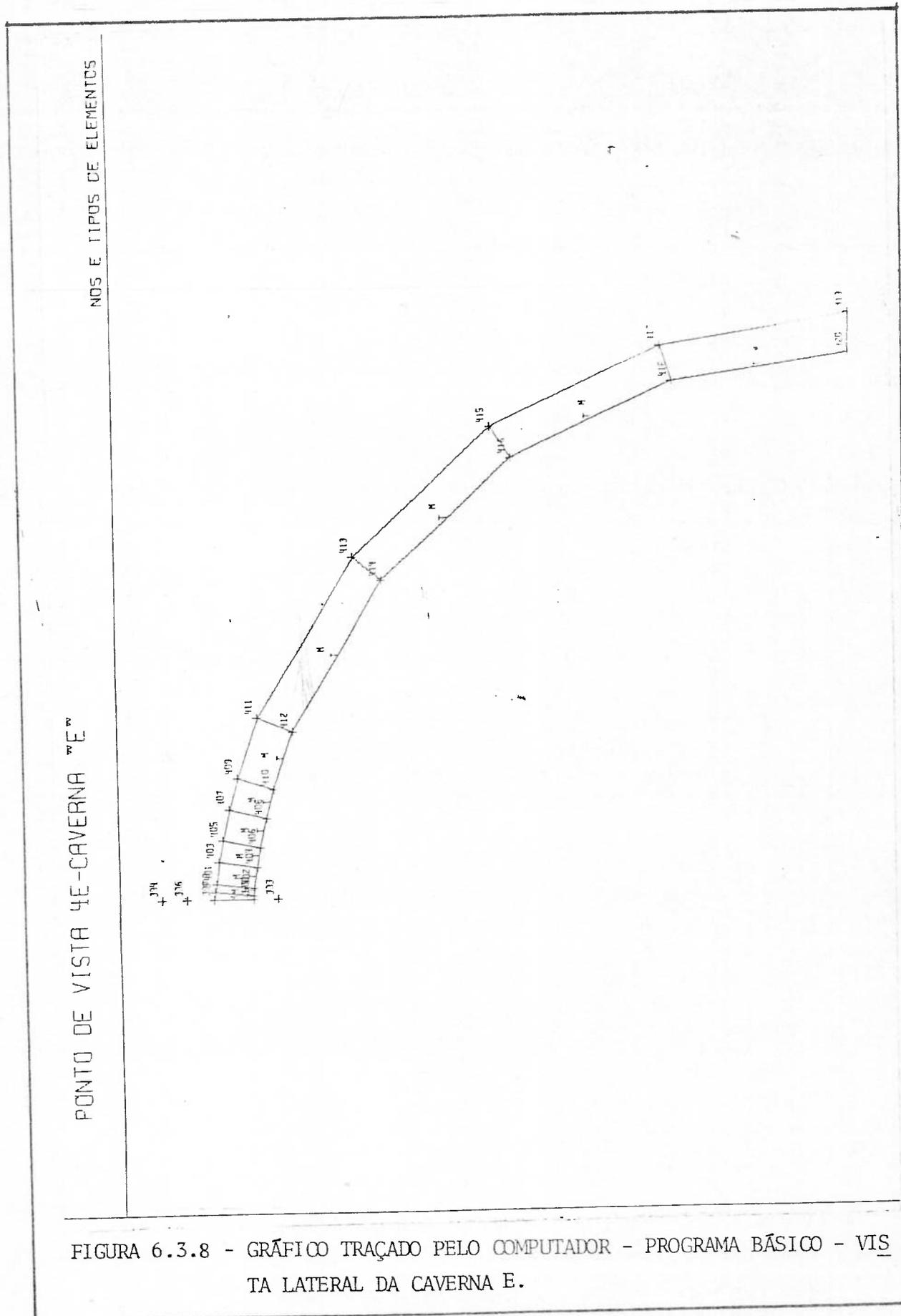
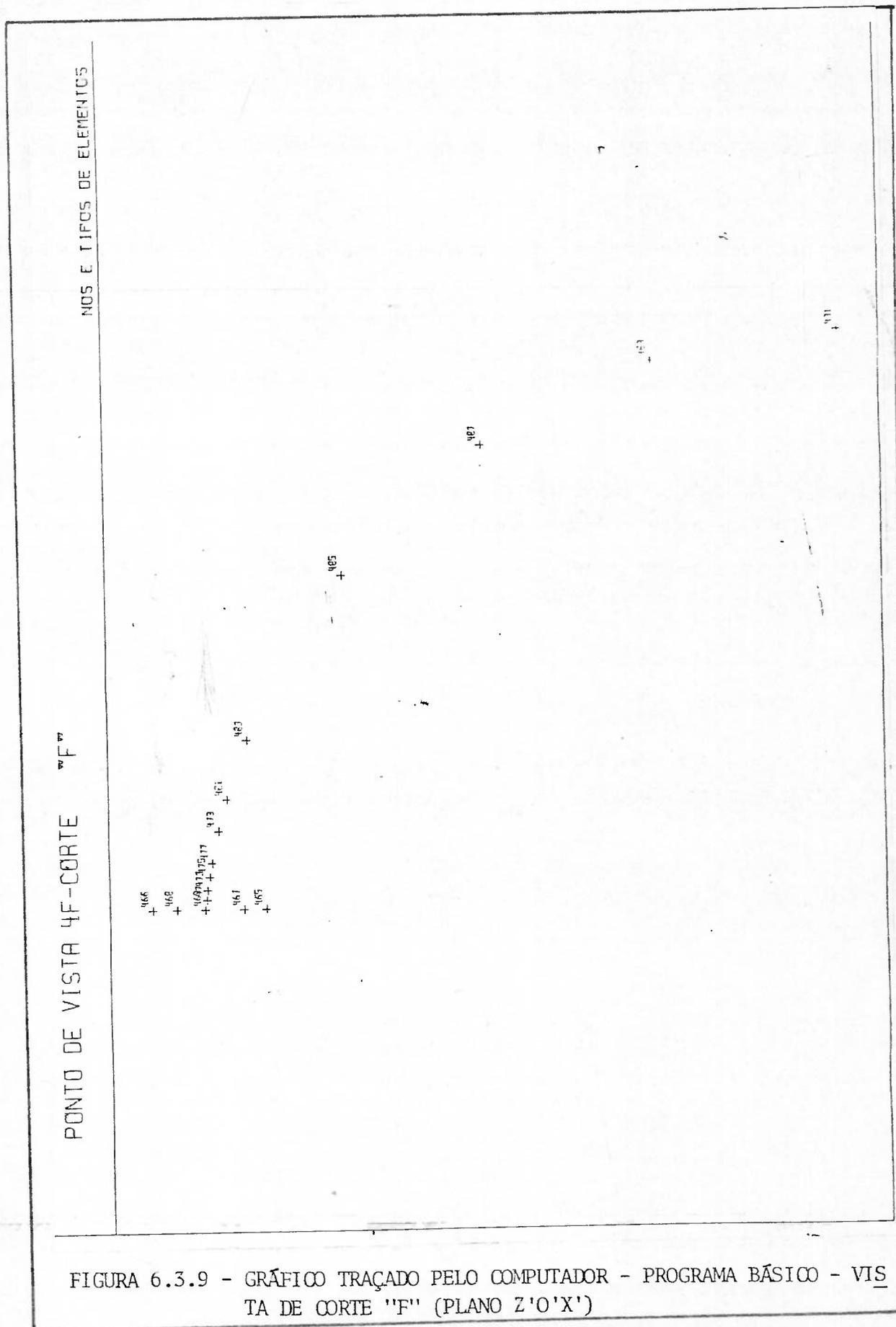


FIGURA 6.3.7 - GRÁFICO TRAÇAO PELO COMPUTADOR - PROGRAMA BÁSICO - VIS TA LATERAL DA CAVERNA D





DISSERTAÇÃO PARA TESE DE MESTRADO USP - TENSÕES NA ESCOTILHA - NN23C23E4SCE
DISCRETIZADO

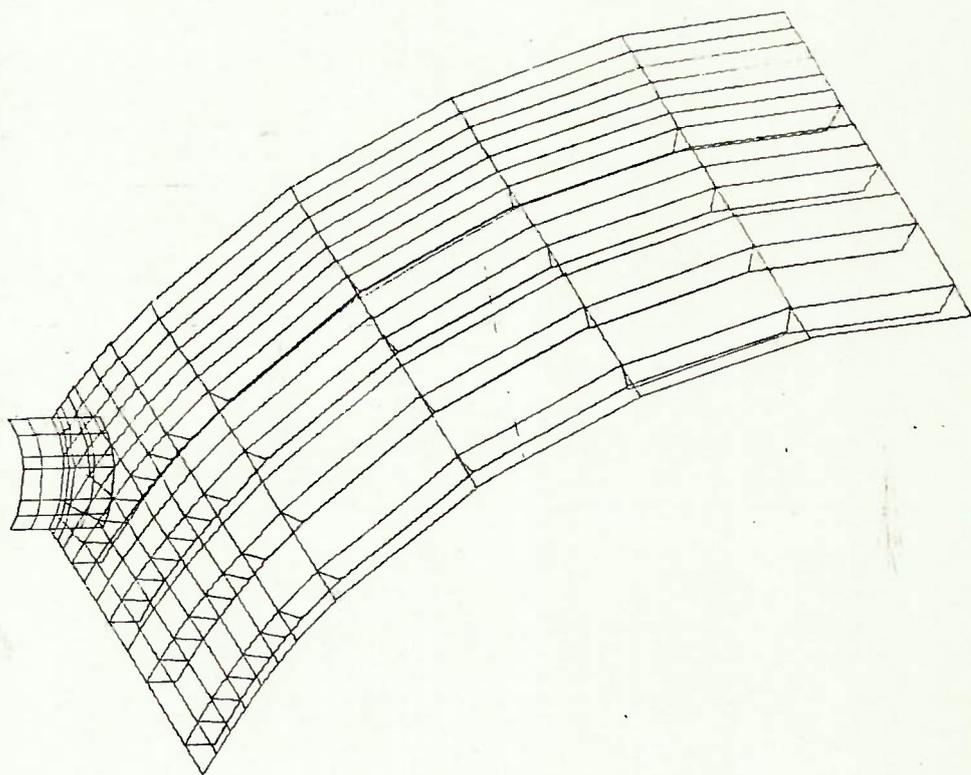


FIGURA 6.3.10 - GRÁFICO TRAÇADO PELO COMPUTADOR - PERSPECTIVA DO CASO XI SEM A CAVERNA E.

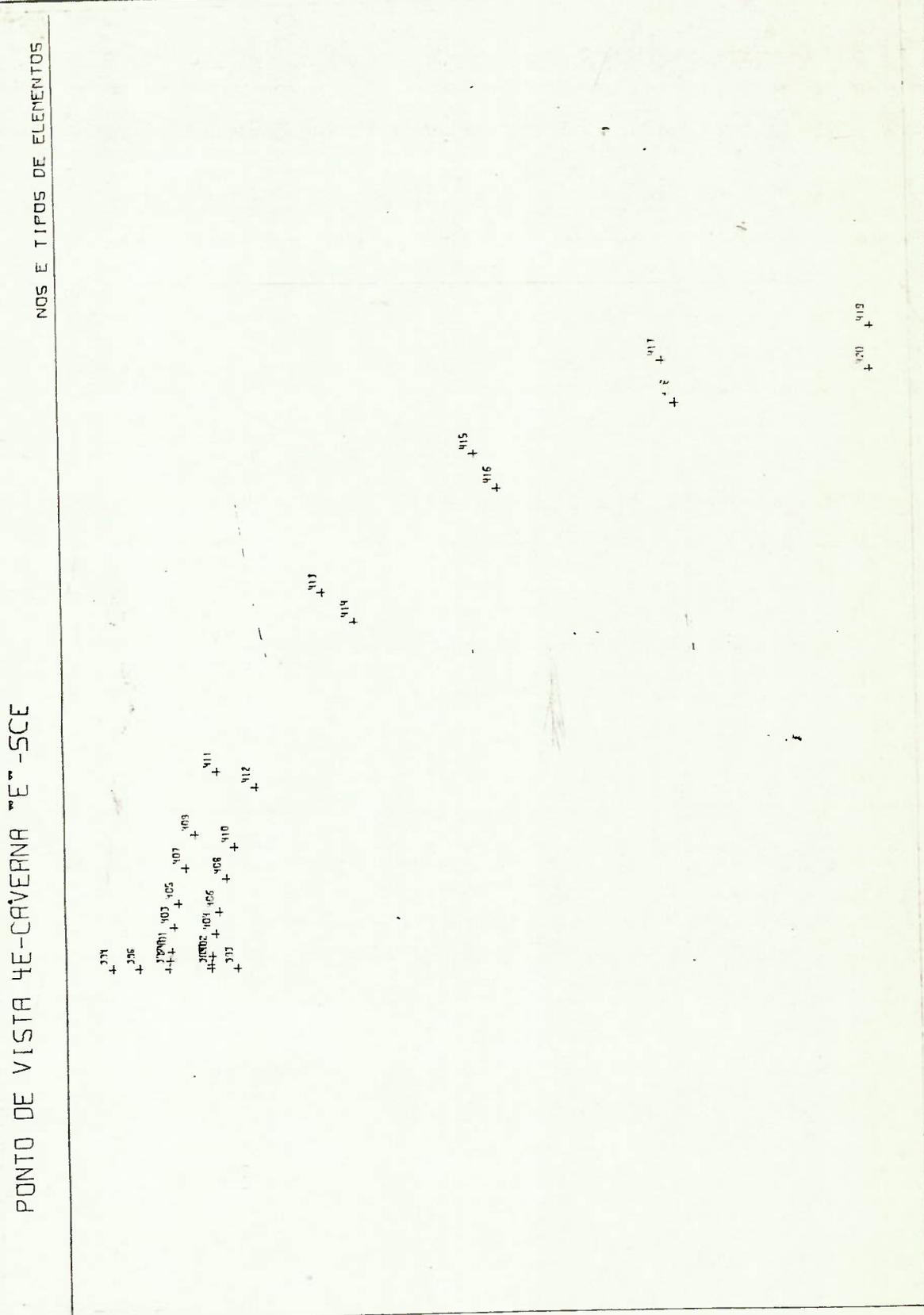


FIGURA 6.3.11 - GRÁFICO TRAÇADO PELO COMPUTADOR - CASO XI SEM A CAVERNA E - VISTA DA CAVERNA 'E'.

DISERTACAO PARA TESE DE Mestrado USP-TENSÕES NA ESCOTILHA-23C23E4NN55C
DISCRETIZACAO

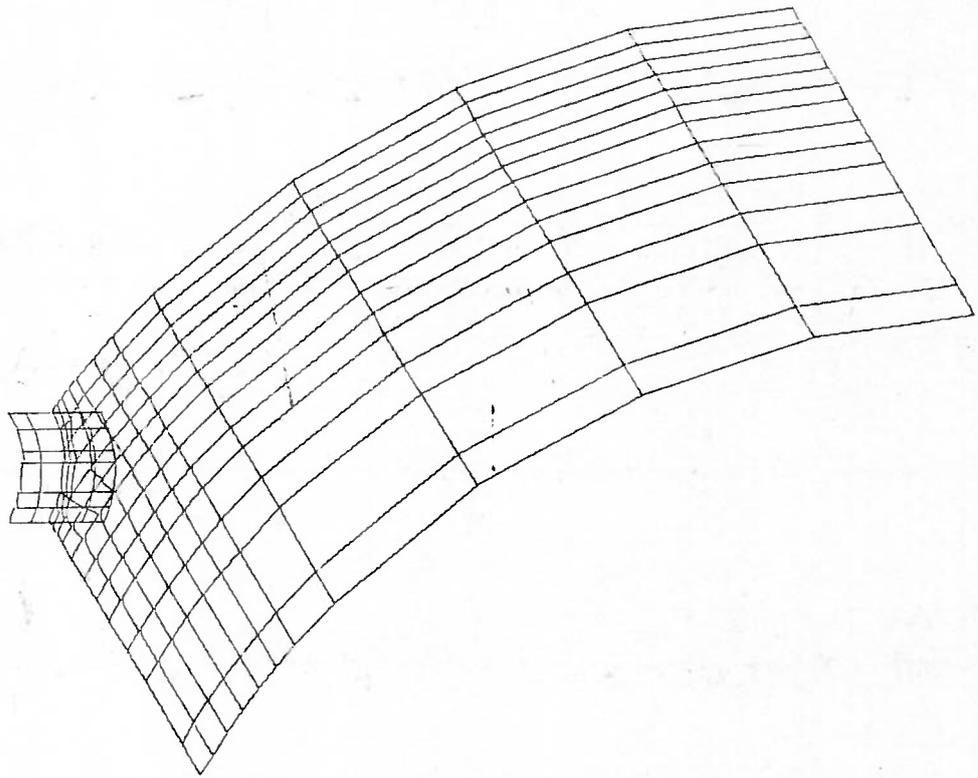


FIGURA 6.3.12 - GRÁFICO TRAÇADO PELO COMPUTADOR - PERSPECTIVA DO CA-
SO XII SEM AS CINCO CAVERNAS

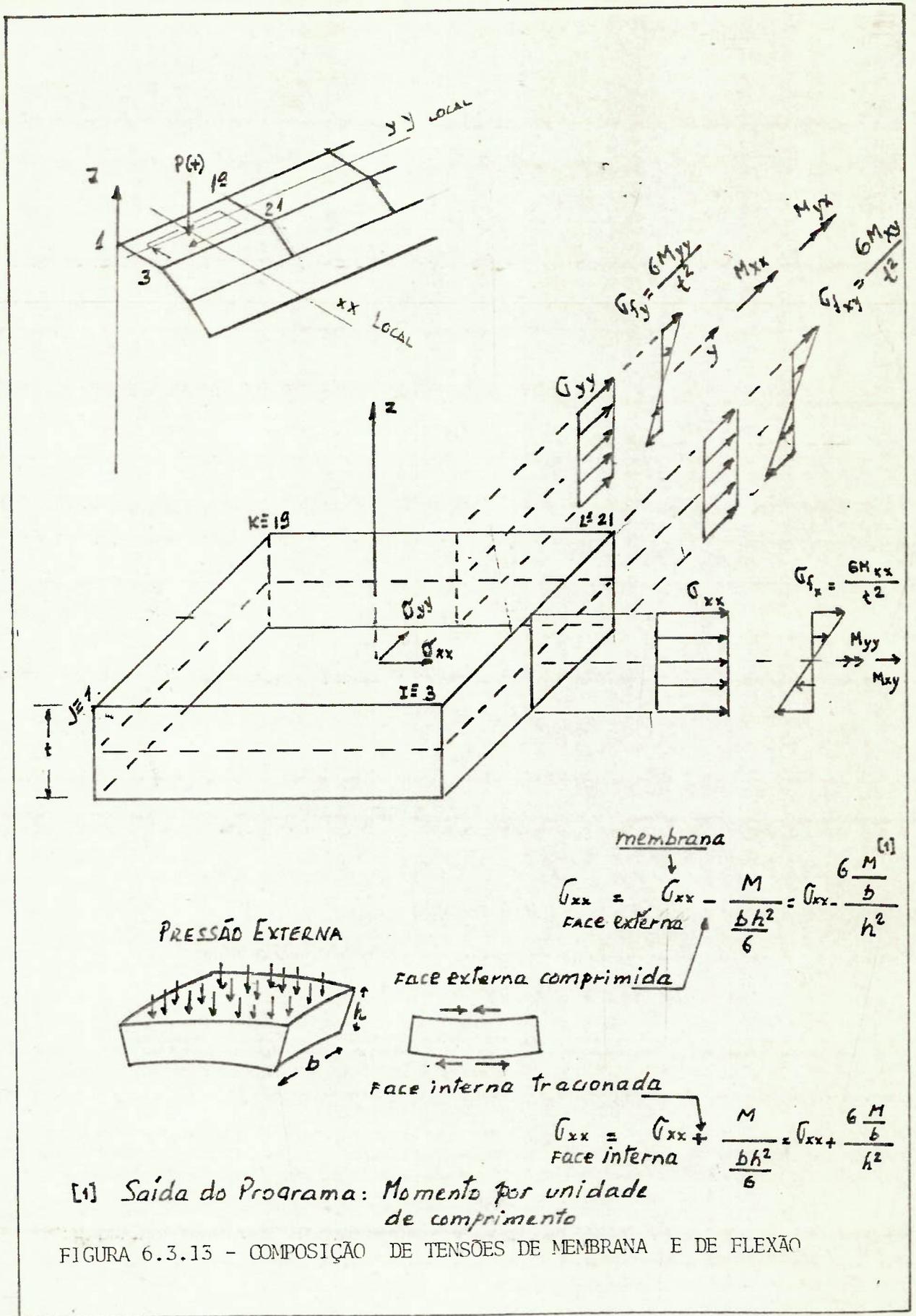
6.3.2 - Comparação com resultados obtidos através da formulação de VON SANDEN e GUNTHER (cap. 3)

O programa NAVSAP fornece, como dados de saída, as deflexões, as tensões nos elementos de treliça, as tensões nos elementos de estado plano de tensões (membrana) e as tensões e momentos fletores nos elementos de placa.

Nesses elementos de placa são fornecidos, portanto, as tensões de membrana σ_{xx} , σ_{yy} e σ_{xy} , os momentos fletores M_{xx} e M_{xy} , o momento torçor M_{xy} , as tensões principais σ_1 e σ_2 e, por último, a tensão equivalente no centro dos elementos, calculado de acordo com o critério da máxima energia de distorção de Von Mises, através da expressão: [5]

$$\sigma_{eq} = \left[\sigma_{max}^2 + \sigma_{min}^2 - (\sigma_{max} \times \sigma_{min}) \right]^{1/2}$$

A maneira de se fazer a composição de tensões de membrana com os momentos fletores, para obter as tensões na superfície externa e interna de cada elemento de placa, está mostrada na Figura 6.3.13.



A distribuição de momentos fletores nos elementos de placa mais afastadas da escotilha, e que não devem, provavelmente, sofrer influência desta, bem como a distribuição de tensões de membrana, estão mostrados na Figura 6.3.14.

Para comparação com os valores obtidos através da formulação de VON SANDEN e GÜNTHER, foi selecionado o trecho de estrutura entre as cavernas D e E, na faixa mais afastada da escotilha (elementos de placa 166, 167, 168 e 169). A composição de tensões está mostrada na tabela 6.3.1 e os valores plotados na Figura 6.3.15.

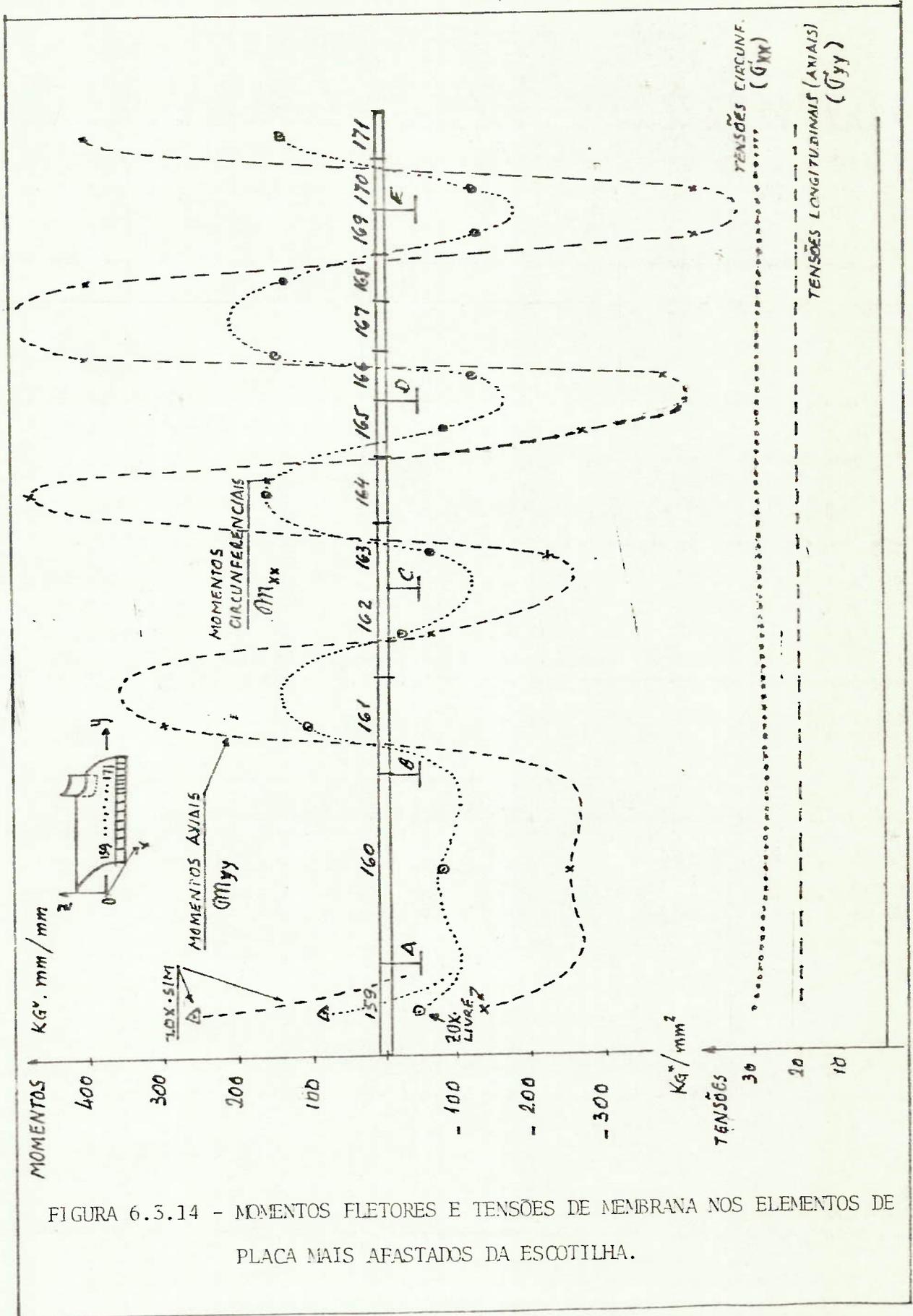


FIGURA 6.3.14 - MOMENTOS FLETORES E TENSÕES DE MEMBRANA NOS ELEMENTOS DE PLACA MAIS AFASTADOS DA ESCOTILHA.

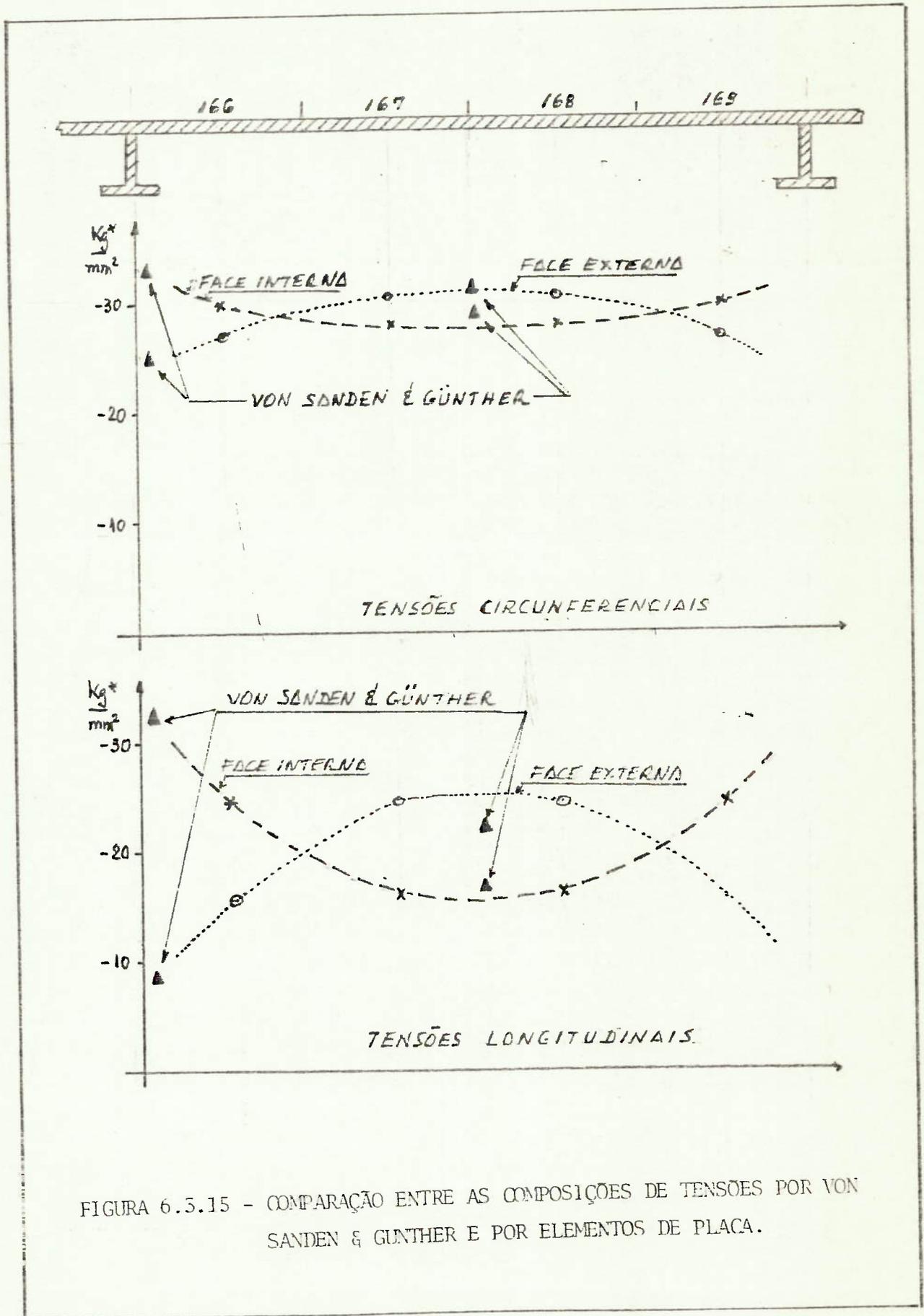


FIGURA 6.5.15 - COMPARAÇÃO ENTRE AS COMPOSIÇÕES DE TENSÕES POR VON SANDEN & GÜNTHER E POR ELEMENTOS DE PLACA.

Deve-se observar que, em face do pequeno número de elementos de placa entre as cavernas, somente extrapolando as curvas para o pé da caverna, se consegue uma boa comparação com as tensões obtidas através da formulação de VON SANDEN e GUNTHER.

TABELA 6.3.1

COMPOSIÇÃO DE TENSÕES NOS ELEMENTOS DE PLACA

σ	Nós	σ (a) Kg [*] /mm ²	M (b) Kg [*] .mm/mm	$\frac{6}{232}$ M (c) Kg [*] /mm ²	Face interna (a) + (c) Kg [*] /mm ²	Face externa (a) - (c) Kg [*] /mm ²
$\sigma_{xx},$ M_{xx}	166	-28,69	-107,60	-1,22	-29,91	-27,47
	167	-29,46	+122,40	+1,39	-28,07	-30,85
	168	-29,37	+120,00	+1,36	-28,01	-30,73
	169	-28,45	-121,00	-1,37	-29,82	-27,08
$\sigma_{yy},$ M_{yy}	166	-20,37	-369,20	-4,19	-24,56	-15,18
	167	-20,37	+395,80	+4,49	-15,88	-24,85
	168	-20,38	+386,40	+4,38	-16,00	-24,76
	169	-20,38	-418,70	-4,75	-25,05	-15,63

6.3.3 - Comparações dentro do programa básico (caso I), alterando os vínculos dos nós no plano ZO_X

Os nós no plano ZO_X, que limita a estrutura à esquerda (ver Figura 5.1.1) haviam sido, inicialmente, considerados com vínculos de simetria $\theta_x = 1$, $\theta_z = 1$ e com $\delta_y = 0$, enquanto os nós no outro extremo tinham $\delta_y = 1$. No plano ZO_X foi aplicada a tensão longitudinal, decorrente da ação da estrutura desprezada sobre a estrutura em análise. Embora este plano não seja realmente de simetria, pelo fato de estar a cerca de quatro raios e meio da abertura da escotilha, é de se esperar que os seus efeitos sejam bastante pequenos. As referências bibliográficas com relação a aberturas em cilindros não reforçados mostram que, além de cinco raios, o efeito pode ser efetivamente desprezado. Em vista disso, o programa básico foi alterado nos vínculos dos nós no plano ZO_X. A primeira comparação de resultados foi feita para as faixas de elementos de placa mais afastados de escotilha e os resultados em termos de momentos fletores M_{xx} e M_{yy} estão mostrados na Tabela 6.3.2, onde se observa que só há diferenças sensíveis nos valores referentes ao elemento 159, que fica junto ao plano ZO_X.

A segunda comparação foi feita para a faixa de elementos de placa junto ao plano ZO_X e os resultados, em termos de tensões circunferenciais de membrana σ_{xx} e momentos M_{xx} , estão mostrados na Tabela 6.3.3, onde se observa que as diferenças, em termos de σ_{xx} , são muito pequenas mas, em ter

mos de M_{xx} são bastante acentuadas, inclusive com alteração no sentido do momento.

Como não foi encontrada qualquer literatura com referência à atenuação de valores de tensões e momentos em vasos cilíndricos reforçados para distâncias desta ordem de grandeza (4,5 vezes o raio), optou-se por utilizar, nos demais programas, os vínculos dos nós no plano ZOx totalmente livres.

Obs.: As análises com relação ao caso I, adiante se referem ao programa básico, com vínculos dos nós no plano ZOx, livres.

TABELA 6.3.2

COMPARAÇÃO DE MOMENTOS ENTRE PROGRAMAS ^[1] CONSIDERANDO OS NÓS NO PLANO ZOY LIVRES E COM VÍNCULOS DE SIMÉTRIA - ELEMENTOS DE PLACA JUNTO AO PLANO XOY

EL. DE PLACA	M _{xx} Kg*.mm/mm		M _{yy} Kg*.mm/mm	
	ZOX LIVRE	ZOX SIM.	ZOX LIVRE	ZOX SIM.
159	-34,96	+88,20	-135,80	+275,30
160	-66,41	-65,91	-238,70	-236,20
161	+90,84	+88,24	+289,00	+281,50
162	-12,16	-12,71	-51,95	- 52,46
163	-59,46	-59,95	-208,30	-208,50
164	+143,10	+142,90	+467,40	+468,10
165	-76,70	-77,25	-265,30	-265,70
166	-107,60	-108,20	-369,20	-269,80
167	+122,40	+122,10	+395,80	+396,30
168	+120,00	+119,80	+386,40	+386,90
169	-121,00	-121,60	-418,70	-419,20
170	-119,70	-120,20	-415,20	-415,70
171	+122,90	+122,70	+393,20	+393,70

[1] Programas EL 23C23E5 e EL23C23ESZOXSIM.

TABELA 6.3.3

COMPARAÇÃO DE TENSÕES E MOMENTOS ENTRE PROGRAMAS CONSIDERANDO -
NÓS NO PLANO ZOZ LIVRES E COM VÍNCULOS DE SIMETRIA - ELEMENTOS
DE PLACA JUNTO AO PLANO ZOZ

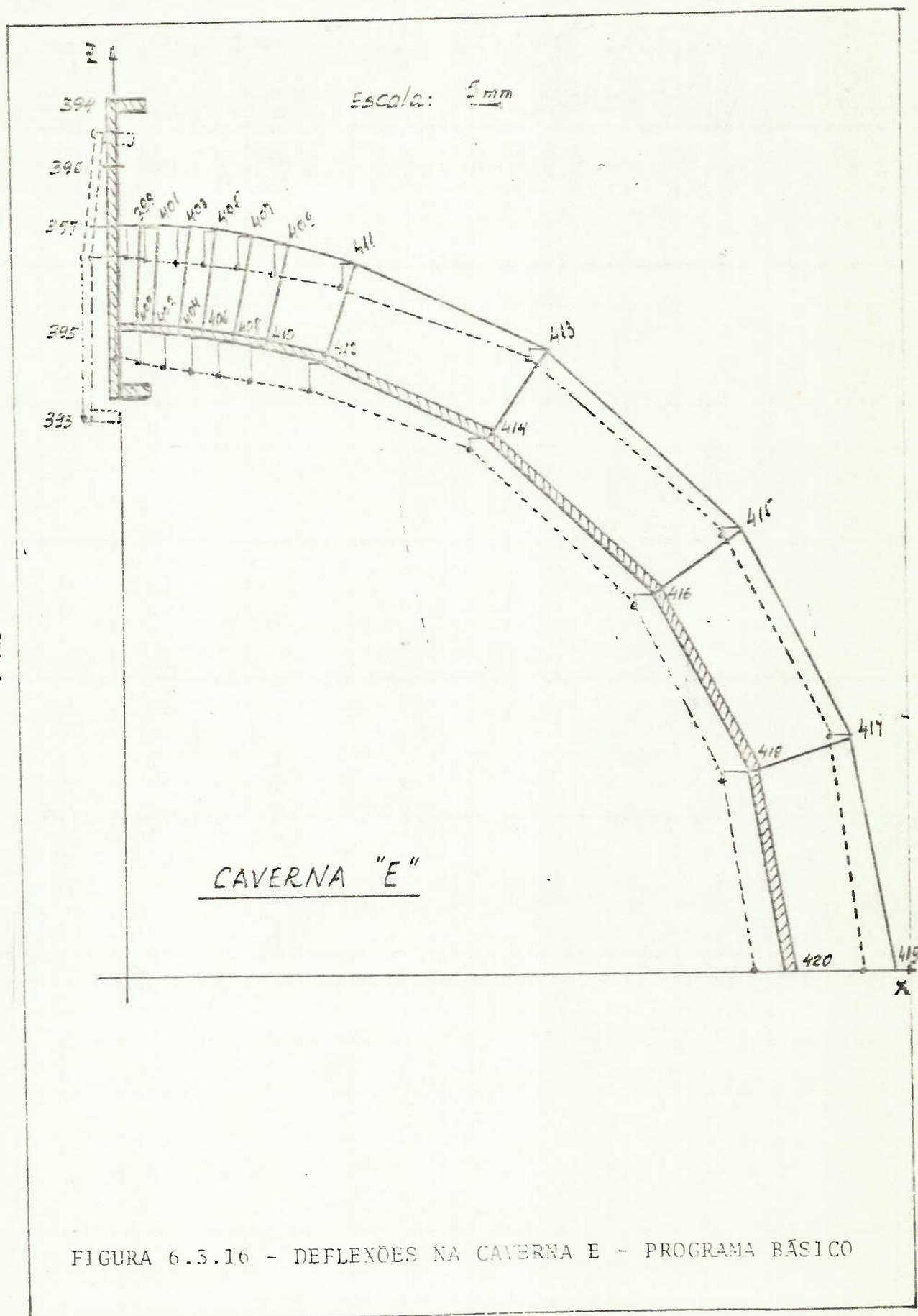
Nº	σ_{xx} Kg ² /mm ²		M_{xx} Kg ² .mm/mm	
	ZOX LIVRE	ZOX SIM.	ZOX LIVRE	ZOX SIM.
1	-32,08	-28,86	-157,4	+148,5
8	-32,18	-29,02	-156,3	+144,4
15	-32,36	-29,30	-153,2	+136,6
22	-32,60	-29,67	-145,4	+125,5
29	-32,88	-30,11	-131,1	+121,4
42	-33,24	-30,59	- 95,67	+144,5
55	-33,41	-31,16	-137,1	+103,4
68	-30,74	-29,93	-62,73	+ 62,95
81	-30,51	-29,78	-39,69	+ 74,86
146	-30,65	-29,91	-33,32	+ 89,34
159	-30,89	-30,89	-34,96	+ 88,20

6.3.4 - Deflexões e Tensões nos Elementos de Treliça e Membrana no Programa Básico (casco 23mm, escotilha 5,5 mm, sem colar)

As deflexões na caverna E, interrompida pela escotilha, referentes ao programa básico (caso I) em que a espessura do casco é de 23mm, a espessura da escotilha é 5,5mm e sem colar de reforço, estão mostradas na Figura 6.3.16. Observe-se que a deflexão máxima foi de cerca de 6mm.

As tensões nos flanges das cavernas A, B, C, D e E, considerados como elementos de treliça, estão mostradas na Figura 6.3.17. Assinale-se que a caverna D, que fica ao lado da escotilha apresentou o maior valor de tensão ($-40,5 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$), mas, ainda inferior à tensão de escoamento do material (HY80 - $\sigma_y = 56 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$).

As tensões nas almas das cavernas A, B, C, D e E, considerados como elementos de estado plano de tensões (elementos de membrana) estão mostradas na Figura 6.3.18, sendo o maior valor obtido na caverna E, que é interceptada pela escotilha ($-28,16 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$).



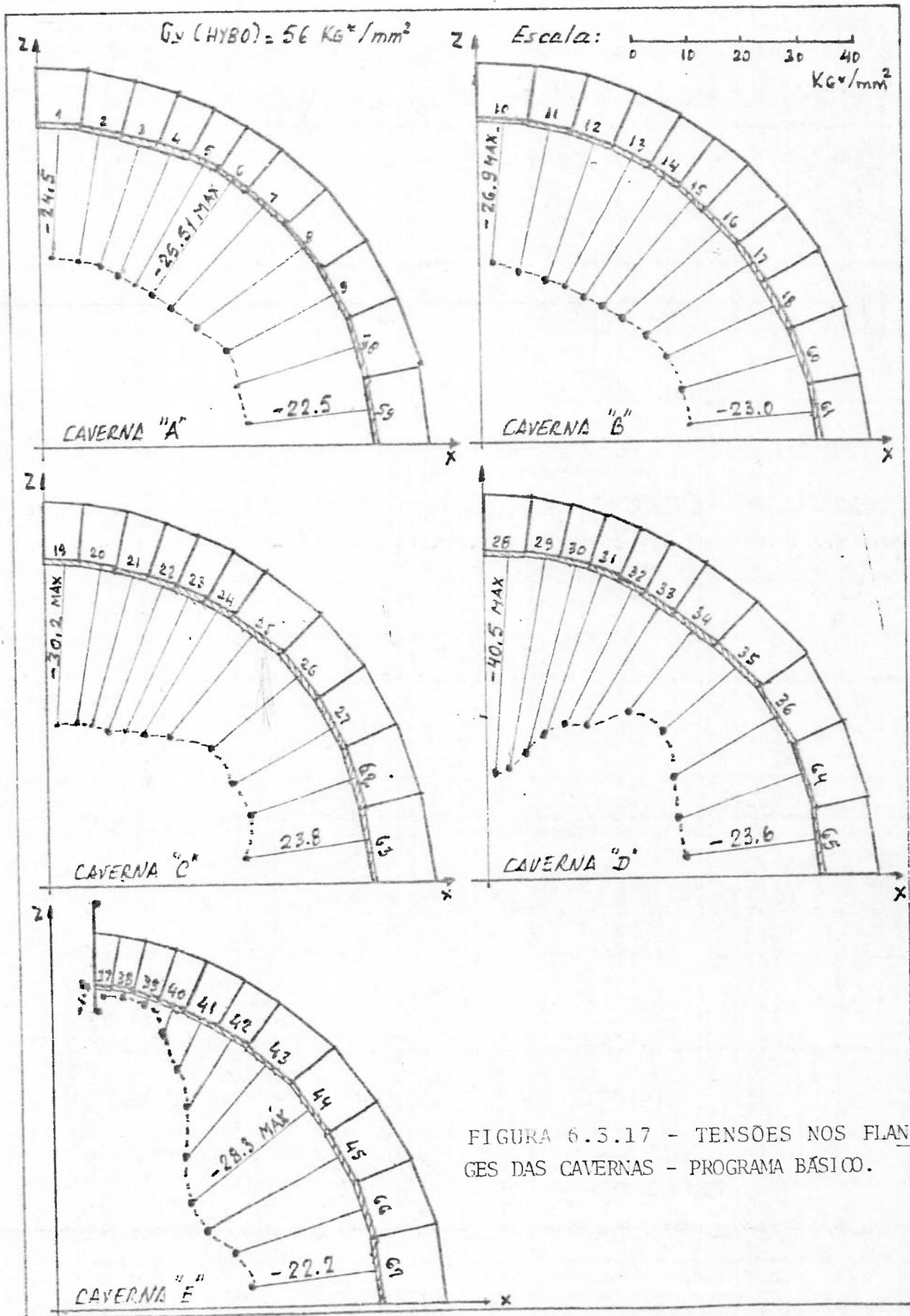


FIGURA 6.5.17 - TENSÕES NOS FLANGES DAS CAVERNAS - PROGRAMA BÁSICO.

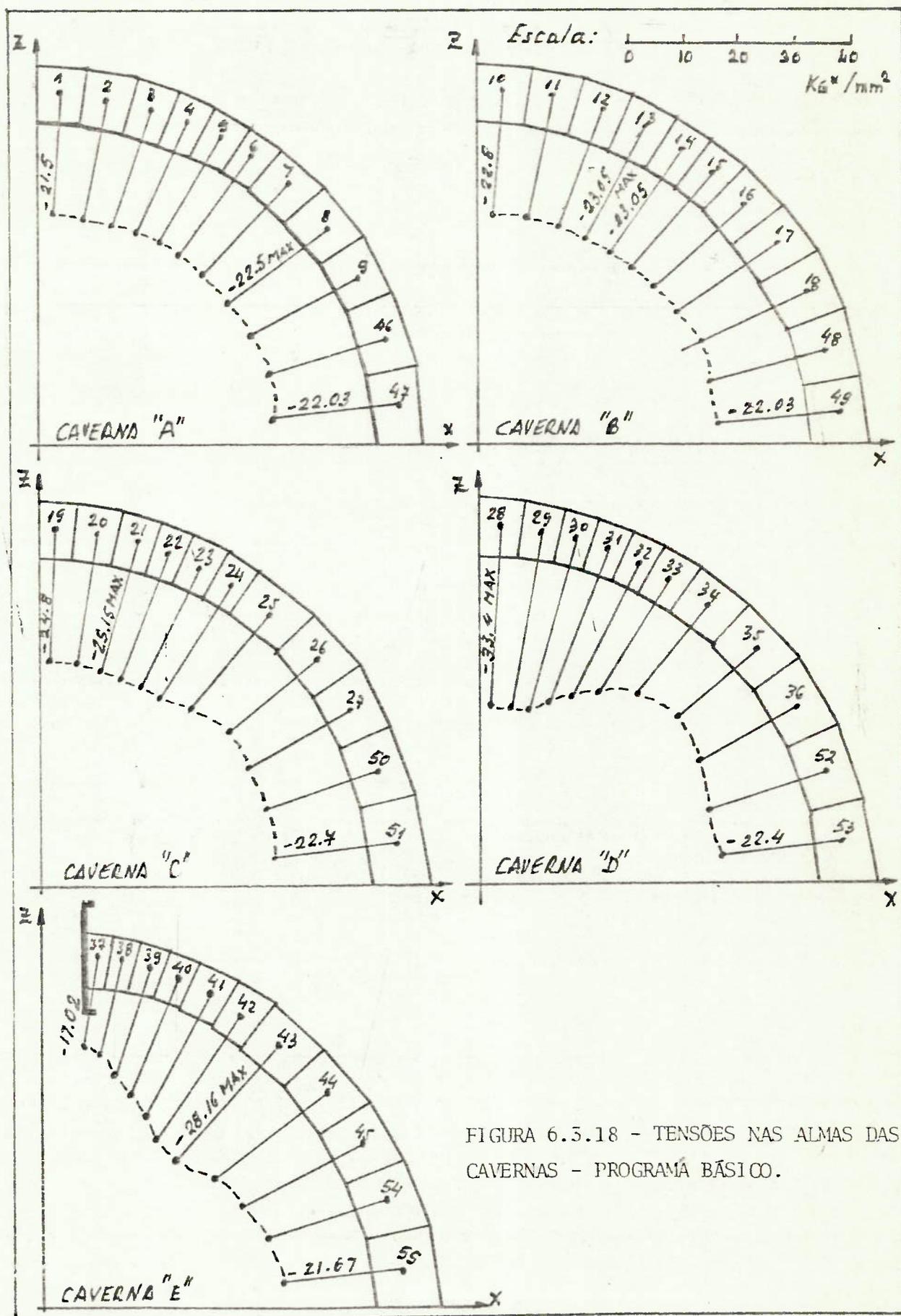


FIGURA 6.5.18 - TENSÕES NAS ALMAS DAS CAVERNAS - PROGRAMA BÁSICO.

6.3.5 - Tensões Equivalentes nos Elementos de Placa mais próximos à escotilha, nos 14 casos analisados

Para efeito de definição dos pontos mais solicitados da estrutura, foi feita, inicialmente, para os 14 casos analisados, uma comparação em termos de tensão equivalente, nos elementos de placa junto à escotilha.

Observa-se que, em todos os casos, o elemento de placa mais solicitado é aquele junto ao plano longitudinal de simetria (116, nos casos I a XIII, e 140, no caso XIV), como era de se esperar, em função do exposto nas várias referências bibliográficas, para vasos de pressão. As tensões nos elementos de placa da escotilha foram sempre muito menores (cerca de 40% menor) que nos elementos de placa do casco junto à interseção, sendo que os maiores valores foram observados nos elementos de placa da parte superior da escotilha, junto à interseção com o casco.

Ver Figuras 6.3.19 e 6.3.20.

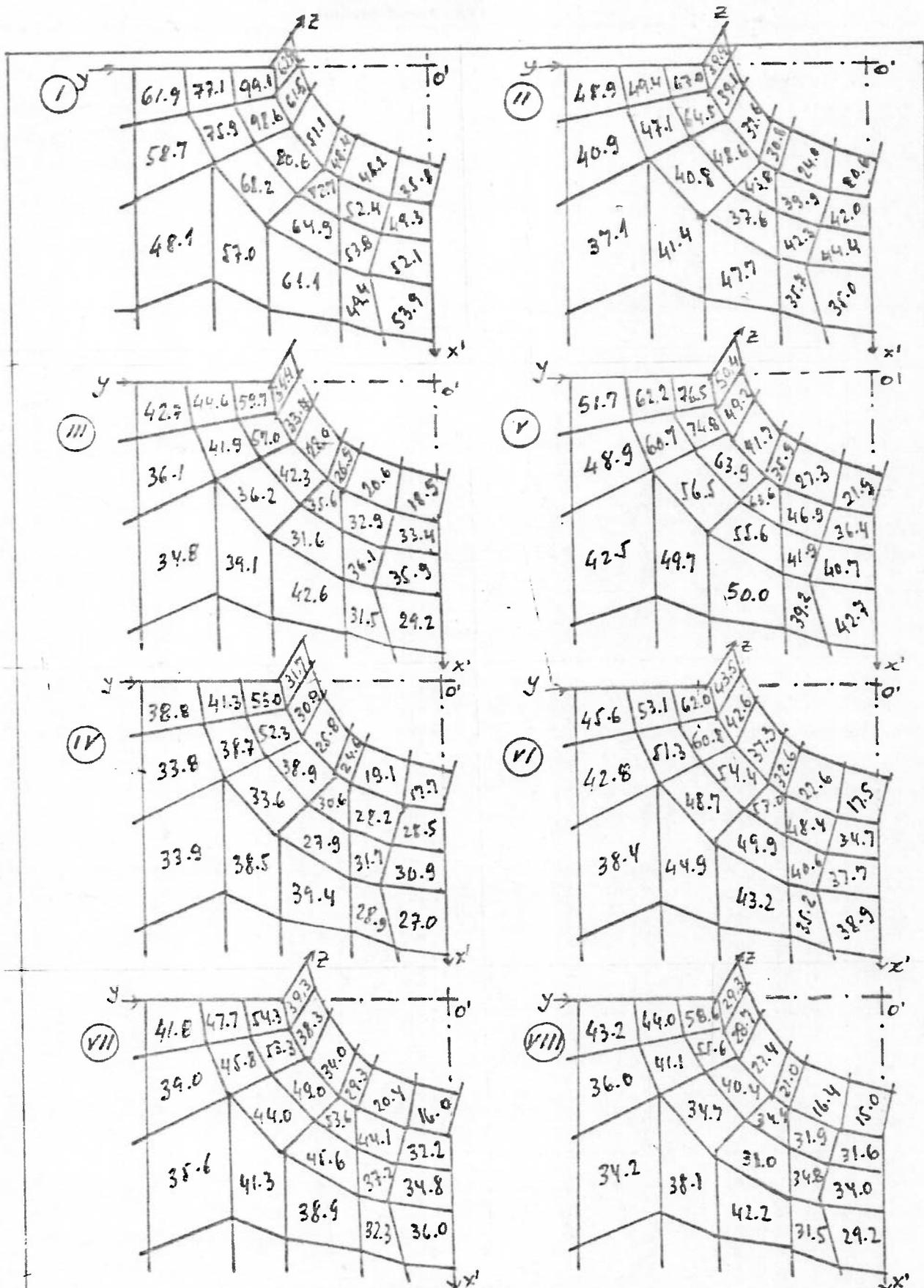


FIGURA 6.3.19 - TENSÕES EQUIVALENTES NOS ELEMENTOS DE PLACA JUNTO À INTERSEÇÃO COM A ESCOTILHA - CASO I A VIII.

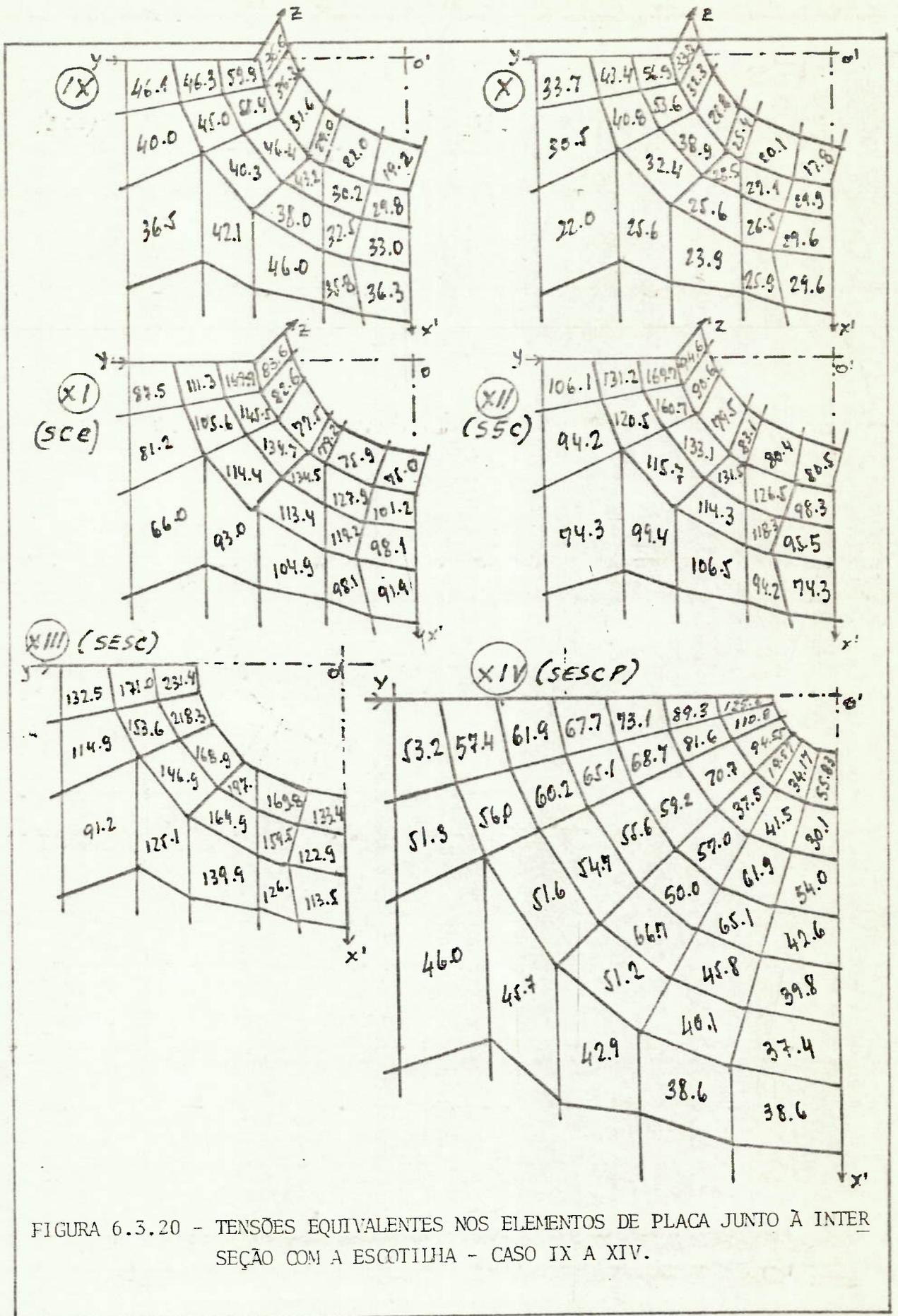


FIGURA 6.3.20 - TENSÕES EQUIVALENTES NOS ELEMENTOS DE PLACA JUNTO À INTERSEÇÃO COM A ESCOTILHA - CASO IX A XIV.

6.3.6 - Comparação de Tensões circunferenciais entre os 14 casos analisados.

Por serem as tensões de maiores valores, foram feitas quatro comparações em termos de tensões circunferenciais - (σ_{xx}) nas faces interna e externa, nos elementos de placa mais próximos do plano longitudinal de simetria:

- a) casos I, II, III e IV, em que se vai, progressivamente aumentando a espessura do colar - Figura 6.3.21.
- b) casos I, V, VI e VII, em que se vai progressivamente aumentando a espessura da escotilha - Figura 6.3.22.
- c) casos I, VIII, IX e X, em que se vai alterando a percentagem de reforço no colar e na escotilha e variando progressivamente a espessura do colar - Figura 6.3.23;
- d) casos XI, XII, XIII e XIV, em que se remove sucessivamente a caverna E, as cinco cavernas e a escotilha e, por último, se diminui o diâmetro da abertura - Figura 6.3.24.

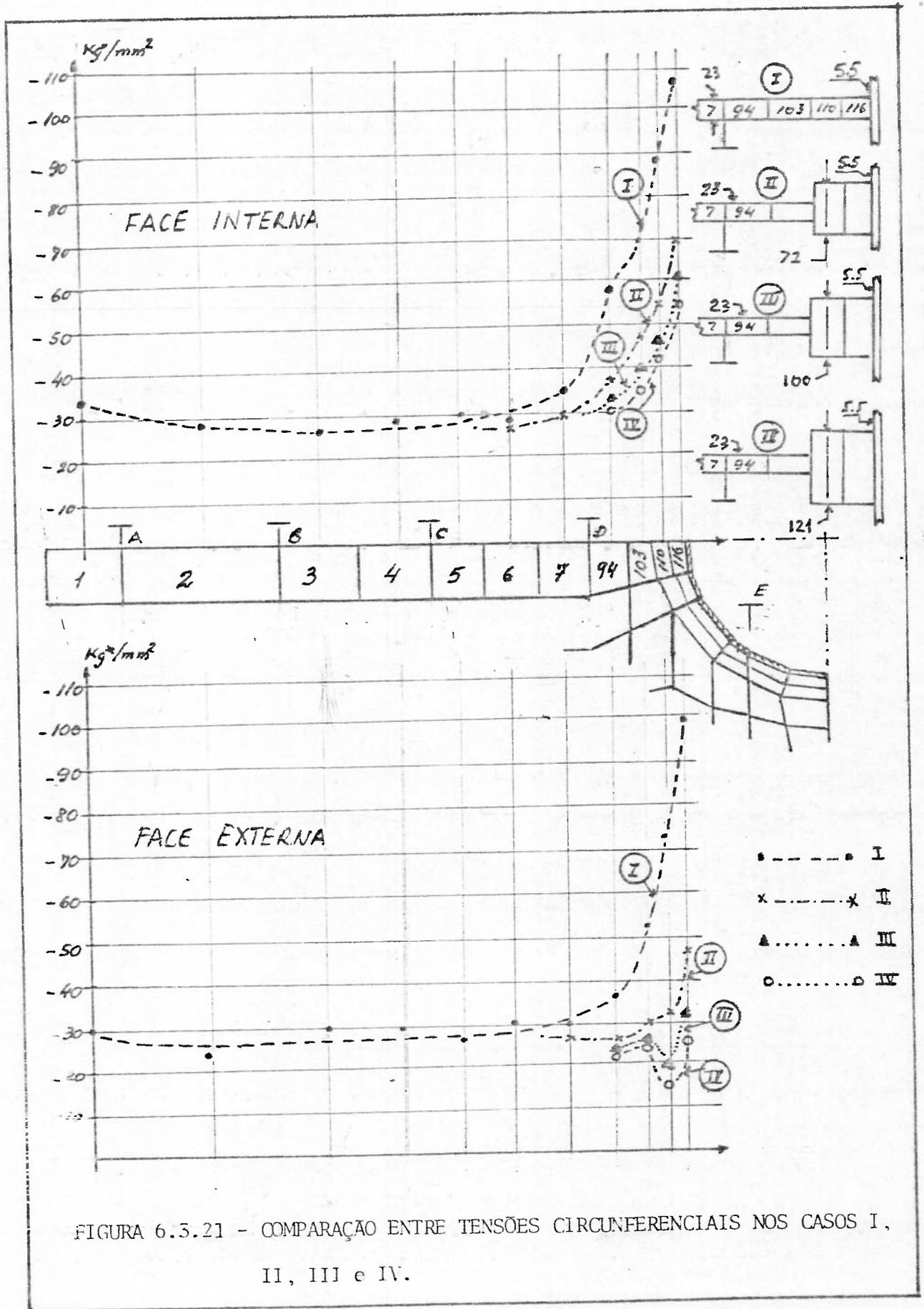


FIGURA 6.5.21 - COMPARAÇÃO ENTRE TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS NOS CASOS I, II, III e IV.

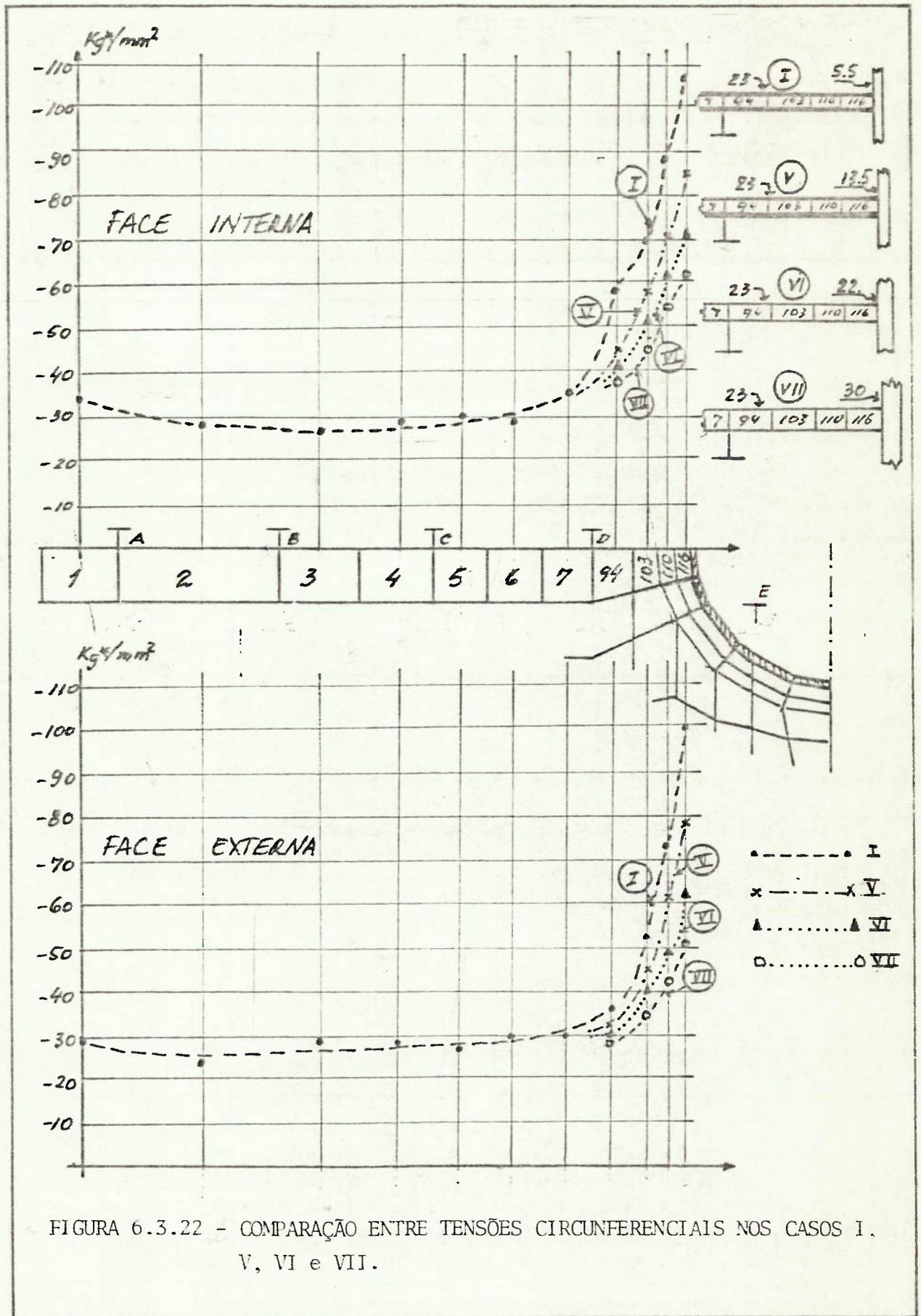


FIGURA 6.3.22 - COMPARAÇÃO ENTRE TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS NOS CASOS I, V, VI e VII.

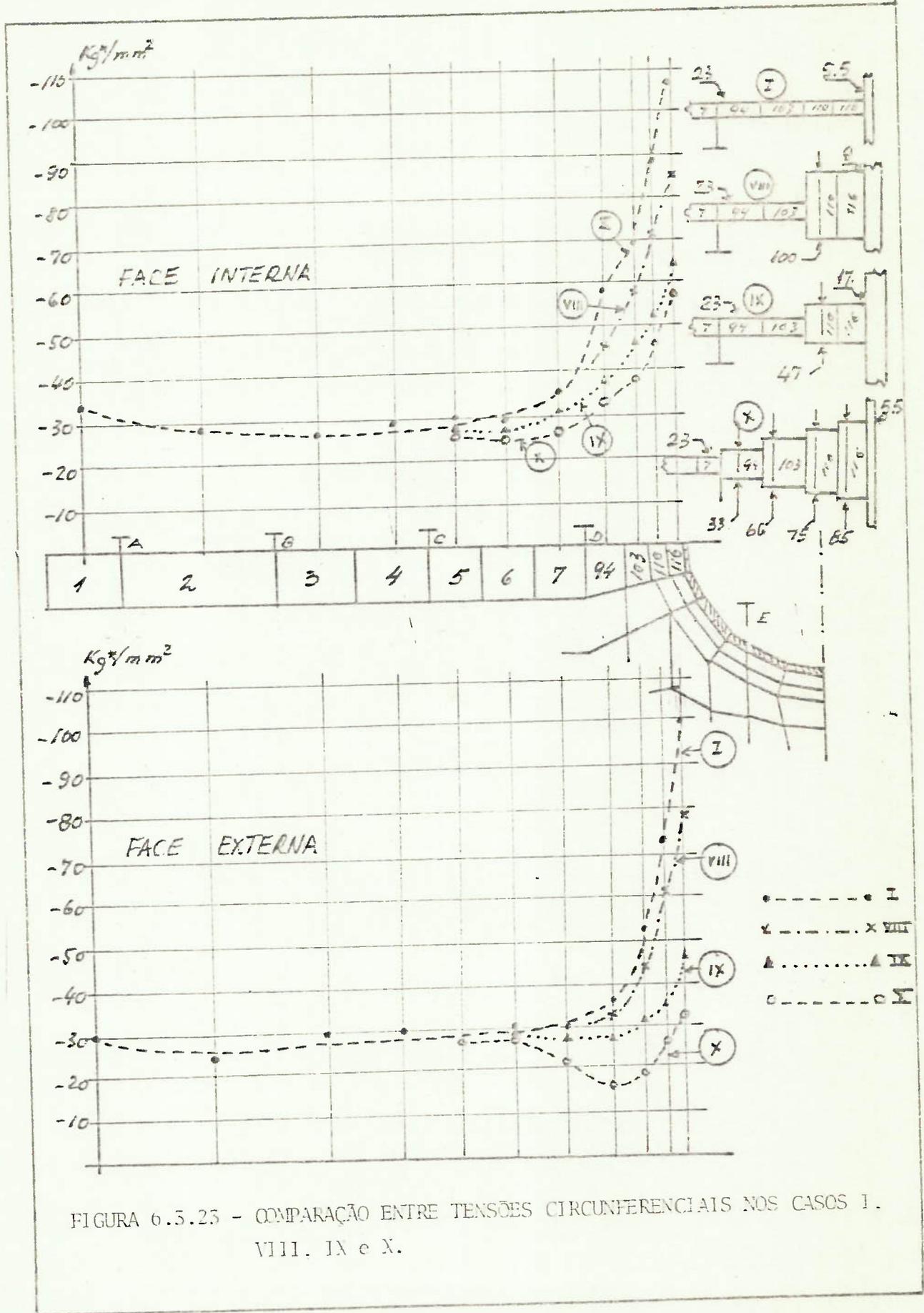
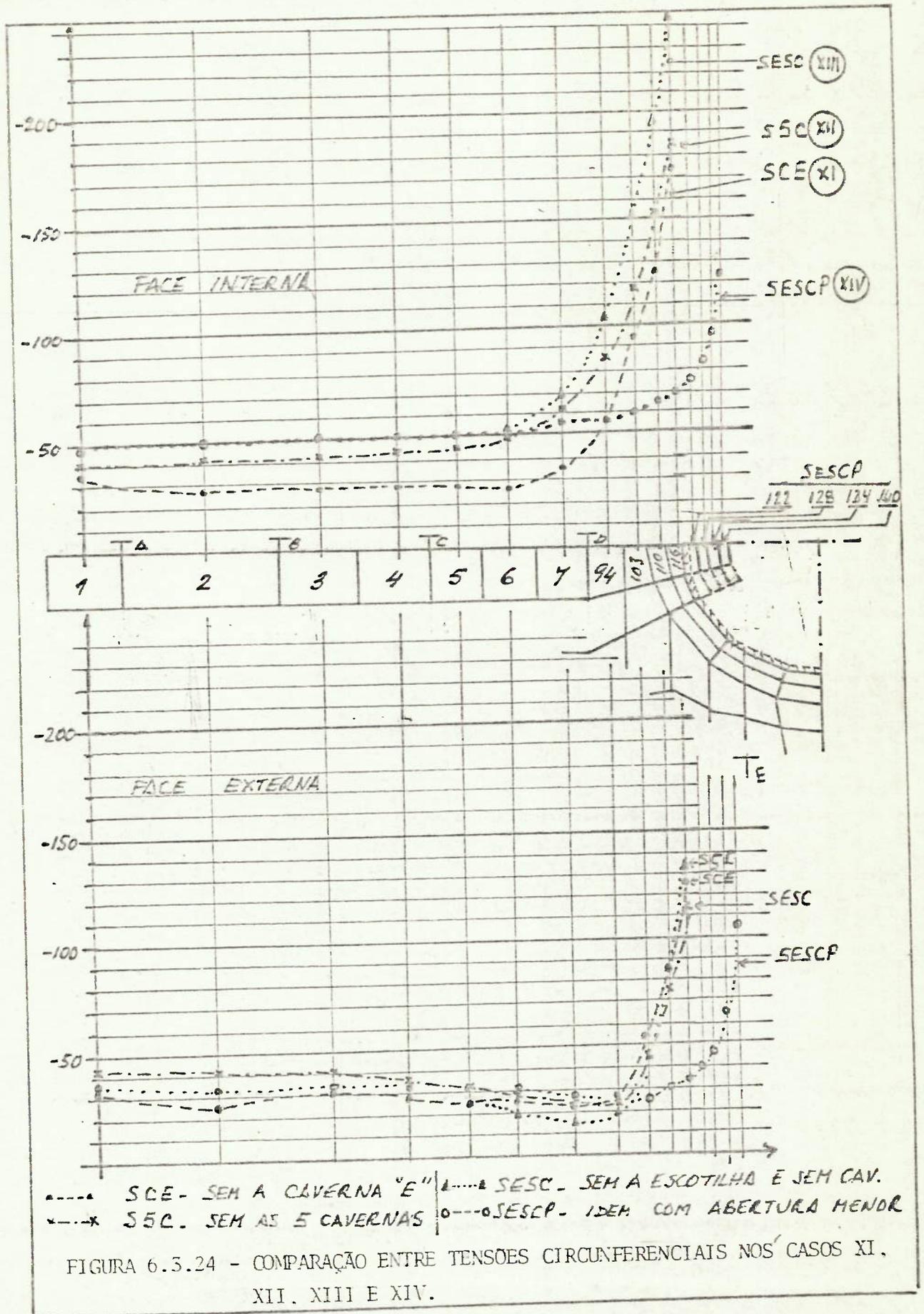


FIGURA 6.5.25 - COMPARAÇÃO ENTRE TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS NOS CASOS I, VIII, IX e X.



7.0 - ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Os resultados preliminares referentes às discretizações iniciais já foram comentados nos Capítulos 4 e 5. Serão tecidas aqui algumas considerações a respeito dos resultados das corridas do programa, para as várias condições de espessuras de colar e de escotilha, mostrados no Capítulo anterior.

7.1 - DIMENSÕES E VÍNCULOS DA ESTRUTURA A SER ANALISADA:

Em todas as corridas, houve sempre uma ligeira redução nos valores de tensões nos elementos de placa junto ao plano ZOY, para os elementos ao lado, começando novamente a crescer, à medida que se aproximavam da escotilha. Enquanto isso, as considerações de simetria para os demais planos (Z'O'X; XOY e ZOY) determinaram resultados coerentes.

Em vista disso e admitindo que, para um cilindro reforçado, as tensões se aliviariam para a mesma distância da abertura que um cilindro não reforçado, o corte de estrutura à esquerda da escotilha (Plano ZOY) deveria ser tomada, pelo menos, abrangendo mais uma caverna, de forma a situá-lo à distância da escotilha, superior a cinco vezes o seu raio, permitindo, assim, que se considerem os nós nesse plano, com vínculos de simetria ($e_x = 1$ e $e_z = 1$).

7.2 - ASPECTOS GERAIS DAS GEOMETRIAS ANALISADAS

A definição, de imediato, de uma largura de colar com 90mm, com a idéia de concentrar o reforço próximo à escotilha, impediu que se pudesse avaliar melhor o efeito de um colar mais ou menor largo, o que poderia ser feito, se houvesse sido prevista uma discretização, com um colar maior, com maior número de divisões, a exemplo da discretização mostrada no programa corrido com abertura menor (caso XIV), de modo que se pudesse variar conveniente a sua espessura, ao longo dos vários elementos de placa. A única possibilidade foi apresentada no caso X, em que se admitiu um colar de formato retangular, ao redor da escotilha, com espessura variável, quando se obteve menores níveis de tensão em relação aos casos VIII e IX, como mostrado na Figura 6.23. Mesmo nesse caso, o valor da tensão no elemento 116, junto ao plano longitudinal de simetria (mais solicitado) ultrapassou ligeiramente a tensão de escoamento do material, atingindo o valor de $59,08 \text{ kg}^2/\text{mm}^2$ de tensão circunferencial na fibra interna e $56,87 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$ de tensão equivalente.

Um outro aspecto é que, com essa pequena largura de colar, as suas espessuras calculadas, para atender aos requisitos de percentagem de área de reforço, foram, algumas vezes, muito grandes, chegando mesmo a espessuras mais de cinco vezes maiores que a espessura do casco (25mm), como no caso IV, em que a espessura do colar foi tomada como 121mm. Para essa condição, foi atingido no elemento 116, um valor de tensão inferior à ten

são de escoamento do material (ver figura 6.3.22), o que atenderia ao requisito de projeto (colapso à profundidade de 300m), mas, que não seria confiável totalmente, pois, para os elementos do colar, não deveriam ser válidas as hipóteses básicas de estado duplo de tensões do programa NAVSAP, sendo mais adequada a análise através de elementos de casca espessa. Deve ser assinalado, entretanto, que, mesmo nesse caso, a razão espessura de colar/raio da casca é $121/3111,5 \approx 0,03$, dentro, portanto, dos limites aceitáveis para aplicação da teoria de cascas.

Fixando a análise nos valores de tensões circunferenciais na face interna do casco (maiores valores), dentre todos os programas corridos, os que apresentaram melhores resultados foram os referentes aos casos IV, VII e X (ver Figuras 6.3.21, 6.3.22 e 6.3.23), em que se utilizou grande espessura de colar, ou grande espessura de escotilha, ou distribuição regular de espessuras ao longo de um colar retangular, respectivamente, o que permite estabelecer, como conclusão, que tanto a escotilha quanto o colar devem contribuir para a área de reforço e que se deve procurar variar a espessura desse colar e, também, da própria escotilha, ao longo do comprimento.

Observando as Figuras 6.3.19 e 6.3.20, se constata que os valores de tensão nos elementos de placa vão crescendo à medida que se aproximam da escotilha e que, para os elementos junto à interseção, as tensões vão diminuindo dos elementos junto ao plano longitudinal ZOY para os elementos junto ao plano transversal Z'O'X'. Seria possível, portanto, a utiliza-

ção de colar de reforço com espessura reduzindo do plano ZOY para o ZOZ. Devido, entretanto, às dificuldades de fabricação de tal colar, parece que tal solução não teria aplicação prática.

7.3 - COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DO CASO XI (sem a caverna E)
COM OS DE STANISIC (item 2.7)

Para comparação com os resultados de STANISIC [52], que analisou um vaso reforçado por anéis internos, com uma abertura entre reforços, foi corrido o caso XI, em que se removeu a caverna "E" (permanecendo a escotilha), ficando-se portanto, com uma estrutura de análise semelhante.

A Tabela 7.3.1 mostra os valores de tensões circunferenciais, calculados nas faces interna e externa, bem como os fatores de concentração de tensões tomados em relação aos valores de tensão circunferencial de membrana no submarino, no caso de inexistência de reforços e da abertura, dada por

$$\sigma = \frac{pR}{t} = \frac{0,3087 \times 3111,5}{25} = 41,76 \text{ kg}^*/\text{mm}^2$$

A plotagem desses valores e dos obtidos por STANISIC está mostrada na Figura 7.5.1, onde estão indicados também, as estruturas analisadas e os seus parâmetros. As diferenças muito acentuadas nos parâmetros l/R e t/R , principalmente, além da existência da escotilha no modelo do caso XI, dificultam bastante a análise comparativa, servindo os gráficos apenas para mostrar os aspectos relativos das curvas e os valores máximos atingidos, que estão bastante próximos. Seria de se esperar que, em função do maior l/R (três vezes maior), os resultados de STANISIC fossem maiores mas, por outro lado, em função do maior t/R (sete vezes maior), aqueles deveriam ser menores, reduzindo o efeito anterior. Fica difícil, entretanto, nesta análise, avaliar o peso de cada parâmetro.

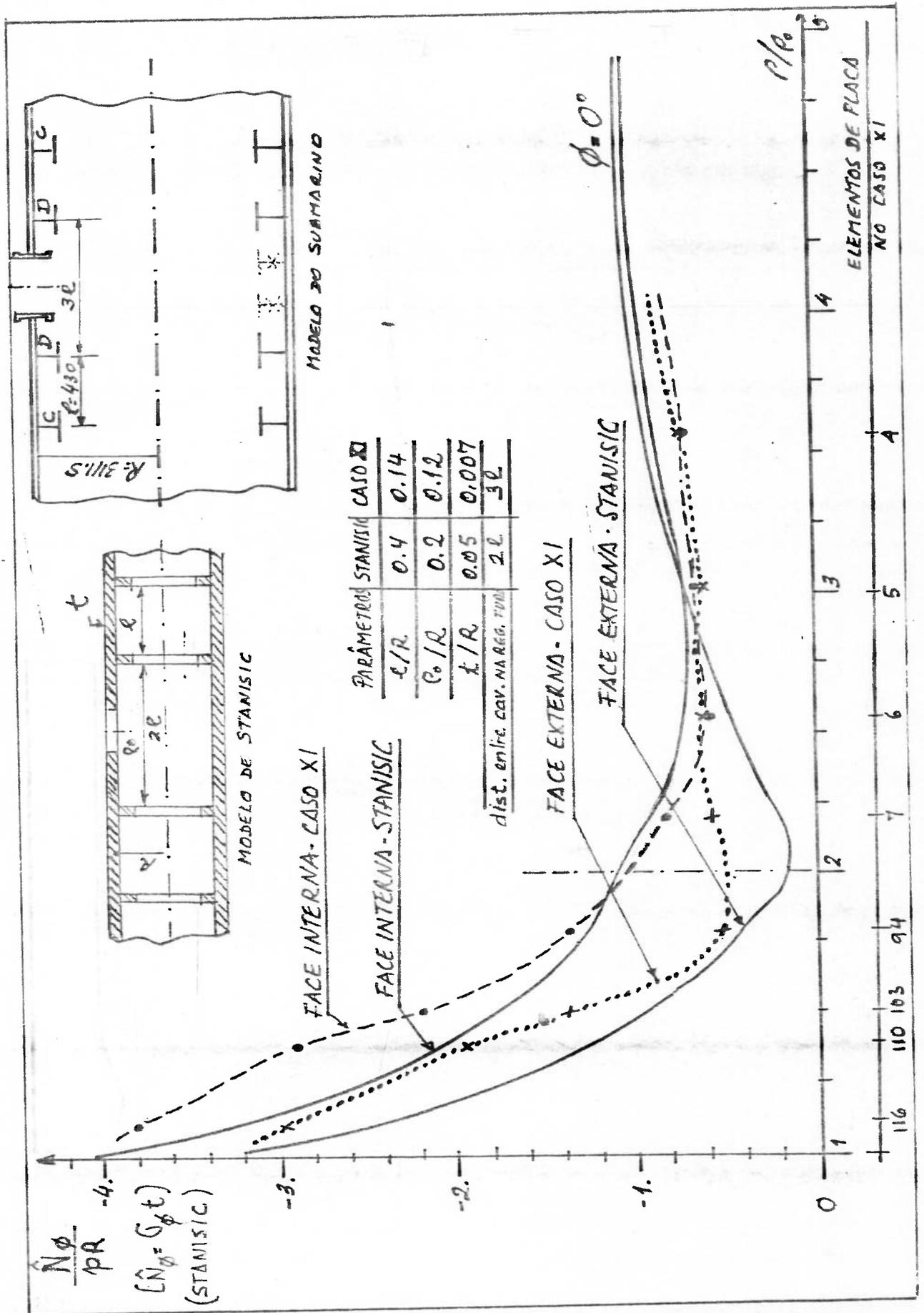


FIGURA 7.5.1 - TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS VERSUS DISTANCIA RADIAL-CASO XI e STANISIC

TABELA 7.3.1

TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS E FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES (CASO XI)

Nº do Elem.	$\frac{\rho}{\rho_0}$	σ_{xx} kg*/mm ²	M_{xx} kg*.mm/mm	$\frac{6 M_{xx}}{23^2}$	$\sigma_{\text{Face Interna}}$	$\sigma_{\text{Face Externa}}$	$\frac{\sigma_{\text{Face Int.}}}{\rho R/t}$	$\frac{\sigma_{\text{Face Ext.}}}{\rho R/t}$
1	5.3	-32.79	-140.9	- 1.59	-34.38	-31.2	0.82	0.75
2	4.5	-26.81	-184.0	- 2.08	-28.89	-24.73	0.69	0.59
3	3.6	-28.99	+166.1	+ 1.88	-27.11	-30.87	0.65	0.74
4	3.1	-28.78	+ 38.49	+ 0.43	-28.35	-29.21	0.68	0.70
5	3.0	-26.10	- 76.46	- 0.86	-26.96	-25.24	0.65	0.60
6	2.6	-25.28	+ 70.23	+ 0.79	-24.49	-26.07	0.59	0.62
7	2.2	-28.96	-528.8	- 5.99	-34.95	-22.97	0.84	0.55
94	1.8	-43.35	-1277.	-14.48	-57.83	-22.87	1.39	0.54
103	1.5	-74.48	-1718.	-19.48	-95.96	-55.00	2.25	1.52
110	1.2	-106.9	1876.	-21.27	-128.17	-87.65	3.07	2.04
116	1.1	-145.2	-1742.	-19.76	-164.96	-125.40	3.95	3.00

7.4 - COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DOS CASOS XII, XIII e XIV -
COM DADOS REFERENTES A BOCAIS E A ABERTURAS EM VASOS.

Os valores de tensões circunferenciais nas faces - interna e externa, bem como os fatores de concentração de tensões tomados em relação ao valor de tensão circunferencial de membrana no submarino, na ausência de reforços e da abertura, estão mostrados nas Tabelas 7.3.2, 7.3.3 e 7.3.4 para os casos XII, XIII a XIV, respectivamente.

Os valores máximos de cada caso, juntamente com os valores obtidos através das várias formulações analisadas, estão mostrados na Tabela 7.3.5.

Observando a tabela se constata:

- a) Com relação a abertura circular: as soluções teóricas de ERINGEN e VAN DIKE conduzem a resultados muito maiores que os reais, como era esperado, pois os próprios autores as sinalam que as suas hipóteses só valem para parâmetros de curvatura inferiores a 0,6 e o do modelo do submarino sem cavernas e com abertura circular é de 0,925;
- b) Com relação a bocais em vasos de pressão e a interseção de cilindros sob pressão interna: o valor do fator de concentração de tensões obtido (4,48) é bastante próximo dos resultados obtidos por ROSE em vaso de pressão com dimensões próximas, através de "strain gages" (4,6) e praticamente - coincidente com o valor obtido utilizando o método aproximado de LIND (4,4); a fórmula empírica de MONEY conduz a um

resultado 16% maior; a solução teórica de ERINGEN, novamente, conduziu a resultados bem mais altos, ou seja, cerca de 30% maior.

TABELA 7.3.2

TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS E FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES (CASO XII)

Nº do Elem.	$\frac{\rho}{\rho_0}$	σ_{xx} kg*/mm ²	M_{xx} kg*.mm/mm	$6 \frac{M_{xx}}{232}$	σ_{Face} Interna	σ_{Face} Externa	$\frac{\sigma_{Face Int.}}{\rho R/t}$	$\frac{\sigma_{Face Ext.}}{\rho R/t}$
1	5,3	-41,26	+93,06	+1,06	-40,20	-43,32	0,96	1,04
2	4,5	-41,74	-15,60	-0,18	-41,92	-41,56	1,00	0,99
3	3,6	-41,77	-140,30	-1,60	-43,32	-40,17	1,03	0,96
4	3,1	-40,67	-290,30	-3,30	-43,97	-37,37	1,05	0,89
5	3,0	-38,79	-552,40	-6,26	-45,05	-32,53	1,08	0,78
6	2,6	-37,59	-1009,00	-11,44	-49,03	-26,15	1,17	0,63
7	2,2	-41,77	-1760,00	-19,96	-61,73	-21,81	1,18	0,52
94	1,8	-57,39	-2609,00	-29,60	-86,99	-27,79	2,08	0,66
103	1,5	-84,13	-3125,00	-35,44	-119,57	-48,69	2,86	1,17
110	1,2	-114,90	-3224,00	-36,56	-151,46	-78,40	3,63	1,88
116	1,1	-152,70	-3022,00	-34,28	-186,28	-118,42	4,48	2,83

TABELA 7.3.3

TENSOES CIRCUNFERENCIAIS E FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES (CASO XIII)

Nº do Elem.	$\frac{\rho}{\rho_0}$	σ_{xx} kg*/mm ²	M_{xx} kg*.mm/mm	$\frac{6 M_{xx}}{23^2}$	$\sigma_{\text{Face Interna}}$	$\sigma_{\text{Face Externa}}$	$\frac{\sigma_{\text{Face Int.}}}{\rho R/t}$	$\frac{\sigma_{\text{Face Ext.}}}{\rho R/t}$
1	5,3	-41,10	+118,90	+1,34	-39,76	-42,44	0,95	1,02
2	4,5	-41,73	-23,51	-0,27	-42,00	-41,46	1,00	0,99
3	3,6	-41,78	-189,20	-2,14	-43,92	-39,64	1,05	0,95
4	3,1	-40,36	-394,30	-4,47	-44,83	-35,89	1,07	0,86
5	3,0	-37,93	-753,20	-8,54	-46,47	-29,39	1,11	0,70
6	2,6	-36,39	-1379,00	-15,64	-52,03	-20,75	1,25	0,50
7	2,2	-42,04	-2421,00	-27,46	-69,50	-14,58	1,66	0,35
94	1,8	-63,11	-3630,00	-41,18	-104,29	-21,93	2,50	0,52
103	1,5	-99,41	-4476,00	-50,76	-150,17	-48,65	3,60	1,16
110	1,2	-141,10	-4842,00	-54,92	-196,02	-86,18	4,69	2,06
116	1,1	-190,6	-4813,00	-54,58	-245,18	-136,38	5,87	3,26

TABELA 7.3.4

TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS E FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES (CASO XIV)

Nº do Elem.	$\frac{\rho}{\rho_0}$	σ_{xx} kg*/mm ²	M_{xx} kg*.mm/mm	$6 \frac{M_{xx}}{23}$	$\sigma_{\text{Face Interna}}$	$\sigma_{\text{Face Externa}}$	$\frac{\sigma_{\text{Face Int.}}}{\rho R/t}$	$\frac{\sigma_{\text{Face Ext.}}}{\rho R/t}$
1	10,0	-41,38	-685,10	-7,78	-49,16	-33,60	1,17	0,80
2	8,4	-42,06	-736,00	-8,34	-50,40	-33,72	1,21	0,81
3	6,8	-41,94	-770,90	-8,74	-50,68	-33,20	1,21	0,80
4	5,8	-41,72	-790,30	-8,96	-50,68	-32,76	1,21	0,78
5	4,9	-41,38	-826,60	-9,38	-50,76	-32,00	1,22	0,77
6	4,2	-40,94	-897,30	-10,18	-51,12	-30,76	1,23	0,74
7	3,5	-40,93	-1032,00	-11,70	-52,63	-29,23	1,26	0,70
94	2,9	-42,20	-1226,00	-13,90	-56,10	-28,30	1,34	0,68
103	2,5	-44,75	-1412,00	-16,02	-60,77	-28,73	1,46	0,69
110	2,2	-47,83	-1530,00	-17,35	-65,18	-30,48	1,56	0,73
116	2,0	-52,25	-1598,00	-18,12	-70,37	-34,13	1,69	0,81
122	1,8	-58,85	-1630,00	-18,48	-77,32	-40,36	1,85	0,97
128	1,5	-65,51	-1617,00	-19,34	-83,85	-47,17	2,00	1,13
134	1,3	-82,11	-1533,00	-17,38	-99,49	-64,73	2,38	1,55
140	1,1	-119,50	-1277,00	-14,48	-133,98	-105,02	3,2	2,5

TABELA 7.3.5

COMPARAÇÃO DE F.C.T. |1| MÁXIMOS NOS CASOS XII, XIII e XIV COM OS OBTIDOS ATRAVÉS DAS VÁRIAS FORMULAÇÕES

	DADOS DE ENTRADA	F.C.T	OBSERVAÇÕES
ERINGEN	SB S/Cav, S/Escot.	8,30	Solução teórica
VANDIKE	SB S/Cav, S/Escot.	8,55	Soluçãp teórica
CASO XIII	Escot $\phi = 770\text{mm}$	5,85	Programa NAVSAP
CASO XIV	Escot $\phi = 410\text{mm}$	3,2	Programa NAVSAP
BICKELL & RUIZ	SB - Sem caverna	7	Não informado
MONEY	SB - Sem caverna	5,2	Fórmula empírica
ROSE	$\frac{T}{D}=0,01; \frac{t}{D}=0,34; \frac{t}{T}=0,34$	4,6	"Strain Gages"
ERINGEN	$\frac{D}{t}=250; \frac{d}{D}=0,025; s/S=0,5$	5,8	Solução teórica
LIND	SB - S/Cavernas	4,4	Solução aproximada
CASO XII	SB - S/Cavernas	4,48	Programa NAVSAP

|1| F.C.T - Fator de concentração de tensões

Nota - Não foram considerados os resultados dos ensaios fotoelásticos, por não se ter conseguido selecionar modelos com dados semelhantes aos do submarino.

8.0 - RECOMENDAÇÕES FINAIS

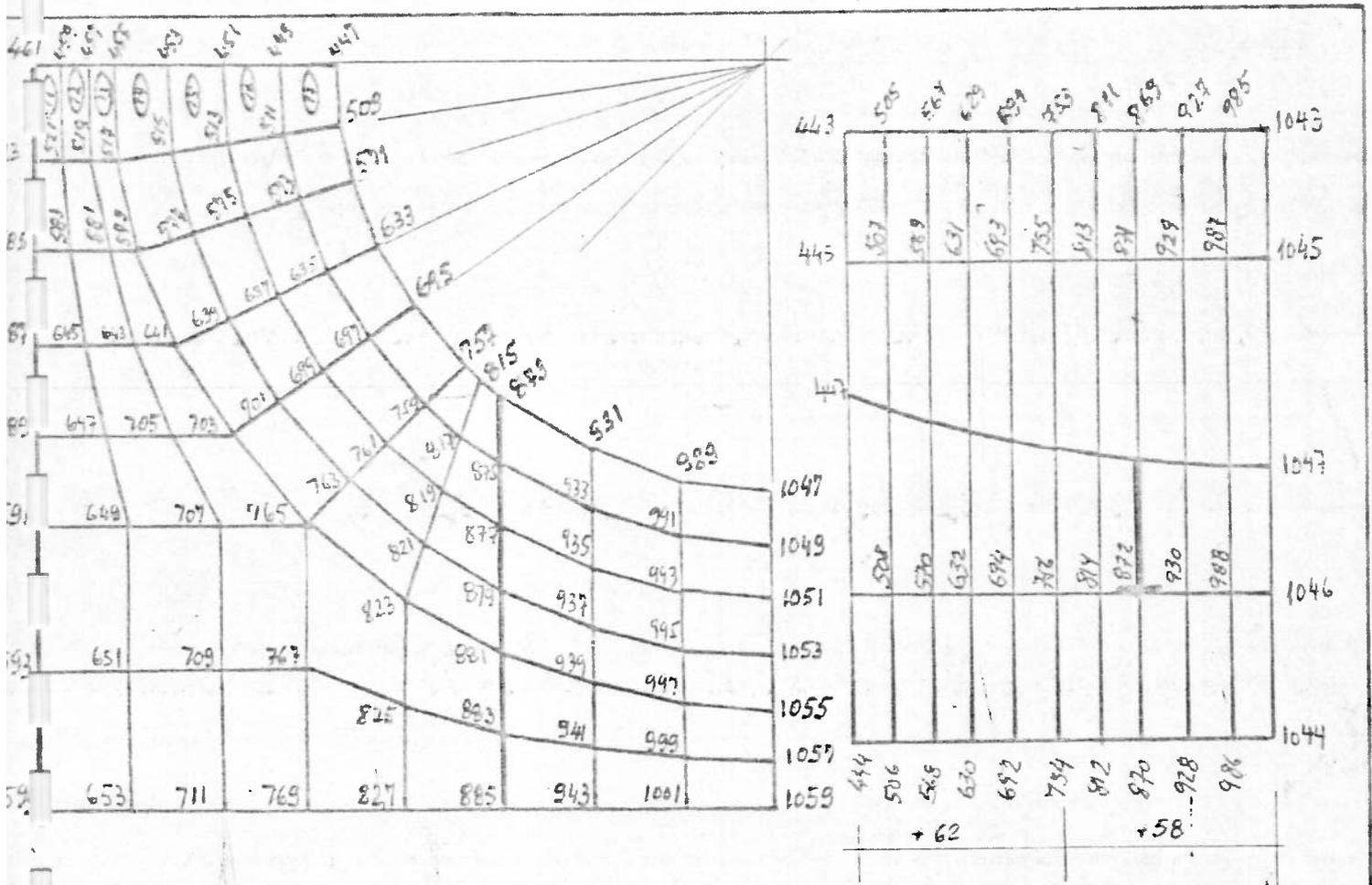
O método de análise de tensões através do programa NAVSAP, nos moldes em que foi conduzido, leva efetivamente a resultados adequados. Deve-se assinalar, entretanto, que a limitação de tempo de processamento imposta desde o início, se por um lado obrigou a que se buscasse uma técnica de numeração de nós mais eficiente, por outro lado não permite uma afirmação segura de que os máximos valores de tensões são aqueles calculados. Se as dimensões dos elementos de placa na região da escotilha forem convenientemente diminuídas, acredita-se que se possa chegar a resultados mais precisos, embora isto ocasione um maior tempo de processamento. A Figura 8.1 apresenta um esboço de uma nova discretização proposta para a análise deste problema, em que a numeração dos nós e de elementos foi mais otimizada, ainda, facilitando o trabalho de verificação e de geração. Deve ser observado que a numeração dos nós, na região da escotilha, parte desta para o casco e que a diferença fixa de 58, entre os nós, foi tomada em função do número de nós na "linha mais comprida" assinalada na figura, ou seja, referente a 27 nós (números ímpares), acrescidos dos 4 nós da escotilha.

Com relação a geração dos elementos de placa, deve ser observado que, a partir de determinado momento, próximo à escotilha, o parâmetro de geração deve ser alterado.

A busca de uma solução teórica para o problema de escotilhas em vasos de pressão deve ser conduzida com base no

trabalho de STANISIC (item 2.7), que apresenta uma solução com resultados coerentes, através da teoria de cascas e indica, ainda, a sequência em que deve ser elaborado um programa de computador para esse cálculo. As modificações para considerar a escotilha interceptando cavernas devem demandar algum estudo, a fim de permitir o estabelecimento de condições de contorno adequadas.

Por último, recomenda-se uma análise do colar de reforço ao redor da escotilha através do Método de Elementos Finitos, discretizando essa região em elementos de casca espessa.



9.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

As referências Bibliográficas foram divididas em:

- 9.1 - Referências Básicas: contendo principalmente os livros textos de caráter mais geral e os códigos de Projeto.
- 9.2 - Cilindros Reforçados: contendo as principais referências para o caso de pressão externa.
- 9.3 - Aberturas em Placas Planas e Cilindros: contendo as principais referências consultadas a respeito de concentração de tensões.
- 9.4 - Referências Adicionais: contendo em ordem alfabética, (com exceção das 4 últimas), as referências adicionais sobre aberturas em vasos de pressão, das quais, álgumas estão citadas nas referências obtidas, outras sô foram conseguidas recentemente, não tendo havido tempo hábil para uma análise mais detalhada.

9.1 - BÁSICAS

1. GANDOLFO, A.C.B. - "Elementos Finitos" - Apostila do Curso de Pós-graduação em Engenharia Naval, EPUSP, 1981.
2. FREITAS, Elcio Sã - "Notas de Aula" do Curso de Submersíveis - EPUSP, 1981.
3. PNA - "Principle of Naval Architecture"; Editado por John P. Comstock, Publicado pela SNAME, Cap. IV, Section 8 "Submarine Pressure Hull Design", 1967.
4. KRAUS, H. "Thin Elastic Shells" - Editado por John Wiley & Sons, New York, 1967.
5. ESTUDO TÉCNICO Nº186/1980 - Manual do Programa NAVSAP , ETCNSP, 1980.
6. PLANO ESTRUTURAL DE UM SUBMARINO TÍPICO
7. ASME - "Pressure Vessel Code", Section 8, Divisions 1 e 2, 1980.
8. ZIENKIEWICZ, O.C. - "The Finite Element Method", Mc Graw-Hill Book Co (UK) LTD., London, 1977.
9. BLODGETT, O.W. - "Design of Welded Structures" - The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Section 5.10, 1966.

- 9.2 - CILINDROS REFORÇADOS
10. DNV - Det Norske Veritas - Pressure Vessel Design, Section 4, 1980.
 11. GILL, S.S. - The Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessels Components, Pergamon Press, New York, 1970.
 12. HARVEY, J. F. - "Theory and Design of Modern Pressure Vessels"; 2nd Ed., Van Nostrand Reinhold Co., New York, 1974.
 13. TIMOSHENKO, S. & WOINOWSKY - KRIEGER, S. - "Theory of Plates and Shells" - McGraw-Hill Book Co., 2nd Ed., 1959.
 14. BICKELL, M.B. & RUIZ, C. - "Pressure Vessel Design and Analysis", ST. Martin's Press, New York, 1967.
 15. WINDENBURGH, D.F. - "Vessels under External Pressure - Theoretical and Empirical Equations Represented in Rules for the Construction of Unfired Pressure Vessels Subjected to a External Pressure" - Mechanical Engineering, 1937.
 16. VON MISES, R. - "The Critical External Pressure of Cylindrical Tubes under Uniform Radial and Axial Load" EMB Report n° 366, agosto de 1933.
 17. WINDENBURGH; D.F. & TRILLING, C. - "Collapse by Instability of Thin Cylindrical Shells under External Pressure - Transactions of the ASME, 1934.

18. TOKUGAWA, T. - "Model Experiments on the Elastic Stability of Closed and Cross-Stiffened Circular Cylinders under Uniform External Pressure", Proceedings of World Engineering Congress, Tokio, 1929 - referenciada no PNA.
19. ROSS, C.T.F. - "The Collapse of Ring - Reinforced Cylinders under Uniform External Pressure"; "The Instability of Ring - Stiffened Circular Cylindrical Shells under Uniform External Pressure"; "Elastic Instability of a Circular Cylinder of Varying Shell Thickness" - Transactions of the RINA, 1965.
20. SALERNO, V.L. & LEVINE, B - "General Instability of Reinforced Shells under Hydrostatic Pressure" - Polytechnic Institute of Brooklin Report nº189, Setembro de 1951.
21. KENDRICK, S. - "The buckling under External Pressure of Ring Stiffened Circular Cylinders, Transactions of the RINA, 1965; "Buckling of Multi-Bay Ring-Reinforced Cylindrical Shells Subject to Hydrostatic Pressure", Journal of Applied Mechanics, Vol. 20, Nº4, 1953.
22. NASH, W.A. - "General Instability of Ring Reinforced Shells Subject to Hydrostatic Pressure" - Proceedings of the 2nd U.S. National Congress of Applied Mechanics, Junho de 1954.

23. VON SANDEN, K & GUNTHER, K - The Strength of Cylindrical Shells, Stiffened by Frames and Bulkheads, under Uniform External Pressure on All Sides, DTMB Report T-38, Março 1952.
24. VITERBO, F.: "Sul Problema della Robustezza di Cilindri cavi rinforzati trasversalmente Sottoposti da ogni parte a pressione esterna" - L'Ingenere, Vol. 4, Julho 1930, Agosto 1930.
25. SALERNO, V.L. & PULOS, J.C. - "Axissymmetric Elastic Deformations and Stresses in a Ring-Stiffened, Perfectly Circular Cylindrical Shell under External Hydrostatic Pressure" DTMB Report nº 1497, Setembro de 1961.
26. WILSON, L.B. - "The Elastic Deformation of a Circular Cylindrical Shell Supported by Equally Spaced Circular Ring Frames under Uniform External Pressure" - "The Plastic Deformation, etc." - Transactions of the RINA 1966 e 1968.

9.3 - ABERTURAS EM PLACAS PLANAS E CILINDROS

27. CURSO DE ENGENHARIA DE SOLDAGEM - "Values and Significance of Localized Stresses in Various Members"- Depto. Engenharia Naval - EPUSP - 1972.

28. TAYLOR, H.J. & WATERS, E.O. - "The Effect of Openings in Pressure Vessels", Transactions of the ASME, 1934.
29. WATERS, E.O. - "Reinforcement of Openings in Pressure Vessels" - Welding Journal Research Supplement, 1958
30. BESKIN, L. - "Strengthening of Circular Holes in Plates under Edge Loads" - Transactions of the ASME n°66 , Setembro 1944.
31. LEVY, S., McPHERSON, A.E. & SMITH, F.C. - "Reinforcement of a Small Circular Hole in a Plane Sheet under Tension - Transactions of the ASME n°70, Junho 1948.
32. TATE, M.B. - "Stress Concentration around Circular Inserts in Cylindrical Shells" - Naval Ordnance Laboratory Report n° 1560, Março 1951 - referenciado no trabalho de referência 29.
33. HOFF, N.J. - "A Numerical Procedure for the Calculation of the Moments in Edge Reinforcements of Cutouts in Monocoques" - Transactions of the ASME n°65, Setembro 1943.
34. SCHOESSOW, G.J. & BROOKS, E.A - "Analysis of Experimental Data Regarding Certain Design Features of Pressure Vessels" - Transactions of the ASME, 1950.
35. HARDENBERGH, D.E. & ZAMRICK, S.Y. - "Experimental - Investigation of Stresses in Nozzles in Cylindrical Pressure Vessels" - Welding Research Council Bulletin n°89,

36. SEVEN, H.M - "Photoelastic Evaluation of PVRC Photoelastic Test Data of Reinforced Openings in Pressure Vessels" - Welding Research Council Bulletin n° 113, 1966.
37. TAYLOR, C.E. & LIND, N.C. - "Photoelastic Study of the Stresses Near Openings in Pressure Vessels" - Welding Research Council Bulletin n° 113, 1966.
38. MERSHON, J. L. - "Preliminary Evaluation of PVRC Photoelastic Test Data of Reinforced Openings in Pressure Vessels - Welding Research Council Bulletin n° 113, 1966 - PVRC Research on Reinforcement of Openings in pressure Vessels, Welding Research Council Bulletin n° 77, Maio 1962.
39. DURELLI, A.J. & PARKS, V.J. - "Stresses in Pressurized Circular Shells with Discontinuities, with or without Stiffeners" - Journal of Ship Research, SNAME, junho 1972.
40. DURELLI, A.J., PARKS, V.J., CHANDRASHEKHARA, K., NORGARD, J.S. - "Stresses in a Pressurized Ribbed Cylindrical Shell with a Reinforced Circular Hole Interrupting a Rib" - Journal of Engineering for Industry, novembro 1971.
41. DURELLI, A.J. et alii - "Stresses in a Pressurized Cylinder with a Hole" - Journal of Structural Division - ASCE, Vol 93, no. St5, Paper n° 5524, outubro 1967.

42. DURELLI, A.J., PARKS, V.J. & LEE, H.C. - "Stresses in a Perforated Ribbed Cylindrical Shell Subjected to Internal Pressure" - International Journal of Solids and Structures, Vol. 5, no. 6, junho 1969.
43. DURELLI, A.J., PARKS, V.J. & LEE, H.C. - "Stresses in a Pressurized Cylindrical Shell with two Unequal Diametrically Opposite Reinforced Circular Holes", Acta Mechanica, Vol. X, no. 3-4, 1970.
44. DURELLI, A.J., PARKS, V.J. & LEE, H.C. - "Stresses in a Pressurized Ribbed Cylindrical Shell with a Reinforced Hole" - Report to Naval Ship Research and Development Center, fevereiro 1969.
45. ERINGEN, A.C., NAGHDI, A.K. & THIEL, C.C. - "State of Stress in a Circular Cylindrical Shell with a Circular Hole" - Welding Research Council Bulletin nº 102,
46. KLINE, L.V., DIXON, R.C., JORDAN, N.V. & ERINGEN, A.C. - "Stresses in Pressurized Cylindrical Shells with Circular Cutout" - General Technology Corp. Technical Report 3-1, 1961.
47. NAGHDI, A.K. & ERINGEN, A.C. - "Stress Analysis of a Circular Cylindrical Shell with Circular Cutout" - General Technology Corp. Technical Report 3-2, 1963
48. KOH, S.L., THIEL, C.C. and ERINGEN A.C. - "Computation for Stress Concentration in a Circular Cylindrical Shell with Circular Cutout" - General Technology Corporation, Technical Report 3-3, 1963.

49. THIEL, C.C. and ERINGEN, A.C. - "Stress Concentration in a Capped Circular Cylindrical Shell with Circular Cylindrical Cutout" - General Technology Corporation Technical Report 3-4, 1963.
50. NAGHDI, A.K. and ERINGEN, A.C. - "An Approximate Expression for the Stress Concentration in a Cylindrical Shell with a Circular Cutout" - General Technology Corp. Technical Report 3-5, Agosto 1969.
51. ADAMS, N.J.I. - "Stress Concentration in a Cylindrical Shell Containing a Circular Hole" - Journal of Engineering for Industry, Novembro de 1971.
52. STANISIC, M.M., EULER, J.A., DOWELL, E.H. & ERINGEN, A.C. - "Stress Distribution in a Stiffened Circular Cylindrical Shell with a Circular Cutout under Hydrostatic Pressure" - General Technology Corporation Technical Report 7-1, NAVSHIPS Subproject SF 013. 3002, Task 1954, Agosto 1967.
53. PAN.K.C. & BECKETT, R.E. - "Stress and Displacement Analysis of a Shell Intersection" - Journal of Engineering for Industry, Maio 1970.
54. GANDOLFO, A.C.B., TANIGUCHI, C., MARTINEZ, M.A.B. & COUTO, E. - Calculation of Stress Concentration Factor (SCF) in Some Typical Tubular Joints in Offshore Platform Structures by Use of Finite Element Method - 1º Congresso Brasileiro de Offshore - 1980.

55. LEKKERKERKER, J.G. - "The Determination of Elastic Stresses Near Cylinder-to-Cylinder Intersections" - 1st International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology - Berlin 20-24 Setembro de 1971; Nuclear Engineering Design, Vol 20, 1972.
56. ERINGEN, A.C., NAGHDI, A.K., MAHMOOD, S.S., THIEL, C.C. & ARIMAN, J. - "Stress Concentration in Two Normally Intersecting Cylindrical Shells Subject to Internal Pressure" - Welding Research Council n° ignorado, ano ignorado.
57. HANSBERRY, J.W. & JONES, N. - "A Theoretical Study of the Elastic Behavior of Two Normally Intersecting Cylindrical Shells - Journal of Engineering for Industry, ASME, Agosto 1969.
58. GWALTNEY, R.C., CORUM, J.M. & GREENSTREET, W.L. "Effect of Fillets on Stress Concentrations in Cylindrical Shells with Step Changes in Outside Diameters - Journal of Engineering for Industry, ASME, Novembro 1971.
59. SCHNEIDER, R.N. & RODABAUGH, E.C. - "Derivation of Stress Intensification Factors for a Special, Contoured, Integrally Reinforced Branch Connection, - Journal of Engineering for Industry, ASME, Fevereiro de 1973.
60. MARKL, A.R.C & LOUISVILLE, KY - "Fatigue Tests of Piping Components" - Transactions of the ASME, 1952.

61. BLODGETT, O.W - "Design of Welded Structures" - The J. F. LINCOLN Foundation, Cleveland, Ohio, 1966.
62. TENNYSON, R.C - "The Effects of Unreinforced Circular Cutouts on the Buckling of Circular Cylindrical Shells under Axial Compression" - Journal of Engineering for Industry, ASME, Vol. 90, nº 14, Novembro de 1968.

9.4 - REFERÊNCIAS ADICIONAIS

63. ABRAMOWITZ, M & STEGUN, I.A., Editors - Handbook of Mathematical - Functions, National Bureau of Standards, 1964.
64. AKTAS, A. Z. - Stress Distribution Around Shell Openings, Journal of the Structural Division, Proc. of the American Society of Civ. Eng., Novembro de 1970.
65. BANI-AHMAD - "Pad Reinforcement of Openings in Spherical Shells" - M.Sc. Dissertation, Faculty of Technology, University of Manchester, Fevereiro 1975.
66. BARKOW, A.G. & HUSEBY, R.A. "Welded Tee Connections", Welding Research Council Bulletin Series nº 22, May 1955.
67. BERMAN, I. & PAI, D.H. - "An Experimental Investigation of Stresses in HY-80 Marine Boiler Drum", Welding Journal nº 41, Research Supplement, 1962.
68. BIJLAARD, P.P., DOHRMANN, R.J. & WANG, I.C. "Stresses in Junction of Nozzle to Cylinder Pressure Vessel for Equal Diameter of Vessel and Nozzle, "Nuclear Engineering and Design, Vol. 5, 1967.

69. BLAIR, J.S. - "Reinforcement of Branch Pieces" - Engineering Vol 162, 1946.
70. BROGAN, F.A. & STERN, P. - "Analysis of Stiffened Shells with Cutouts" - LMSC N-3M-69-1 Lockheed Palo Alto Research Laboratory, Agosto de 1969.
71. CARLSON, W.B. & Mc KEAN, J.D. - "Cylindrical Pressure Vessels Stress Systems in Plain Cylindrical Shells and in Plain and Pierced Drumheads" - Institution of Mechanical Engineers Proceedings, 169, 1955.
72. CHRISTIANSEN, S. & HANSEN, E. - "An integral Equation Formulation of Stress Concentration Problems in Circular Cylindrical Shells" - Paper presented at the XII th. Int. Congress of Applied Mechanics at Stanford University, California, 1968.
73. COTTAM, W.J. - and GILL, S.S. - "Experimental Investigation of the Behavior beyond the Elastic Limit of Flush Nozzles in Cylindrical Pressure Vessels" - International Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 8, N°3 , 1966
74. COON, M.D., GILL, S.S. & KITCHING, R. - "A Lower Bound to the Limit Pressure of a Cylindrical Pressure Vessel with an Unreinforced Hole" - International Journal of Mechanical Science, Vol. 9, 1967.

75. CLOUD, R.L & RODABAUGH, E.C. - "Approximate Analysis of the Plastic Limit Pressures of Nozzles in Cylindrical Shells" - Journal of Engineering for Power, ASME , Vol. 90, Serie A, Ano
76. CLOUD, R.L. - "The Limit Pressure of Radial Nozzles in Spherical Shells" - Nuclear Structural Engineering, Vol. 1, 1955.
77. CLARE, K.D. and GILL, S.S. - "Effect of Vessel Diameter Thickness Ratio on the Behavior Beyond the Elastic Limit of Flush Nozzles in Cylindrical Pressure Vessels; Experimental Investigation" - International Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 8, n° 4, 1966.
78. CRANCH, E.T. - "An Experimental Investigation of Stresses in the Neighborhood of Attachments to a Cylindrical Shell" - Welding Research Council Bulletin n° 60 , Maio de 1960.
79. DOUMA, T & LEKKERKERKER, J.G. - "A Computer Program in ALGOL-60 Treating Dynamic Boundary Conditions along the Boundary of a Circular Hole in a Tube". Lab. of Eng. Mechanics, Delft University of Technology Report n° 427, 1970.

80. DINNO, K.S. and GILL, S.S. - "The Limit Analysis of a Pressure Vessel Consisting of the Junction of a Cylindrical and Spherical Shells" - International Journal of Mechanical Science, Vol. 7, 1965.
81. DINNO, K.S. and GILL, S.S. - "Limit Pressure for a Protruding Nozzle in a Spherical Pressure Vessel" - Journal of Mechanical Science, Vol. 7, No 3, 1965.
82. DINNO, K.S. & GILL, S.S. - "An Experimental Investigation into the Plastic Behavior of Flush Nozzles in Spherical Pressure Vessels" - International Journal of Mechanical Science, Vol. 7, 1965.
83. DURELLI, A.J., PHILLIPS, E. & TSAO, C. - "An Introduction to Theoretical and Experimental Analysis of Stress and Strain, Mc Graw-Hill, 1958.
84. De HART, R.C. & GREIMANN, L.F. - "Penetrations in Shells under External Pressure", Journal of Engineering for Industry, ASME, Maio de 1970.
85. ELLYIN, F. - "An Experimental Study of Plastic Deformation of Cylinder/Sphere Intersecting Shells" University of Sherbrooke, Quebec, Canada, 1967.
86. ELLYIN, F & TURKKAN, N. - "Lower Bound to Limit Pressure of Nozzle-to-Cylindrical Shell Attachment" - ASME Paper 71, PVP-38, 1971.

87. ERBATUR, F. - "Limit Analysis of Cylinder - Cylinder Intersections", Ph.D. Thesis, University of Manchester, 1972.
88. ERINGEN, A.C., NAGHDI, A.K., MAHMOOD, S.S., THIEL, C.C. & ARIMAN, T. - "Analysis of Stress and Deformation in two Normally Intersecting Cylindrical Shells Subject to Internal Pressure" - General Technology Corporation Technical Report N°3-8 - Dezembro de 1965.
89. EVERETT, F.L. & Mc CUTCHAN, A. - "Investigation of Stress Conditions in a Full-Size Welded Branch Connection Transactions of the ASME, vol. 60, 1938.
90. FLUGGE, W - Handbook of Engineering Mechanics - Mc Graw-Hill, 1962.
FLUGGE, W - Stresses in Shells - Springer - Verlag , Berlin, 1960
91. GALLETLY, G.D - "Analysis of Discontinuity Stresses - Adjacent to a Central Circular Opening in a Hemispherical Shell" - David Taylor Model Basin Report n°870 , Maio de 1956.
92. GALLETLY, G.D. - "Influence Coefficients for Open-Crown Hemispheres" - ASME paper 59-SA-4

93. GILL, S.S. - "The Limit Pressure for a Flush Cylindrical Nozzle in Spherical Pressure Vessel" - International Journal of Mechanical Science, Vol. 6, 1964.
94. GILL, S.S. & LECKIE, F.A. - "Effect of Geometry Changes on the Application of Limit Analysis to Design of Pressure Vessel Nozzles" - International Journal of Mechanical Science, vol. 10, 1968.
95. GOODALL, I.W. - "On the Design of Intersections in Pressure Vessels, Ph.D. Thesis, Cambridge University, 1967.
96. GREEN, A.E. & ZERNA, W. - Theoretical Elasticity , Oxford University Press, 1954.
97. GROSS, N. - "Researches on Welded Pressure Vessels and Pipelines" - British Welding Journal, nº1(4) , Abril 1954.
98. GWALTNEY, R.C. - "Analytical Investigations of Compact Reinforcement for Radial Nozzles in Spherical Shells" Journal of Engineering for Industry . ASME, Novembro de 1971.
99. HARDENBERGH, D.E. & ZAMRICK, S.Y. - "Effects of External Loadings on Large Openings in a Cylindrical Pressure Vessel" - Welding Research Council Bulletin nº96 , Maio de 1964.

- 99.A HARDENBERG, D.E. - "Stresses in Contoured Openings of Pressure Vessels" - Welding Research Council Bulletin, n° ? , Junho de 1959.
100. HELLEN, T.K & MONEY, H.A. - "The Application of Three-Dimensional Finite Elements to a Cylinder-Cylinder Intersection-International Journal for Numerical Methods in Eng., Vol. 2, 1970.
101. HERMANN, L.R. and CAMPBELL, D.M. - "A Finite - Element Analysis of Thin Shells" - AIAA Journal Vol. 6 , N° 10, 1968.
102. HODGE, P.G. - "Full - Strength Reinforcement of a Cutout in a Cylindrical Shell" - Journal of Applied Mechanics, Vol. 31, n° 4, ASME, Vol. 86, Série E , 1964.
103. HOGAN, M.B. - A Survey of the Literature Pertaining to the Stress Distribution in the Vicinity of a Hole and the Design of Pressure Vessels" - Utah Eng. Exp. Sta. Bulletin n° 48, Agosto 1950.
104. HOLLISTER, S.C. - "Preliminary Report on Manhole Reinforcement private report to the Baboock and Wilcox Co., Fevereiro 1934..
105. HOLLISTER, S.C. & SCHOESSOW, G.J - "Stress Concentration at a Circular Hole in a Plate in Monaxial Tension Physical Review, 2nd series, 44 , Agosto 1933

106. HOUGHTON, D.S. & ROTHWELL, A. - "The Effect of Curvature on the Stress Concentration around Holes in Shells" - The College of Aeronautics, Cranfield, England, Report n° 156, Maio de 1962
107. HOUGHTON, D.S. - "Stress Concentration around Cutouts¹⁴ in a Cylinder". Journal of the Royal Aeronautical Society, Vol. 65, 1961
108. INGLIS, C.E. - Stresses Due to the Presence of Cracks and Sharp Corners Transactions of the Institute of Naval Architects (British), Vol LX, Pt I.
109. JACKSON, L.R. et alli - "Stresses in Unreinforced Branch Connections" - Battelle Memorial Institute, Columbus, Ohio, Setembro de 1953.
110. JESSOP, J.T., SWELL, C., and ALLISON, I.M. - "The Stress Concentration Factors in Cylindrical Tubes with Transverse Circular Holes" - The Aeronautical Quarterly, Vol. 10, 1959.
111. KANTOROVICH, L.V. & KRYLOV, V.I. - Approximate Methods of Higher Analysis" - P. Nordhoff, Ltd. Groningen, 1958.
112. KITCHING, R. & JONES, N. - "Effect of Bending Moments on Nozzles with Forged Transition Pieces" - Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers n°178 (Pt. 3J), 1963-1964.

113. KULKARNI, A.K., NEALE, K.W. & ELLYIN, F. - "Consistent Theories for Intersecting Shells" - Nuclear Engineering and Design, n° 35, 1975.
114. LECKIE, F.A. & PAYNE, D.J. - "Some observations on the Design of Spherical Pressure Vessel with Flush Cylindrical Nozzles" - Proceedings of Inst. of Mechanical Engrs., Vol. 180, Part I, 1965-1966.
115. LECKIE, F.A. & PENNY, R.K. - "Solution for Stresses at Nozzle in Pressure Vessel - Stress Concentration Factors for the Stresses at Nozzle Intersections in Pressure Vessels" - Welding Research Council Bulletin n°90, Settembre de 1963.
116. LEKKERKERKER, J.G. - "On the Stress Distribution in Cylindrical Shells Weakened by a Circular Hole, Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, 1965.
117. LEKKERKERKER; J.G. - "The Analytical Foundations of a Computer Program Treating General Boundary Conditions along the Edge of a Circular Hole in a Cylindrical Shell, Dept. of Mech. Eng., Delft University of Technology, Report WTHD N°20,1070.
118. LEKKERKERKER, J.G., & DOWELL, E.H. - "Stress Distribution in a Circular Cylindrical Shell with a Circular Reinforced Cutout under External Pressure" - General Technology Corporation Technical Report n°7-2 - Novembre de 1968 .

119. LIND, N.C. - "Plastic Analysis of Radial Outlets from Spherical Pressure Vessels" - Journal of Engineering for Industry, ASME, Vol. 86, Série B, 1964.
120. LIND, N.C. - "Approximate Stress - Concentration Analysis for Pressurized Branch Pipe Connections" - ASME Paper n°67 - WA PVP-7.
121. LOMACKY, O. - "A Summary of Submarine Structural Research - Part I, Cap. IX - Hull Penetrations" - Structural Mechanics Laboratory - Naval Ship Research and Development Center, Report n° 2309, Maio de 1967.
122. LOURYE, A.I. - "Concentration of Stresses in the Vicinity of an Aperture in the Surface of a Cylindrical Shell" ASTIA AD 250308, Nov. 1960.
123. LUR'E, A.I. - "Concentration of Stresses in the Vicinity of an Aperture in the Surface of a Circular Cylinder" Prike, Mat. I. Mech. Vol. 10, n° 3, 1946 - translated to English at N.Y. University, Inst. of Mathematics Sc., 1960.
124. MAYE, R.F. & HABIP, L.M. "Structural Analysis of Pressure Hulls - Rib Stiffened Cylindrical Shell with Reinforced Circular Penetration" - General Technology Corporation Technical Report n° 7-4, Dezembro de 1969.

125. MYINT, T., RADOCK, J.R.M. & WOLFSON, M. - "Numerical Stress Analysis of Circular Cylindrical Shells - Part III, A Variational Solution of the Intersection Problem, PIBAL Report 592, 1961.
126. NASH, W.A. - "Bibliography on Shells and Shell - Like Structures" - DTMB Report n°867, Nov. 1954.
127. NICHOLS, R.W. Editor - "Developments in Stress Analysis for Pressurized Components" - Applied Science Publishers Ltd., London, 1977.
128. PAINE, R.T - "Nozzles in Spherical Pressure Vessels - A Comparison of Pad and Integral Reinforcements" M.Sc. Thesis, Faculty of Technology, University of Manchester, April 1975.
129. PALUSAMY, S. & LIND, N.C. - "Influence of External Loads on Pressure Carrying Capacity of Outlet Connections" Journal of Engineering for Industry, ASME, Favereiro de 1973.
- 129a. PRINCE, N. & RASHIO, Y.R. - "Structural Analysis of Shell Intersections Proceedings of 1st International Conference on Pressure Vessel Technology, Delft and the Hague, 1969.

130. PETERSON, R.E. & WAHL, A.M. - "Two - and Three dimensional Cases of Stress Concentration and Comparison with Fatigue Tests" - Transactions of the ASME, Vol. 47 1925, Vol. 58, 1936.
131. REIDELBACH, W. - "The State of Stress at the Perpendicular Intersection of two Right Circular Tubes (in German). Ingr. - Arch, n°30, 1961
132. RILEY, W.F. - "Experimental Determination of Stresses Distributions in Thin Walled Cylindrical and Spherical Pressure Vessels with Circular Nozzles" - I.I.T Research Institute Report N° 6053, 1965.
133. ROBINSON, M. - "Lower Bound Limit Pressures for the Cylinder - Cylinder Intersection: a Parametric Survey, Winter Annual Meeting of the ASME, New York, Dezembro de 1876.
134. ROBINSON, M. & GILL, S.S. - A Lower Bound to the Limit Pressure of a Flush Oblique Cylindrical Branch in a Spherical Pressure Vessel" - International Journal of Mechanical Science, Vol. 14, 1972.
135. RODABAUGH, E.C. and ATTERBURY, T.J. - "Stresses at Nozzles in Cylindrical Shells Loaded with Pressure, Moment or Thrust" - Battelle Memorial Institute, Columbus Ohio, Dezembro de 1967.

136. RODABAUGH, E.C. et Alli - "Evaluation of Experimental and Theoretical Data on Radial Nozzles in Pressure Vessels", TID-24342, US Atomic Energy Commission, Division of Technical Information, Phase Report nº5, ano ?.
137. RODABAUGH, E.C. & GEORGE, H.H. - Design and Strength of Welded Pipe Line Branch Connections - Committee on Pipelines of the Constructions Division of the ASCE, Outubro 1956.
138. ROSE, R.T. - "Stress Analysis on Nozzle in Thin-Walled Cylindrical Pressure Vessels" - British Welding Research Association Report nº D3/22/63.
139. ROSE, R.T. - "New Design Method for Pressure Vessel Nozzles" - The Engineer, Vol. 214, 1962
140. Tri-axial Ellipsoidal Cavity" - Journal of Applied Mechanics, Vol. 71, 1949.
141. SAVIN, G.N. and GUZ', A.N. - "On the State of Stress near Curvilinear Holes in Shells" - National Aeronautics and Space Administration (NASA) Technical Translation F-423, Maio 1966.
142. SAVIN, G.N. - "Stress Distributions around Holes. NASA TT F-607 Novembro de 1970; Series of Monographs in Aeronautical and Astronautics, Pergamon Press, 1961.

143. SAVIN, G.N. - "Stress Distributions around Holes NASA TT F-607 Novembro de 1970; Series of Monographis in Aeronautics and Astronautics, Pergamon Press, 1961.
144. SCHOESSOW, G.J - "Reinforcement of Large Openings in Thin Shells - Thesis n° 7860 for Degree of M.Sc. in Mech. Eng., Purdue University, Junho 1933.
145. SCHOESSOW, J. & RANGARAJAN, P. - "Upper Bounds to Limit Pressures of Branch - Pipe Tee Connections", Proceedings of 1st International Conference on Pressure Vessel Technology, Delft, Netherlands, Part - I, 1969.
146. SIEBEL, E. & SCHWAIGERER, S - "Recent Investigations of Tanks and Boiler Components" - Translated from the "Forschung aufdem Gebiete des Ingenieurwesens, Serie B, n°8, Jan-Fev 1940, Forshungshelf 400.
147. STARNES, J.H. - "The effect of a Circular Hole on the Buckling of Cylindrical Shells - P.H.D. Thesis, California Institute of Technology 1970.
148. STAWELL, E.Z. - "Stress and Strain Concentration at a Circular Hole in an Infinite Plate" - NACA Technical Note n°2073, Abril 1950.
149. TATE, M.B. - "Stress Concentration around Circular Inserts in Cylindrical Shells" - Naval Ordnance Laboratory Report n° 1560, Março 1951.

150. TATE, M.B. - "Stress Concentration around Circular Inserts in Spherical Shells" - Naval Ordnance Laboratory, Report n° 1561, Março 1951.
151. TAYLOR, C.E. & SCHWEIKER, J.W., "A Three-Dimensional Photoelastic Investigation of the Stresses Near a Reinforced Opening in a Reactor Pressure Vessel" - SESA Proceedings Vol XVII, N° 1, 1959
152. TENNYSON, R.C. "An Experimental Investigation of the Buckling of Circular Cylindrical Shells in Axial Compression Using the Photoelastic Technique" - Univ. of Toronto Institute for Aerospace Studies, UTIAS Report N°102, Nov. 1964.
153. TIMOSHENKO, S. - "On Stresses in a Plate with a Circular Hole - Journal of the Franklin Institute, Vol. 197, 1924.
154. TOPRAC, A.A - "Stress at Intersection of Tubes: Cross and T-Joints" - Journal of Petroleum Technology Vol. 19, N°5, 1967.
155. VAN CAMPEN, D.H. - "Mechanical and Thermal Stresses in Cylinder-to-Cylinder Intersection, of Equal or nearly Equal Diameters" - Proceedings of 1st Conf. on Pressure Vessel Technology, Delft and the Hague, 1969

156. VAN CAMPEN, D.H. & SPAAS, H.A.C.M. - "On the Stress Distribution in Nozzle-to-Cylinder Connections for Small Diameter Ratios" - Lab. of Nuclear Engineering, Delft University of Technology, 1971.
157. VAN DYKE, P. - "Stresses about a Circular Hole in a Cylindrical Shell", A.I.A.A, Journal, Vol. 3, N° 9, Setembro de 1965.
158. VASARHELYI, D. & HECHTMAN, R.A - "Welded Reinforcement of Openings in Structural Steel Members - Welding Journal Research Supplement, n°16, Abril 1951.
159. WELLS, A.A., LANE, P.R.H. and ROSE, R.T. - "Stress Analysis of Nozzles in Cylindrical Pressure Vessels" - Proceedings of Symposium on Vessel Research Pressure Towards Better Design, publicado pelo Inst. of Mechanical Engineers, Londres, 1962.
160. WEMPNERG, TALASLIDIS, D. & HWANG, C.M. - "A Simple and Efficient Approximation of Shells via Finite Quadrilateral Elements" - Journal of Applied Mechanics, ASME, Vol. 49, Março 1982.
161. WITHUM, D. - "The Cylindrical Shell with a Circular Hole under Torsion" - Ingl. - Arch. Vol 26, 1958.

162. YAMAMOTO, Y. et Alli - "Stress Analysis of Normally Intersecting Cylindrical Shells under Internal Pressure" - Conference of Japan Society of Mechanical Engineers, 1967.
163. RUIZ, C & CHUKWUJEKWU, S.E. - "Limit Analysis Design of Ring Reinforced Radial Branches in Cylindrical and Spherical Vessels" - International Journal of Mechanical Sciences, n°9, 1967.
164. MONEY, H.A. - "A Proposal for the Design of Flush Cylinder - Cylinder Intersections to Withstand Pressure" - C.E.G.B. Report RD/B/N 1061, Fav. 1968.
165. LANGER, B.F. - "PVRC Interpretive Report of Pressure Vessel Research" - WRC Bulletin n°95, Abril 1964.
166. STEPANEK, S. - "Stress Concentrations in the Nozzle Ring of a Pressure Vessel" - Nuclear Structural Engineering, n°2, North Holland Publishing Co., Amsterdam, 1965.