

UNESP

Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá

2004



***"Tensões Localizadas em Cascas
Esféricas e Cilíndricas Devidas a
Cargas Externas Aplicadas
em Bocais de Processo"***

CARLOS EVANY PINTO

256



CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

TENSÕES LOCALIZADAS EM CASCAS
ESFÉRICAS E CILÍNDRICAS DEVIDAS A
CARGAS EXTERNAS APLICADAS EM
BOCAIS DE PROCESSO

CARLOS EVANY PINTO

Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade Estadual
Paulista, para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica na
Área de Projetos e Materiais.

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ

BIBLIOTECA

Orientador: Prof. Dr. Celso Pinto Morais Pereira

1110000628



Guaratinguetá
2004

628

00628



Data: 24/8/06
Valor: 20,00
C/D/T: D

P659t Pinto, Carlos Evany
Tensões localizadas em cascas esféricas e cilíndricas devidas a cargas externas aplicadas em bocais de processo / Carlos E. Pinto.-
Guaratinguetá : [s.n.], 2004
147f.: il.

Bibliografia: f. 108-109
Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2004
Orientador: Prof. Dr. Celso Pinto Morais Pereira

1. Bocais de processo, vasos de pressão. 2. Tensões localizadas
I. Título

CDU 620.172(043)

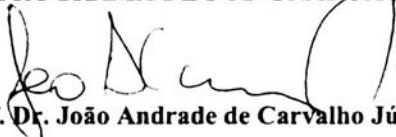
**“TENSÕES LOCALIZADAS EM CASCAS ESFÉRICAS E CILÍNDRICAS
DEVIDAS A CARGAS EXTERNAS
APLICADAS EM BOCAIS DE PROCESSO”**

CARLOS EVANY PINTO

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

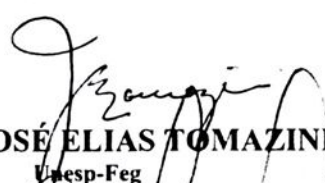
**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS E MATERIAIS**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. CELSO PINTO MORAIS PEREIRA
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
Unesp-Feg


Prof. Dr. ANSELMO MONTEIRO ILKIU
UNITAU

Dezembro de 2004

DADOS CURRICULARES

CARLOS EVANY PINTO

NASCIMENTO 09/12/1972, TAUBATÉ – SP

FILIAÇÃO Benedito Evany Pinto
Maria Pião Pinto

1990/1994 Curso de Graduação – Engenharia Mecânica
Universidade de Taubaté, Taubaté – SP



de modo especial, aos meus pais Evany e Maria, que com muito carinho, apoio e incentivo, tornaram-me o cidadão e profissional que hoje sou.



AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, pela oportunidade de estar concluindo mais uma etapa desta vida, pela minha habilidade no campo das exatas, pela família que me deste e por todas as pessoas que contribuíram para o meu enriquecimento profissional e humano.

Ao *Professor Benedito Evany Pinto*, meu pai, responsável pelos primeiros ensinamentos da Matemática na minha vida e que até hoje são utilizados nos desenvolvimentos de meu trabalho.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Celso Pinto Moraes Pereira*, pela orientação, incentivo, dedicação e auxílio no desenvolvimento deste trabalho da melhor forma possível.

Ao Professor de Engenharia, amigo de trabalho e de todas as horas, *Mestre Antonio Carlos Tonini*, pela sua confiança depositada na minha pessoa e pelo constante incentivo e auxílio na minha vida profissional.

A todos que diretamente ou indiretamente contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

Às secretárias da pós-graduação *Regina* e *Elisa* pela dedicação e presteza no atendimento.

A *Alstom Brasil Ltda*, pela oportunidade e pelo incentivo a qualificação profissional de seus empregados, e pelos dados utilizados neste trabalho.



“A única vontade de Deus
é a evolução humana”

Pitágoras

PINTO, C. E., *Tensões localizadas em cascas esféricas e cilíndricas devidas a cargas externas aplicadas em bocais de processo*, Guaratinguetá, 2004, 147 p., Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

RESUMO

Em equipamentos de processo, e em particular, nos equipamentos petroquímicos (vasos de pressão) destinados ao refino e processamento de petróleo e seus derivados, uma grande quantidade de acessórios específicos denominados bocais (ou conexões) são devidamente instalados para garantir a melhor performance e controle do processo. Em razão das aberturas (furos) realizadas nas cascas (esféricas ou cilíndricas) em sua posição de instalação, estes acessórios, por si só, são uma fonte significativa de concentração de tensões quando o equipamento se encontra em operação (sob pressão). Adicionalmente a estas condições desfavoráveis, outras tensões oriundas do próprio processo e projeto da instalação como um todo, estão presentes durante a operação, cuja consequência, quando desprezadas, é a possibilidade de causar efeitos indesejáveis e desastrosos, entre estes, o comprometimento da integridade estrutural do equipamento. Desta forma, o objetivo deste trabalho é avaliar as tensões resultantes em vasos de pressão devidas a cargas externas aplicadas em bocais de processo, através da comparação e validação de resultados obtidos por recursos analíticos existentes (critérios de cálculo) com a análise por elementos finitos. Programas específicos de análise de tensões serão utilizados para obtenção destes resultados.

PALAVRAS-CHAVE: bocais de processo, vasos de pressão, tensões localizadas.



PINTO, C. E., Local stresses in spherical and cylindrical shells due to external loads applied in process nozzles, Guaratinguetá, 2004, 147 p., Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

ABSTRACT

In process equipments, and in matter, in the petrochemical equipments (pressure vessels) destined to the refine and processing of petroleum and its derived, a great amount of specific accessories denominated nozzles (or connections) is properly installed to guarantee the best performance and process control. In reason of the openings (holes) accomplished in the shells (spherical or cylindrical) in its installation position, these accessories, by itself, are a significant source of stress concentration when the equipment is in operation (under pressure). Additionally to these unfavorable conditions, other stresses originating from of the own process and installation design as a whole, are present during the operation, whose consequence, when despised, is the possibility to cause undesirable and disastrous effects, among these, the compromising of the structural integrity of the equipment. This way, the objective of this work is to evaluate the resulting stresses in pressure vessels due to applied external loads in process nozzles, through the comparison and validation of results obtained by existent analytical resources (calculation criteria) with the finite elements analysis. Specific softwares of stress analysis will be used for obtaining of these results.

KEYWORDS: process nozzles, pressure vessels, local stresses.



SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

1. APRESENTAÇÃO DO TRABALHO	01
1.1. INTRODUÇÃO	01
1.2. OBJETIVO	01
1.3. DISCUSSÃO DOS FENÔMENOS FÍSICOS PRESENTES DURANTE A OPERAÇÃO	02
1.4. RECURSOS DE ANÁLISE ATUALMENTE EXISTENTES	03
1.5. DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS	06
2. EQUIPAMENTOS PETROQUÍMICOS E SUAS GENERALIDADES	07
2.1. DADOS HISTÓRICOS	07
2.2. ESTRUTURAÇÃO DOS CÓDIGOS ASME	08
2.3. ESTRUTURAÇÃO DO CÓDIGO ASME, SEÇÃO VIII, DIVISÃO 1	09
2.4. ALGUMAS CONSIDERAÇÕES DE PROJETO CONFORME PARTE UG	10
2.5. TIPOS DE VASOS DE PRESSÃO E SEUS ACESSÓRIOS	12
2.6. FABRICAÇÃO, TRANSPORTE E MONTAGEM DE VASOS DE PRESSÃO	19
2.7. CÁLCULO DE CASCAS SUBMETIDAS A PRESSÃO INTERNA	26
2.7.1. CONCEITOS BÁSICOS	26
2.7.2. TENSÕES DE MEMBRANA	30
2.7.3. CASCAS CILÍNDRICAS	32
2.7.4. CASCAS ESFÉRICAS	34
3. REFORÇO DE ABERTURAS EM CASCAS ESFÉRICAS E CILÍNDRICAS ..	35
3.1. INTRODUÇÃO	35
3.2. CÁLCULO DO PESCOÇO DE BOCAIS	40
3.3. CÁLCULO DO REFORÇO DE BOCAIS DEVIDO A PRESSÃO INTERNA	43
3.4. CÁLCULO DO REFORÇO DE BOCAIS DEVIDO A PRESSÃO EXTERNA	50
4. TENSÕES EM CASCAS ESFÉRICAS E CILÍNDRICAS (BOLETIM WRC- 107) – EQUAÇÃO GERAL	51
4.1. DADOS HISTÓRICOS	51
4.2. SOBRE O WRC (WELDING RESEARCH COUNCIL)	53
4.3. SOBRE O PROF. P. P. BIJLAARD	53
4.4. EQUAÇÃO GERAL	54



5. TENSÕES EM CASCAS ESFÉRICAS	56
5.1. CONVENÇÃO DE SINAIS	56
5.2. PARÂMETROS	60
5.2.1. PARÂMETRO DA CASCA (U)	60
5.2.2. PARÂMETROS DO BOCAL (Y, ρ)	61
5.3. CÁLCULO DAS TENSÕES	61
5.3.1. TENSÕES RESULTANTES DA FORÇA RADIAL P	62
5.3.1.1. TENSÃO (σ_x)	62
5.3.1.2. TENSÃO (σ_y)	63
5.3.2. TENSÕES RESULTANTES DA CARGA MOMENTO M	64
5.3.2.1. TENSÃO (σ_x)	64
5.3.2.2. TENSÃO (σ_y)	65
5.3.3. TENSÕES RESULTANTES DO MOMENTO DE TORÇÃO M_T	65
5.3.4. TENSÕES RESULTANTES DA FORÇA CORTANTE V	66
5.3.5. TENSÕES RESULTANTES DE CARREGAMENTOS ARBITRÁRIOS	66
6. TENSÕES EM CASCAS CILÍNDRICAS	68
6.1. CONVENÇÃO DE SINAIS	68
6.2. PARÂMETROS	72
6.2.1. PARÂMETRO DA CASCA (γ)	72
6.2.2. PARÂMETRO DO BOCAL (β)	73
6.3. CÁLCULO DAS TENSÕES	73
6.3.1. TENSÕES RESULTANTES DA FORÇA RADIAL P	74
6.3.1.1. TENSÃO CIRCUNFERENCIAL (σ_ϕ)	74
6.3.1.2. TENSÃO LONGITUDINAL (σ_x)	75
6.3.2. TENSÕES RESULTANTES DO MOMENTO CIRCUNFERENCIAL M_C	76
6.3.2.1. TENSÃO CIRCUNFERENCIAL (σ_ϕ)	76
6.3.2.2. TENSÃO LONGITUDINAL (σ_x)	77
6.3.3. TENSÕES RESULTANTES DO MOMENTO LONGITUDINAL M_L	77
6.3.3.1. TENSÃO CIRCUNFERENCIAL (σ_ϕ)	77
6.3.3.2. TENSÃO LONGITUDINAL (σ_x)	78
6.3.4. TENSÕES RESULTANTES DO MOMENTO DE TORÇÃO M_T	78
6.3.5. TENSÕES RESULTANTES DAS FORÇAS CORTANTES V_C E V_L	79
6.3.6. TENSÕES RESULTANTES DE CARREGAMENTOS ARBITRÁRIOS	79

7. ANÁLISE DE TENSÕES E AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS	81
7.1. INTRODUÇÃO	81
7.2. SOBRE O PROGRAMA COMPRESS	82
7.3. SOBRE O PROGRAMA ANSYS	83
7.4. DADOS DO COMPONENTE A SER ANALISADO	84
7.5. RESULTADOS OBTIDOS PELO PROGRAMA COMPRESS.....	87
7.6. RESULTADOS OBTIDOS PELO PROGRAMA ANSYS	92
8. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	105
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	108
APÊNDICE A LISTA DE CURVAS ADIMENSIONAIS PARA CASCAS	
ESFÉRICAS.....	110
APÊNDICE B LISTA DE CURVAS ADIMENSIONAIS PARA CASCAS	
CILÍNDRICAS	131

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esforços máximos admissíveis em bocais de bombas	04
Figura 2.1 – Considerações sobre temperatura de projeto	10
Figura 2.2 – Vasos de pressão cilíndricos verticais	12
Figura 2.3 – Vaso de pressão cilíndrico horizontal.....	13
Figura 2.4 – Vaso de pressão esférico.....	13
Figura 2.5 – Alguns tipos de bocais em vasos de pressão	15
Figura 2.6 – Alguns tipos de bocas de visita	16
Figura 2.7 – Curvas de pressões admissíveis x temperatura para flanges de aço-carbono forjado conforme ASME B16.5	17
Figura 2.8 – Tipos de flanges.....	18
Figura 2.9 – Fabricação de vaso de pressão $\varnothing$ interno = 920 mm	20
Figura 2.10 – Fabricação de vaso de pressão $\varnothing$ interno = 2300 mm	21
Figura 2.11 – Fabricação de vaso de pressão $\varnothing$ interno = 2600 mm	21
Figura 2.12 – Transporte de parte de vaso de pressão (trecho intermediário).....	22
Figura 2.13 – Transporte de parte de vaso de pressão (trecho superior)	22
Figura 2.14 – Transporte de torre de processo.....	23
Figura 2.15 – Transporte de vaso de pressão.....	23
Figura 2.16 – Seqüência de montagem de uma seção de um equipamento (a @ f) 25	
Figura 2.17 – Superfície de revolução submetida a pressão interna.....	26
Figura 2.18 – Forças de tração “ $t \cdot ds_2 \cdot \sigma_1$ ” na direção do meridiano.....	27
Figura 2.19 – Tensão de membrana circunferencial (σ_C)	30
Figura 2.20 – Tensão de membrana longitudinal (σ_L).....	31
Figura 3.1 – Efeito da concentração de tensões de aberturas em cascas	35
Figura 3.2 – Alguns tipos de reforços em aberturas	38
Figura 3.3 – Raios de adoçamento (r_1 e r_2)	39
Figura 3.4 – Reforço de bocais na forma simplificada	44
Figura 3.5 – Reforço de bocais conforme código ASME (UG-37).....	47
Figura 3.6 – Valores do fator “F”	48
Figura 3.7 – Fator “F” em função de θ conforme código ASME (UG-37).....	49

Figura 5.1 – Tipos de carregamento aplicados no bocal em casca esférica.....	56
Figura 5.2 – Força radial de compressão (P) aplicada em casca esférica	57
Figura 5.3 – Carga momento (M) aplicada em casca esférica	58
Figura 6.1 – Tipos de carregamento aplicados no bocal em casca cilíndrica	68
Figura 6.2 – Força radial de compressão (P) aplicada em casca cilíndrica	69
Figura 6.3 – Carga momento (M) aplicada em casca cilíndrica	70
Figura 7.1 – Geometria e dimensões.....	85
Figura 7.2 – Convenção de sinais positivos de carregamentos e deslocamentos, valores dos respectivos carregamentos	86
Figura 7.3 – Interface do programa COMPRESS com o usuário.....	87
Figura 7.4 – Elemento “Shell 93” do programa ANSYS	93
Figura 7.5 – Condições de contorno do modelo	93
Figura 7.6 – Modelo feito no programa ANSYS.....	94
Figura 7.7 – Tensões primárias (superfície média) (kgf/cm ²) (caso 1).....	95
Figura 7.8 – Tensões primárias + secundárias (superfície externa) (kgf/cm ²) (caso 1).....	96
Figura 7.9 – Tensões primárias + secundárias (superfície interna) (kgf/cm ²) (caso 1).....	96
Figura 7.10 – Tensões primárias (superfície média) (kgf/cm ²) (caso 2).....	98
Figura 7.11 – Tensões primárias + secundárias (superfície externa) (kgf/cm ²) (caso 2).....	99
Figura 7.12 – Tensões primárias + secundárias (superfície interna) (kgf/cm ²) (caso 2).....	99
Figura 7.13 – Tensões primárias (superfície média) (kgf/cm ²) (caso 3).....	102
Figura 7.14 – Tensões primárias + secundárias (superfície externa) (kgf/cm ²) (caso 3).....	103
Figura 7.15 – Tensões primárias + secundárias (superfície interna) (kgf/cm ²) (caso 3).....	103
Figura A.1 – Tensões devidas a carga radial P (SP-1).....	111
Figura A.2 – Tensões devidas a carga radial P (SP-2).....	112
Figura A.3 – Tensões devidas a carga radial P (SP-3).....	113

Figura A.4 – Tensões devidas a carga radial P (SP-4).....	114
Figura A.5 – Tensões devidas a carga radial P (SP-5).....	115
Figura A.6 – Tensões devidas a carga radial P (SP-6).....	116
Figura A.7 – Tensões devidas a carga radial P (SP-7).....	117
Figura A.8 – Tensões devidas a carga radial P (SP-8).....	118
Figura A.9 – Tensões devidas a carga radial P (SP-9).....	119
Figura A.10 – Tensões devidas a carga radial P (SP-10).....	120
Figura A.11 – Tensões devidas ao momento M (SM-1).....	121
Figura A.12 – Tensões devidas ao momento M (SM-2).....	122
Figura A.13 – Tensões devidas ao momento M (SM-3).....	123
Figura A.14 – Tensões devidas ao momento M (SM-4).....	124
Figura A.15 – Tensões devidas ao momento M (SM-5).....	125
Figura A.16 – Tensões devidas ao momento M (SM-6).....	126
Figura A.17 – Tensões devidas ao momento M (SM-7).....	127
Figura A.18 – Tensões devidas ao momento M (SM-8).....	128
Figura A.19 – Tensões devidas ao momento M (SM-9).....	129
Figura A.20 – Tensões devidas ao momento M (SM-10).....	130
Figura B.1 – Momento $M_\phi / [(M_C / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_C (1A)	132
Figura B.2 – Momento $M_x / [M_C / (R_m \cdot \beta)]$ devido a M_C (2A).....	133
Figura B.3 – Força de Membrana $N_\phi / [M_C / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_C (3A).....	134
Figura B.4 – Força de Membrana $N_x / [M_C / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_C (4A).....	135
Figura B.5 – Momento $M_\phi / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L (1B).....	136
Figura B.6 – Momento $M_\phi / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L (1B-1).....	137
Figura B.7 – Momento $M_x / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L (2B).....	138
Figura B.8 – Momento $M_x / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L (2B-1).....	139
Figura B.9 – Força de Membrana $N_\phi / [M_L / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_L (3B)	140
Figura B.10 – Força de Membrana $N_x / [M_L / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_L (4B)	141
Figura B.11 – Momento M_ϕ / P devido a P (1C)	142
Figura B.12 – Momento M_x / P devido a P (1C-1)	143
Figura B.13 – Momento M_x / P devido a P (2C)	144

Figura B.14 – Momento M_ϕ / P devido a P (2C-1)	145
Figura B.15 – Força de Membrana $N_\phi / (P / R_m)$ e $N_x / (P / R_m)$ devida a P (3C) ...	146
Figura B.16 – Força de Membrana $N_x / (P / R_m)$ e $N_\phi / (P / R_m)$ devida a P (4C) ...	147

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Esforços máximos admissíveis em bocais de processo de vasos de pressão.....	05
Tabela 3.1 – Dimensões de tubos conforme ANSI/ASME B36.10M	42
Tabela 5.1 – Convenção de sinais para tensões resultantes em cascas esféricas.....	59
Tabela 5.2 – Folha de cálculo para tensões localizadas em cascas esféricas.....	67
Tabela 6.1 – Convenção de sinais para tensões resultantes em cascas cilíndricas ..	71
Tabela 6.2 – Folha de cálculo para tensões localizadas em cascas cilíndricas.....	80
Tabela 7.1 – Tensões de membrana (P_L) conforme cálculo analítico (COMPRESS)	91
Tabela 7.2 – Tensões combinadas ($P_L + P_b$) conforme cálculo analítico (COMPRESS)	91
Tabela 7.3 – Tensões com espessura da chapa de reforço igual a 19,4 mm conforme ANSYS	101
Tabela 7.4 – Tensões com espessura da chapa de reforço igual a 75 mm conforme ANSYS	101
Tabela 7.5 – Tensões com a aplicação dos carregamentos externos conforme ANSYS.....	104

CAPÍTULO 1 – APRESENTAÇÃO DO TRABALHO

1.1. Introdução

Em equipamentos de processo, e em particular, nos equipamentos petroquímicos (vasos de pressão), as aberturas (furos) realizadas nas cascas (paredes) esféricas e cilíndricas para instalação de bocais de processo, por si só, são uma fonte significativa de concentração de tensões quando o equipamento se encontra em operação (sob pressão).

Adicionalmente a estas condições desfavoráveis, outras tensões oriundas do próprio processo e projeto da instalação (tubulação) como um todo, estão presentes durante a operação, cuja consequência, quando desprezadas, é a possibilidade de causar efeitos indesejáveis e desastrosos, entre estes, o comprometimento da integridade estrutural do equipamento.

1.2. Objetivo

Algumas vezes, o projeto de um bocal de processo possui características particulares de dimensões e carregamentos que extrapolam as condições usualmente encontradas. Neste caso, é necessária uma avaliação mais criteriosa destas condições no que diz respeito a:

- concentração de tensões devido a relação de diâmetros do bocal e do equipamento ser maior do que o estabelecido em norma;
- avaliação das tensões resultantes da aplicação de carregamentos externos.

Desta forma, o objetivo deste trabalho é avaliar as tensões nas regiões de interface de cascas esféricas e cilíndricas com bocais de processo, resultantes da aplicação de cargas externas nestes bocais, através da comparação e validação de resultados obtidos por recursos analíticos existentes (critérios de cálculo) com a



análise por elementos finitos. Programas de computador específicos de análise de tensões serão utilizados para obtenção destes resultados.

1.3. Discussão dos Fenômenos Físicos presentes durante a Operação

Nos equipamentos de processo, quando um tubo (mesmo sendo curto), constituinte de um sistema de tubulação for submetido a uma variação de temperatura sofrerá uma variação de comprimento. Se o mesmo estiver livre, essa variação será também livre e não se desenvolverão tensões internas nem reações. Mas se o tubo estiver fixado de alguma forma, aparecerão tensões internas no tubo e reações nos pontos de fixação, em consequência da restrição imposta à livre dilatação do tubo. Essas tensões serão tanto maiores quanto mais rígida for a fixação (Telles, 1979).

Deve-se notar que os mesmos fenômenos ocorrerão em sentido inverso, quando a tubulação for submetida a uma diminuição de temperatura, em lugar de um aquecimento. Nesse caso o esforço sobre o tubo será uma tração, correspondente à redução de comprimento que o tubo teria. O resfriamento de tubulações é bem mais raro do que o aquecimento, e as diferenças de temperatura costumam ser também menores (Telles, 1979). Contudo, todos os fenômenos presentes durante a operação do sistema devem ser analisados caso a caso com extremo cuidado.

Desta forma, em adição à concentração de tensões em aberturas de cascas esféricas e cilíndricas induzidas pela pressão interna de operação, os efeitos das tensões localizadas devidas a carregamentos externos agindo em bocais de processo e acessórios estruturais soldados ao vaso, tais como, suportes de escadas, plataformas e tubulações devem ser avaliados (Bednar, 1986).

De magnitude considerável, estas tensões podem ser uma fonte de falhas se o reforço não for apropriado (Bednar, 1986). As falhas podem ser desde vazamentos e fugas internas em tubulações, desgaste excessivo de gaxetas, como também ruptura ou deformação excessiva das partes constituintes do equipamento.



Em equipamentos hidromecânicos com peças em movimentos, tais como, bombas, compressores, turbinas etc, problemas similares podem ocorrer, incluindo desgaste excessivo de mancais, buchas e gaxetas, ou mesmo empenos de eixos e hastes. O problema ainda se torna mais sério com as máquinas que possuem carcaças em ferro fundido, que podem sofrer trincas ou fraturas. Tratando-se de compressores ou turbinas importantes, que são os casos mais críticos no que se refere a esforços sobre os bocais, é indispensável que o fabricante indique os valores máximos admissíveis destes esforços, para que seja possível manter a sua responsabilidade sobre a máquina (Telles, 1979).

Em geral, as tensões resultantes dessas deformações decrescem com o tempo por um fenômeno semelhante ao relaxamento espontâneo das tubulações quentes. A situação pode, entretanto, tornar-se crítica em equipamentos sujeitos a um grande número de ciclos sucessivos de aquecimento e resfriamento, porque a alternância de deformações pode causar trincas por fadiga (Telles, 1979).

1.4. Recursos de Análise atualmente existentes

Uma análise teórica completa das tensões resultantes nas interfaces de cascas esféricas e cilíndricas com bocais, que são as “ancoragens” das tubulações, é muito complicada, e desta forma, uma solução analítica envolvendo todas as combinações possíveis ainda não foi realizada até o presente momento.

Entretanto, dentro de certos limites dimensionais, uma análise teórica desenvolvida e apresentada no boletim número 107 do “Welding Research Council” (WRC-107) pode ser aplicada como critério de avaliação adequado. O procedimento em questão não é válido para cascas com pressão externa de projeto, onde flambagem de casca pode ocorrer.

Existem em uso corrente alguns gráficos e tabelas que fornecem os esforços máximos admissíveis em bocais de processo de vasos de pressão ou em equipamentos hidromecânicos. Esses materiais fornecem em geral, valores bastante



conservativos. Para os equipamentos petroquímicos, por exemplo, os valores apresentados nestas tabelas são levantados pelas projetistas de tubulações, através de análises de flexibilidade, que é a capacidade que uma tubulação tem em absorver as dilatações térmicas, ou mesmo, através do prévio conhecimento da existência de elementos deformáveis (juntas de expansão, por exemplo), intercalados na linha de tubulação, capazes de absorver as dilatações ocorridas.

A partir destes valores, a projetista do equipamento, responsável pelo cálculo mecânico do mesmo, tem condições de estabelecer um reforço adequado na região do bocal capaz de resistir a estes esforços. Como ilustração, a figura 1.1 e a tabela 1.1 mostram alguns destes materiais com os esforços máximos admissíveis em bocais de bombas e em bocais de processo, respectivamente.

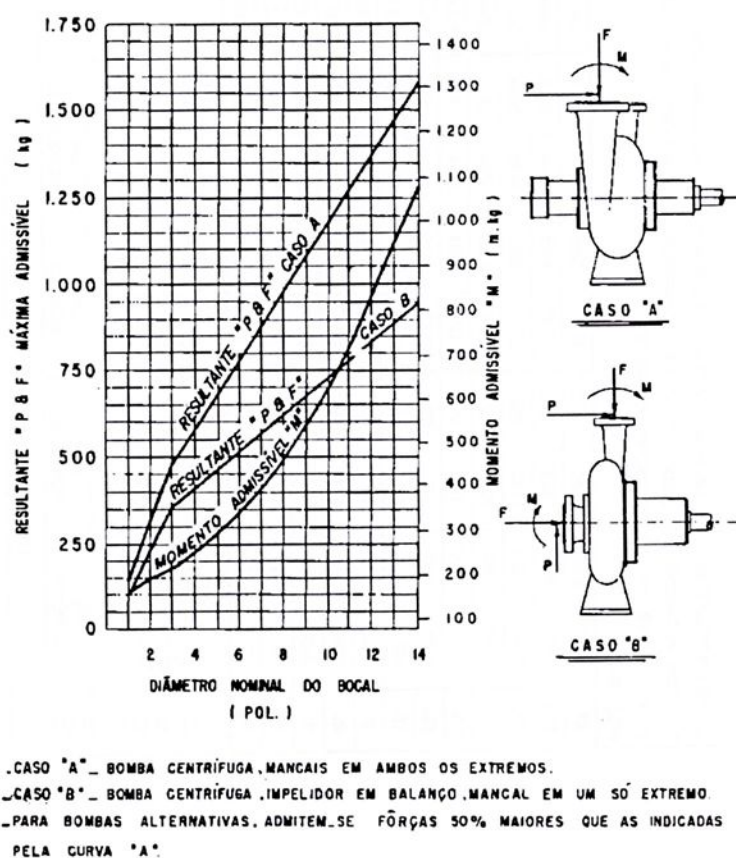


Figura 1.1 – Esforços máximos admissíveis em bocais de bombas
(Ref.: Telles, 1976)

Tabela 1.1 – Esforços máximos admissíveis em bocais de processo de vasos de pressão
(Ref.: arquivo Alstom Brasil Ltda)

		CARGAS MÁXIMAS EM BOCAIS DE EQUIPAMENTOS (Vasos de Pressão e Permutadores de Calor)															
Ø NOMINAL	150#				300#				600#				900#				
	FORÇAS (kgf)		MOMENTOS (kgf.m)		FORÇAS (kgf)		MOMENTOS (kgf.m)		FORÇAS (kgf)		MOMENTOS (kgf.m)		FORÇAS (kgf)		MOMENTOS (kgf.m)		
	AXIAL F_x (P)	CORTANTES F_y, F_z (V_L, V_C)	TORSOR M_x (M_T)	FLETORES M_y, M_z (M_C, M_L)	AXIAL F_x (P)	CORTANTES F_y, F_z (V_L, V_C)	TORSOR M_x (M_T)	FLETORES M_y, M_z (M_C, M_L)	AXIAL F_x (P)	CORTANTES F_y, F_z (V_L, V_C)	TORSOR M_x (M_T)	FLETORES M_y, M_z (M_C, M_L)	AXIAL F_x (P)	CORTANTES F_y, F_z (V_L, V_C)	TORSOR M_x (M_T)	FLETORES M_y, M_z (M_C, M_L)	
2"	82	68	35	29	82	68	35	29	136	113	83	69	136	113	124	104	
3"	163	136	83	69	163	136	83	69	272	227	346	288	490	408	442	369	
4"	272	227	166	138	272	227	166	138	490	408	608	507	816	680	830	691	
6"	544	454	304	253	544	454	304	253	925	771	1244	1037	1470	1225	1521	1267	
8"	762	635	456	380	762	635	456	380	1361	1134	1452	1210	2068	1724	2212	1843	
10"	980	816	587	472	980	816	567	472	1851	1542	2489	2074	2776	2313	2903	2419	
12"	1252	1043	760	634	1415	1179	1106	922	2341	1950	3111	2592	3429	2858	3595	2996	
14"	1524	1270	899	749	1796	1497	1521	1267	2776	2313	3733	3111	4082	3402	4286	3572	
16"	1851	1542	1037	864	2068	1724	1938	1613	3266	2722	4355	3629	4647	3939	4977	4148	
18"	2068	1724	1175	979	2504	2087	2489	2074	3810	3175	4977	4148	5443	4536	5668	4724	
20"	2341	1950	1313	1095	2885	2404	2765	2304	4354	3629	5530	4608	6260	5216	6498	5415	
24"	2830	2359	1590	1325	3538	2948	3595	2996	5443	4536	6774	5645	7620	6350	7881	6567	

NOTAS:

- 1- AS TENSÕES ATUANTES NO COSTADO DEVEM SER VERIFICADAS;
- 2- TODAS AS CARGAS SÃO POSITIVAS E ATUAM SIMULTANEAMENTE NA FACE EXTERNA DO COSTADO;
- 3- AS INDICAÇÕES DE CARGA ENTRE PARÊNTESIS REFEREM-SE A NOTAÇÃO DO "WRC Bulletin 107".

1.5. Descrição dos Capítulos

No desenvolvimento deste trabalho, será apresentado no capítulo 2, os equipamentos petroquímicos e a sua importância ao meio a que se destina, dando destaque ao estudo principal deste trabalho que são os bocais de processo e as suas particularidades de projeto.

A partir dos capítulos 3 e 4 serão abordados conceitos introdutórios a respeito do projeto e o comportamento mecânico dos bocais de processo, desde o reforço de aberturas em cascas para resistir a pressão de operação (interna e/ou externa) de acordo com as regras do código ASME, até o desenvolvimento de formulação analítica realizado pelo professor P. P. Bijlaard (Cornell University), a ser apresentado nos capítulos 5 e 6. Os métodos baseados em curvas ou gráficos (curvas de Bijlaard) podem ser usados sempre que cargas externas são transmitidas a cascas esféricas ou cilíndricas de vasos pressurizados internamente (ou não-pressurizados).

No capítulo 7 serão utilizados para o modelamento de um exemplo de aplicação baseado em um projeto real de parte de um equipamento, recursos computacionais em elementos finitos – programa ANSYS, para a verificação do comportamento das tensões resultantes em uma abertura realizada em uma casca cilíndrica de dimensões consideráveis de um vaso na condição pressurizada. Além disso, será apresentado e utilizado o programa COMPRESS, específico para o dimensionamento de vasos de pressão conforme critérios do código ASME e que contém inserido em seu programa o boletim WRC-107.

No desenvolvimento deste capítulo, serão feitas as avaliações e validação dos resultados obtidos utilizando os dois programas mencionados acima: ANSYS (elementos finitos) e COMPRESS (método analítico do boletim WRC-107).

No capítulo 8, destinado à conclusão deste trabalho, serão abordadas e discutidas outras concepções de análise de tensões existentes na atualidade, além da apresentação de sugestões de trabalhos futuros que poderão ser realizadas a respeito deste assunto.



CAPÍTULO 2 – EQUIPAMENTOS PETROQUÍMICOS E SUAS GENERALIDADES

2.1. Dados históricos

Vasos de pressão são recipientes pressurizados destinados à armazenagem, acumulação e processamento de líquidos ou gases, entre os quais destacamos os vasos de pressão propriamente ditos, reatores, torres de destilação, fracionamento e retificação, permutadores de calor, esferas para armazenamento de GLP, condensadores, caldeiras etc.

Estes equipamentos constituem a parte mais importante e de maior custo em numerosas indústrias, tais como refinarias de petróleo, indústrias químicas, petroquímicas, farmacêuticas, alimentícias etc. Estes mesmos equipamentos estão também presentes, como itens de maior ou menor importância, em muitas outras indústrias.

Os vasos de pressão são equipamentos que podem se tornar perigosos, a ponto de provocar graves consequências quando mal projetados ou mal operados. Após consecutivos acidentes com estes equipamentos, particularmente na Inglaterra, Alemanha e Estados Unidos, com perdas materiais e, mais importante, perdas de vidas humanas, uma série de associações decidiu padronizar o projeto e a fabricação, inicialmente de caldeiras. A ASME (American Society of Mechanical Engineers), por exemplo, foi uma dessas entidades.

No Brasil, o desenvolvimento da indústria de bens de capital, impulsionada principalmente pela Petrobras, gerou a necessidade de desenvolverem-se metodologias de projeto, soldagem e inspeção voltadas para a execução de componentes complexos destinados à indústria petroquímica, e para isso a Petrobras baseou as suas exigências, como grande compradora, nas normas americanas que eram as mais voltadas para a prospecção e beneficiamento do petróleo, particularmente o código ASME.



As indústrias de origem alemã sediadas no Brasil, a ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas), e o programa nuclear brasileiro, em convênio com o governo e indústrias alemãs, tentaram introduzir na indústria de base do Brasil as normas DIN (Deutsche Institut für Normen) e AD-MERKBLÄTTER para cálculo, fabricação, soldagem etc. Porém, a escala em que isso ocorreu foi pequena, comparada à verdadeira avalanche de pedidos originados pela Petrobras, e evidentemente os fabricantes preferiram adequar seu pessoal e sua indústria às normas americanas.

Entretanto, é conveniente lembrar que as normas alemãs, particularmente o AD-MERKBLÄTTER para vasos de pressão, permitem cálculos até mais elaborados que os executados pelo código ASME. Aliás, as normas alemãs e européias em geral, caracterizam-se pela utilização de quantidades menores de material do que as normas americanas, isso motivado pela falta de recursos materiais na Europa pós-guerra, e na carência de matérias-primas em grande parte desses países.

2.2. Estruturação dos Códigos ASME

A ASME dividiu suas normas para vasos de pressão em 11 seções básicas e algumas subseções, e dentre essas destacamos:

- Seção I: projeto e fabricação de caldeiras de potência;
- Seção II: destinado às especificações de materiais, ou seja, características físicas, químicas e metalúrgicas, propriedades mecânicas, e testes de qualificação;
- Seção V: regulamenta todo e qualquer exame não-destrutivo executado em vasos de pressão;
- Seção VIII, Divisão 1: projeto e fabricação de vasos de pressão;
- Seção VIII, Divisão 2: projeto e fabricação de vasos de pressão;
- Seção IX: qualificação de soldagem e brazagem, bem como qualificação de recursos humanos (soldadores) para execução das mesmas.



Dentre as seções acima apresentadas, interessa-nos sobremaneira aquela relativa ao projeto de vasos de pressão, principalmente a Seção VIII, Divisão 1. Normalmente a Divisão 2 é utilizada em cálculos mais elaborados, implicando custos maiores de projeto e fabricação.

Evidentemente, cada seção deverá ser utilizada de acordo com suas próprias regras, de maneira geral existem diferenças básicas de filosofia e também de tensões admissíveis dos materiais empregados.

2.3. Estruturação do Código ASME, Seção VIII, Divisão 1

A Seção VIII, Divisão 1, a qual nos apoiamos neste trabalho é subdividida em subseções, partes e apêndices mandatórios e não-mandatórios (regras opcionais), e nestes podemos destacar:

- Parte UG: requisitos gerais para todos os métodos de projeto e fabricação e de todos os materiais.
- Parte UW: requisitos relativos aos métodos de fabricação de vasos de pressão soldados.
- Parte UCS: requisitos para vasos de pressão construídos em aço carbono e aços de baixa liga.
- Apêndice Mandatório 1: fórmulas de projeto suplementares.
- Apêndice Mandatório 2: regras para o dimensionamento de flanges aparafusados.

A gama de assuntos tratados dentro desta seção é grande, no entanto, as seções acima destacadas fornecem uma boa visão do projeto de vasos construídos em aço carbono ou baixa liga, soldados. Além disso, permite a extrapolação para outros tipos de construções, pois a parte UG é de cunho geral.

As regras foram elaboradas para vasos submetidos a pressões que não excedam 3000 psi (210,9 kgf/cm²). Quando isso for excedido, são necessárias análises adicionais por métodos mais sofisticados ou utilizando processos de cálculo e



fabricação adotados por outras normas. A ASME permite que, caso o vaso seja calculado por outros meios, mas ainda assim, respeitem também as suas regras, ele pode ser considerado um vaso ASME.

É importante ressaltar que a Divisão 2 do ASME não restringe valores de pressão ou de cargas de fadiga.

2.4. Algumas Considerações de Projeto conforme Parte UG

A parte UG é estruturada em parágrafos e cada um destes trata especificamente de um assunto, e para os objetivos deste trabalho, serão discutidos sucintamente os parágrafos UG-16, UG-20, UG-21, UG-22, UG-23 e UG-25.

Em UG-16, são definidos requisitos de caráter geral, tais como espessuras mínimas permitidas para costados (corpos cilíndricos) e tampos após conformação em condições particulares de operação.

O parágrafo UG-20 trata da temperatura de projeto (T_p). Esta não deve ser menor do que a temperatura média (T_{med}) da parede do vaso em operação, conforme indicado na figura 2.1 abaixo.

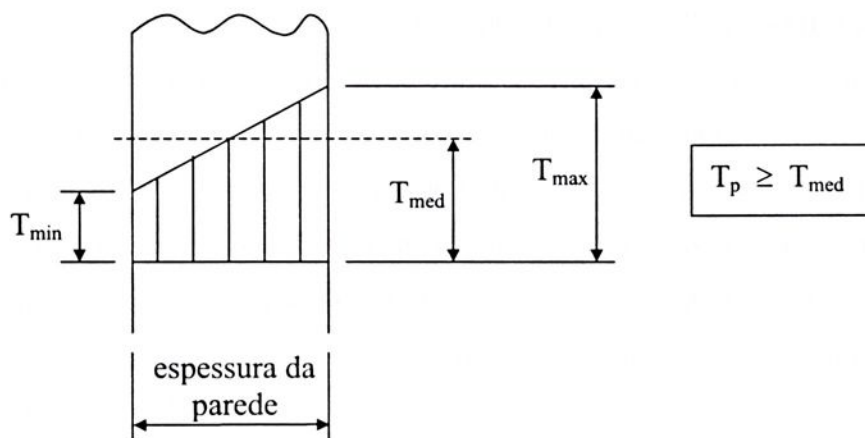


Figura 2.1 – Considerações sobre temperatura de projeto

A ASME, além disso, não permite que vasos sejam projetados para temperaturas que excedam os valores máximos admissíveis indicados para cada material, conforme ASME, Seção II.

Como uma boa medida de segurança é comum tomar-se a temperatura de projeto 10% maior do que a temperatura média máxima de operação.

O parágrafo UG-21 define a pressão de projeto como sendo, no mínimo, igual aquela da condição mais severa de pressão e temperatura esperada em operação normal. Recomenda-se também utilizar a pressão de projeto 10% maior que aquela definida pelo código ASME.

O parágrafo UG-22 define os tipos de carregamento que devem ser considerados no cálculo de vasos de pressão, entre eles: pressão interna ou externa, peso do vaso e seu conteúdo em condições de operação e teste, reações devidas a internos, olhais, anéis, saias, selas e pernas, ações de vento, neve e reações sísmicas onde requerido etc.

As tensões admissíveis para cada material são definidas no parágrafo UG-23; sendo que para tração deve-se considerar os valores apresentados na Seção II do ASME.

Para o caso de tensões de compressão longitudinal, o código ASME indica que o valor máximo admissível seja o menor entre o valor obtido para a tração e o valor retirado de tabelas de pressão externa para os diversos materiais.

O código ASME estabelece ainda que, considerando-se todas as combinações possíveis de cargas em UG-22, aplicáveis para cada caso, as tensões de membrana não ultrapassem o valor indicado nas tabelas de tração e as tensões primárias de membrana somadas as tensões devidas a flexão não ultrapassem 1,5 vezes o valor indicado naquelas tabelas.

O código ASME faz recomendações também quanto às cargas provocadas por vento, indicando que nesses casos, a combinação dessa carga com outras quaisquer descritas em UG-22, permitem utilizar como admissíveis, os valores contidos nas



tabelas de tração vezes 1,2. Além disso, carregamentos devidos a terremoto e vento não precisam ser considerados agindo simultaneamente.

Partes da parede do vaso, tais como, costados, tampos, bocais e flanges, em contato com o fluido de processo acabam sofrendo deterioração através de processo de corrosão. Com isso, o parágrafo UG-25 recomenda a utilização de sobre-espessura para compensar estas perdas. Estes valores são definidos baseados no tempo de vida útil e da agressividade do fluido. Todos os cálculos empregados neste código devem considerar as dimensões no estado corroído.

2.5. Tipos de Vasos de Pressão e seus Acessórios

Alguns tipos de vasos de pressão são apresentados abaixo, destacando também alguns de seus principais acessórios, tais como, suportes, bocais, flanges etc. Evidentemente, a gama de equipamentos é enorme e com geometria das mais variadas, portanto, o objetivo deste capítulo é dar uma idéia da concepção básica que envolve os equipamentos.

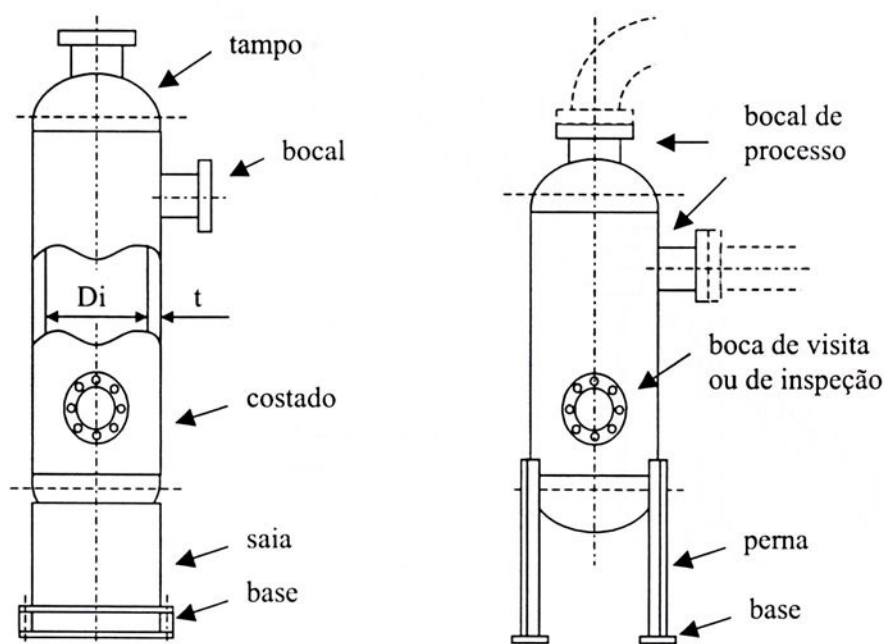


Figura 2.2 – Vasos de pressão cilíndricos verticais

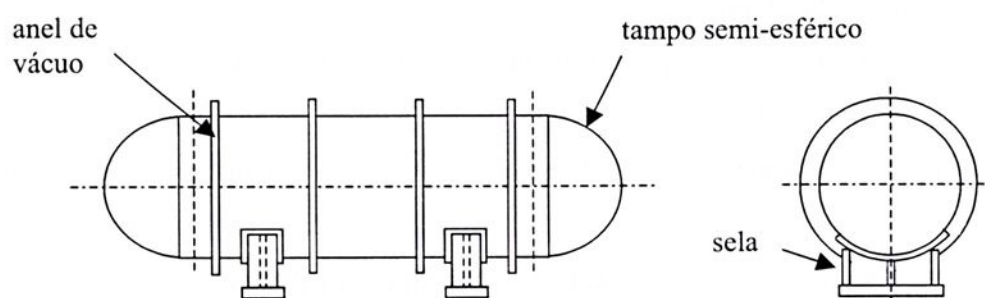


Figura 2.3 – Vaso de pressão cilíndrico horizontal

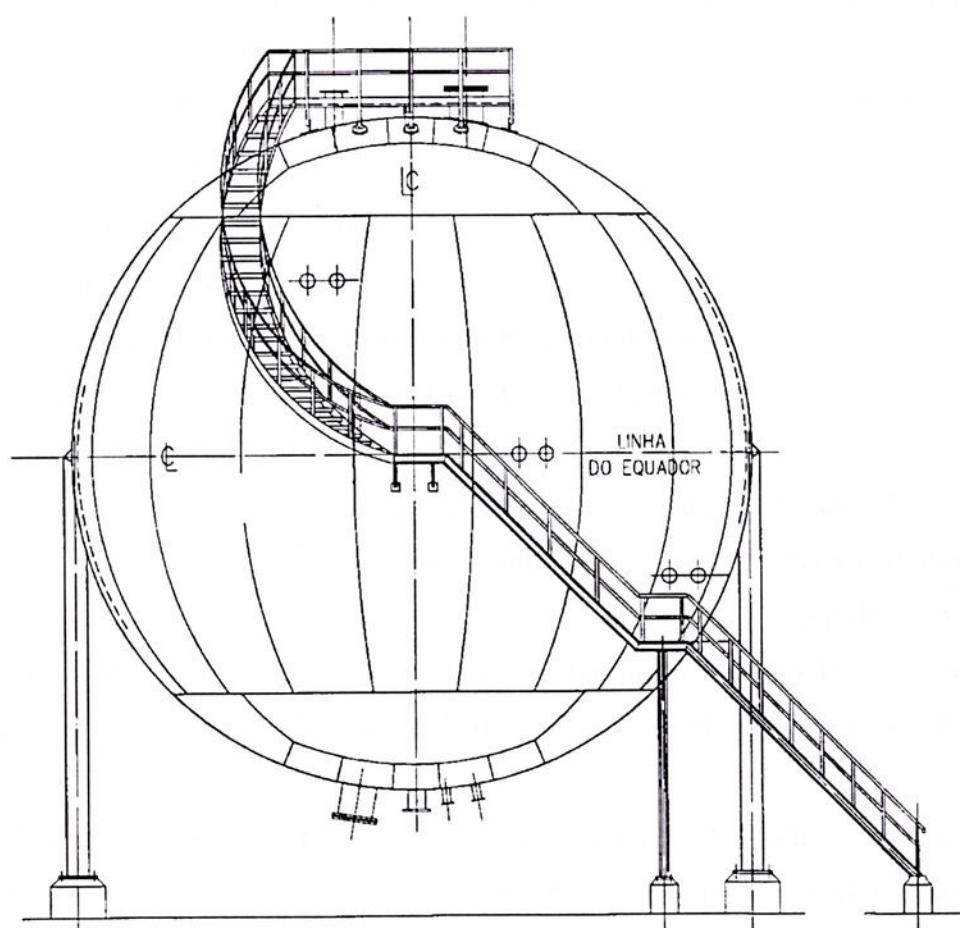


Figura 2.4 – Vaso de pressão esférico

A definição do formato, assim como os seus acessórios, materiais, condições de operação, espessura para corrosão, entre outros, são definidos pela Engenharia de Processo, que o utilizará para armazenamento ou para a produção de diversos produtos. Já o projeto de fabricação, geralmente é executado pelo fabricante do equipamento, e consiste no cálculo mecânico das partes componentes, e detalhamento para fabricação.

Os bocais, são utilizados para diversas finalidades, sem as quais os vasos seriam completamente inúteis. São geralmente compostos por segmentos de tubos, chamado de “pescoço”, e um flange, onde normalmente é o limite de fornecimento do fabricante. Em alguns casos especiais, são compostos de uma única peça forjada (ver figura 2.5). As principais funções dos bocais são:

- Ligação com tubulações de entrada e saída das diversas correntes fluidas.
- Instalação de instrumentos.
- Obtenção de amostras do produto.
- Drenagem e respiro.
- Bocas de visita ou de inspeção para acesso ao interior do vaso.
- Desmontagem ou remoção de peças internas, recheios etc.
- Ligação direta com outros vasos.

Os bocais tanto podem ser instalados nos costados como nos tampos dos vasos de pressão, sendo que às vezes podem ser instalados em outros bocais. A grande maioria tem seção transversal circular e o eixo perpendicular a parede do vaso. Algumas vezes podem-se ter bocais com o eixo inclinado em relação à parede do vaso, e mais raramente, podem-se também ter bocais com seção transversal não circular (elíptico, oval, oblongo etc.).

As bocas de visita (ver figura 2.6) são aberturas fechadas com tampas removíveis, para o acesso de pessoas ao interior do vaso, para inspeção, limpeza, manutenção, montagem e remoção de peças internas. As bocas de inspeção são aberturas semelhantes, de pequeno diâmetro, que permitem apenas a observação visual do interior do vaso.

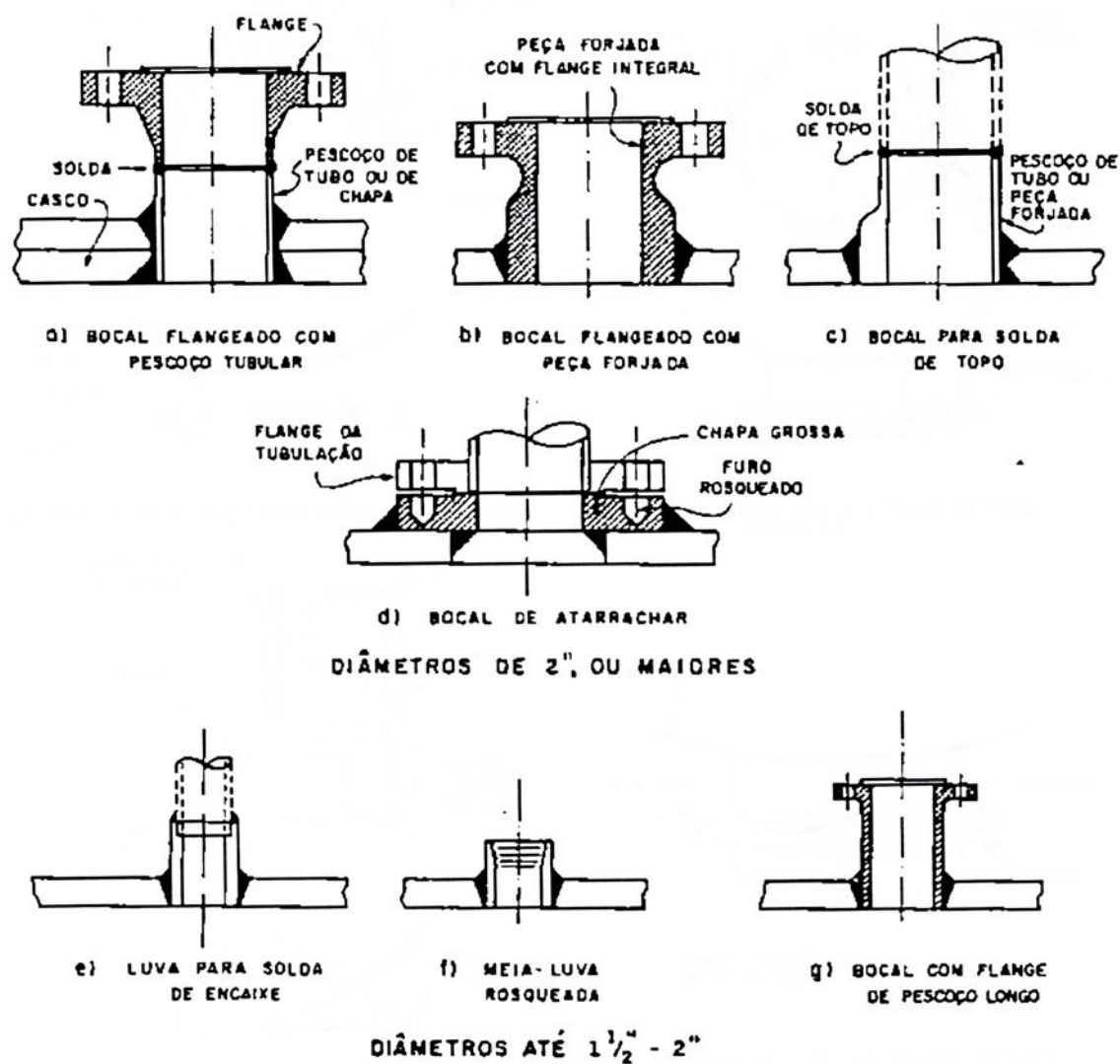


Figura 2.5 – Alguns tipos de bocais em vasos de pressão
(Ref.: Telles, 1991)

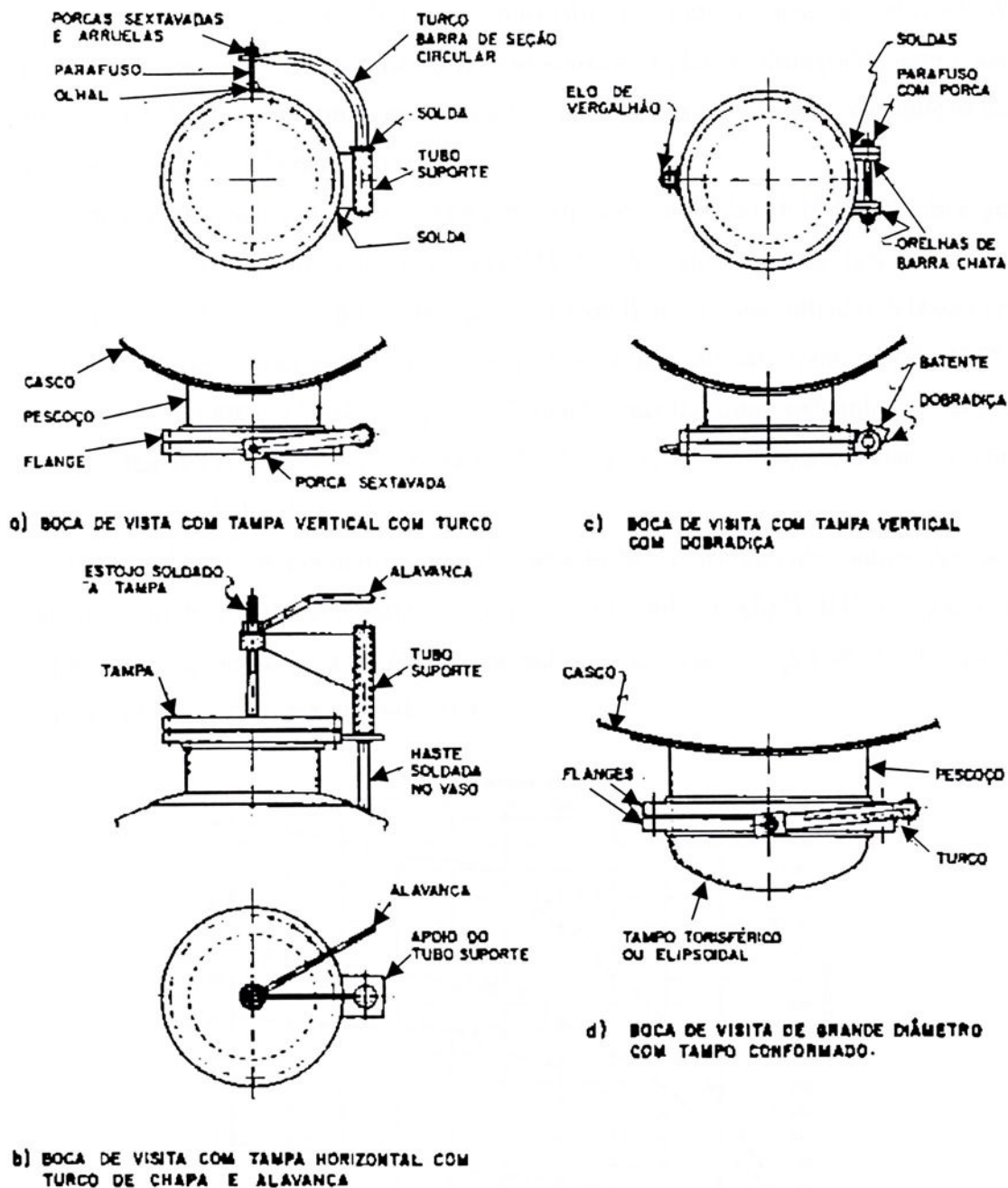


Figura 2.6 – Alguns tipos de bocas de visita
(Ref.: Telles, 1991)

Os flanges são acessórios cujo objetivo é proporcionar o acoplamento (montagem) com peças externas, tais como, tubulações, instrumentos, válvulas etc. São quase sempre peças de dimensões normalizadas, para as quais existem várias normas dimensionais que estabelecem não somente todas as dimensões para cada tipo e cada diâmetro nominal, como também as pressões admissíveis, em função da temperatura, para cada material.

A norma dimensional de uso mais generalizado é a ASME B16.5, que abrange flanges de aço-carbono, aço-liga e inoxidáveis, de todos os tipos, nos diâmetros nominais até 24". Esta norma define sete séries de flanges, denominadas "classes de pressão" (ratings), designadas pelos números adimensionais 150#, 300#, 400#, 600#, 900#, 1500# e 2500#. A figura 2.7 abaixo, mostra como exemplo, as curvas para os flanges de aço-carbono forjado, de classes 150# a 600#, montadas a partir dos valores tabelados da norma.

Para os flanges de diâmetro nominal acima de 24", existem, entre outras, normas que não são de uso tão generalizado, como por exemplo, a ASME B16.47, que tem critério de dimensões, classes de pressão, e tabelas de pressão/temperatura semelhantes aos da norma ASME B16.5.

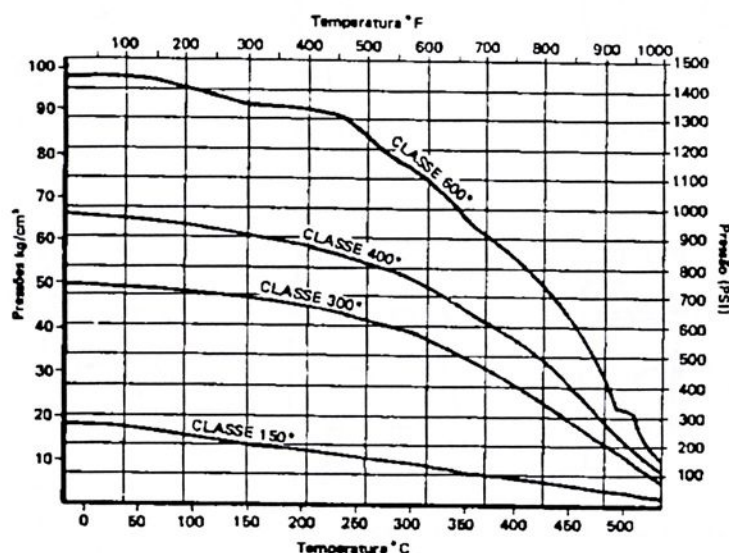


Figura 2.7 – Curvas de pressões admissíveis x temperatura para flanges de aço-carbono forjado conforme ASME B16.5
(Ref.: Telles, 1991)

Os flanges podem ser dos seguintes tipos:

- Welding Neck: soldado ao pescoço do bocal por uma única solda de topo. Possui maior resistência mecânica, e distribui melhor as tensões.
- Slip-On: mais econômico, mas bem menos resistente que o anterior, sendo fixado ao bocal por duas soldas em ângulo.
- Ring Type Flange: também mais econômico, sendo a solda de união com o bocal de penetração total ou parcial.
- Socket-Weld: empregado somente em caso de diâmetros pequenos, até 2".
- Long Weld Neck: com pescoço longo, soldado diretamente ao costado ou tampo, é também empregado somente em caso de diâmetros pequenos.
- Lap-Joint: flange do tipo solto, sem união rígida ao bocal. Sua resistência mecânica é baixíssima, sendo utilizado em serviços altamente corrosivos.
- Flange Cego: semelhante a uma tampa de fechamento.

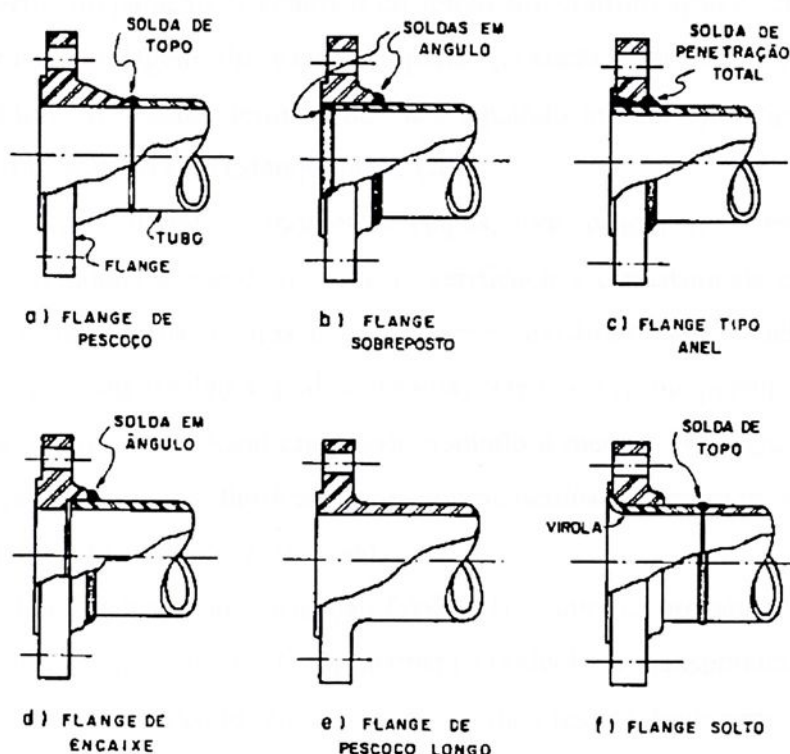


Figura 2.8 – Tipos de flanges
(Ref.: Telles, 1991)

2.6. Fabricação, Transporte e Montagem de Vasos de Pressão

A fabricação de vasos de pressão deve ser constituída de etapas que começam muito antes da fabricação propriamente dita. Paralelamente ao projeto do equipamento (dimensionamento e detalhamento), é realizado o levantamento e requisição da matéria-prima necessária (incluindo-se os consumíveis para a soldagem), qualificação dos procedimentos de soldagem e de soldadores, elaboração de plano de corte da matéria-prima e elaboração do plano de qualidade (exames não-destrutivos).

Após recebida a matéria-prima, devem ser iniciados os trabalhos de controle de qualidade, com a verificação de certificados, inspeção dimensional, marcação codificada de identificação e estocagem da matéria-prima.

Desta forma, é realizado o trabalho de fabricação do vaso de pressão, onde invariavelmente as seguintes etapas estão presentes: traçagem e corte de chapas; tubos e perfis, preparação de chanfros de soldagem, conformação de chapas e outros componentes, soldagem do vaso completo (costados, tampos, bocais, flanges, suportes etc.), tratamento térmico do vaso (quando aplicável), limpeza, testes de pressão (hidrostático) e de estanqueidade etc.

Evidente que, durante e após estas etapas, todo o seqüencial estabelecido no Plano da Qualidade é atendido, com as verificações dimensionais e execução de ensaios não-destrutivos. Outras etapas também existirão, dependendo do tipo de equipamento ou do serviço a qual se destina, etapas estas que podem ser realizadas na fábrica ou no campo, local onde será montado o mesmo. Nas figuras 2.9 a 2.11, são mostradas fotos da fabricação de equipamentos petroquímicos (fabricação: Alstom Brasil Ltda, cliente: Petrobras).

Concluídas a fabricação e inspeção final, é dado início a preparação de embarque e transporte do equipamento. O equipamento poderá ser transportado inteiramente ou em partes, dependendo do tamanho, facilidades de transporte, ou então de



conveniências a serem definidas pelo fabricante e cliente. Nas figuras 2.12 a 2.15, são mostradas fotos do transporte de alguns equipamentos petroquímicos.

Finalmente, como última etapa, que na maioria dos casos, deve ficar sob responsabilidade do cliente, será a montagem (ou colocação) do equipamento sobre a sua base definitiva. Nesta operação, devem ser atendidas a disponibilidade e capacidade dos equipamentos destinados ao levantamento e movimentação de cargas no local de instalação. Conforme visto acima, algumas etapas extras de fabricação são, quando necessárias, executadas nesta fase, como soldagem de seções, tratamento térmico, teste hidrostático etc. Em razão da complexidade operacional são, na medida do possível, minimizadas as etapas executadas no campo. Na figura 2.16 são mostradas fotos de montagem de um equipamento petroquímico em refinaria da Petrobras (Lubnor).

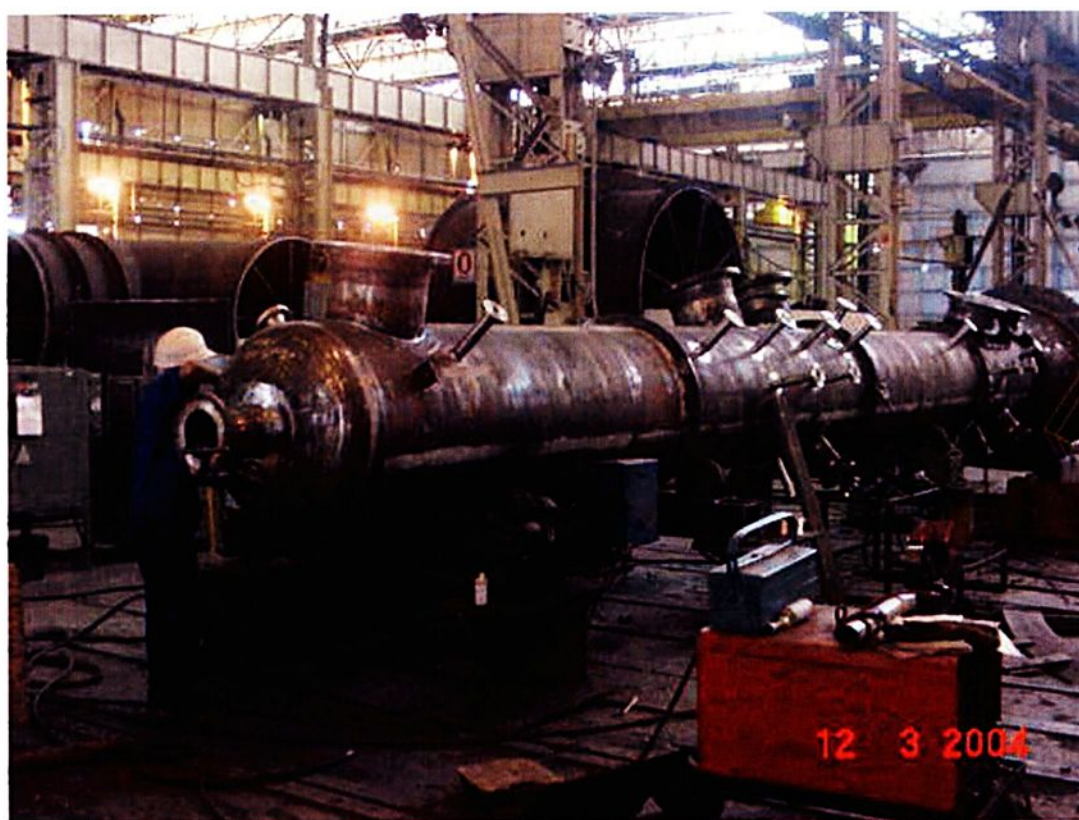


Figura 2.9 – Fabricação de vaso de pressão $\varnothing$ interno = 920 mm
(Ref.: arquivo Alstom Brasil Ltda)



Figura 2.10 – Fabricação de vaso de pressão $\varnothing$ interno = 2300 mm
(Ref.: arquivo Alstom Brasil Ltda)



Figura 2.11 – Fabricação de vaso de pressão $\varnothing$ interno = 2600 mm
(Ref.: arquivo Alstom Brasil Ltda)



Figura 2.12 – Transporte de parte de vaso de pressão (trecho intermediário)
(Ref.: arquivo Alstom Brasil Ltda)



Figura 2.13 – Transporte de parte de vaso de pressão (trecho superior)
(Ref.: arquivo Alstom Brasil Ltda)



Figura 2.14 – Transporte de torre de processo
(Ref.: arquivo Alstom Brasil Ltda)



Figura 2.15 – Transporte de vaso de pressão
(Ref.: arquivo Alstom Brasil Ltda)



(a)



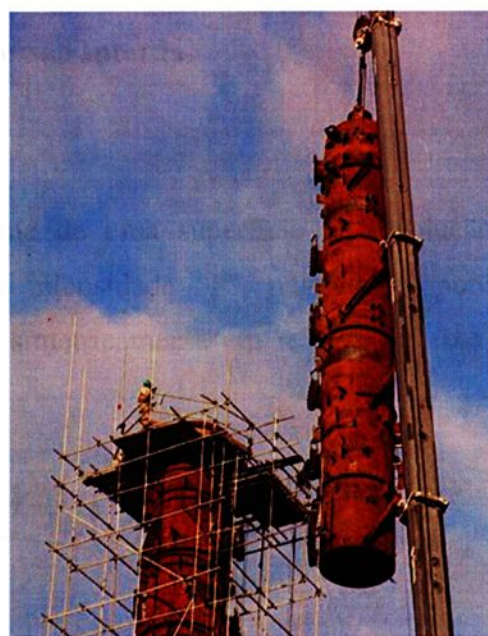
(b)



(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 2.16 – Sequência de montagem de uma seção de um equipamento (a @ f)
(Ref.: arquivo Alstom Brasil Ltda)

2.7. Cálculo de Cascas submetidas a Pressão Interna

2.7.1. Conceitos Básicos

Consideremos uma casca tendo a forma de uma superfície de revolução e submetida a pressão interna contínua de intensidade “P”, não sendo, porém, necessariamente uniforme mas distribuída simetricamente em relação ao eixo de revolução “O – O” (ver figura 2.17 abaixo).

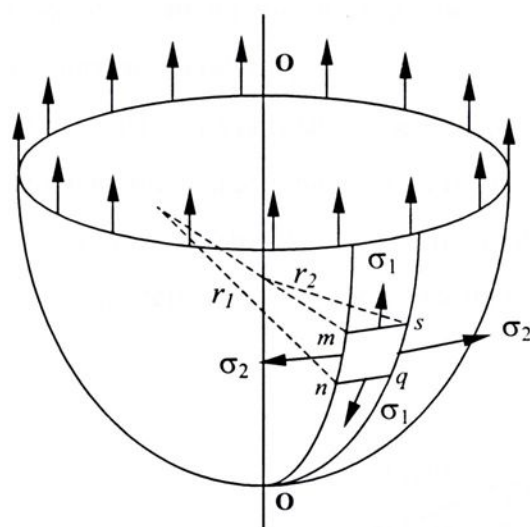


Figura 2.17 – Superfície de revolução submetida a pressão interna
(Ref.: Timoshenko, 1983)

Se a espessura da parede for pequena em presença dos raios de curvatura e não houver descontinuidades, tais como quebras bruscas das curvas meridianas, as tensões poderão ser calculadas, com precisão suficiente, desprezando a flexão da parede da casca, isto é, admitindo que as tensões de tração na parede sejam uniformemente distribuídas ao longo da espessura. As grandezas das tensões podem ser, então, facilmente calculadas pelas equações da estática (Timoshenko, 1983).

Consideremos um elemento “*mnsq*”, cortado da parede da casca por duas seções meridianas “*mn*” e “*sq*”, e por duas seções “*ms*” e “*nq*” normais aos meridianos.

Vemos pela condição de simetria que só atuam nas faces deste elemento tensões normais. Sejam:

- σ_1 = tensão de tração na direção do meridiano, isto é, a “tensão no meridiano”;
- σ_2 = tensão de tração ao longo do paralelo, isto é, a “tensão no paralelo”;
- t = espessura uniforme da casca;
- ds_1 = dimensão do elemento na direção do meridiano;
- ds_2 = dimensão do elemento na direção do paralelo;
- r_1 = raio de curvatura do meridiano;
- r_2 = raio de curvatura da seção normal ao meridiano.

Então, as forças de tração totais que atuam nas faces do elemento são “ $t \cdot \sigma_1 \cdot ds_2$ ” e “ $t \cdot \sigma_2 \cdot ds_1$ ”. Conforme a figura 2.18(b) abaixo, as forças de tração “ $t \cdot ds_2 \cdot \sigma_1$ ” que atuam nas faces “ ms ” e “ nq ” tem um componente na direção normal ao elemento, igual a:

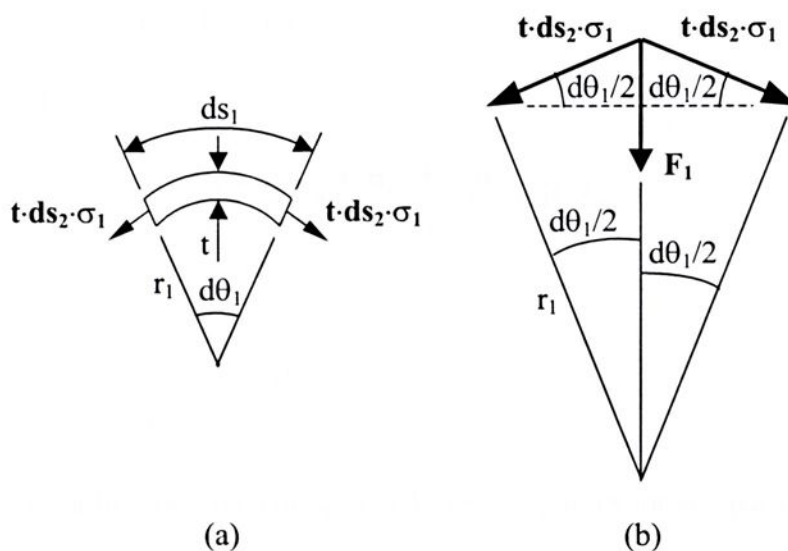


Figura 2.18 – Forças de tração “ $t \cdot ds_2 \cdot \sigma_1$ ” na direção do meridiano

$$F_1 = 2 \cdot t \cdot ds_2 \cdot \sigma_1 \cdot \sin\left(\frac{d\theta_1}{2}\right)$$

Para ângulos pequenos: $\sin\left(\frac{d\theta_1}{2}\right) = \frac{ds_1}{2 \cdot r_1}$

Substituindo, temos:

$$F_1 = \frac{t \cdot \sigma_1 \cdot ds_1 \cdot ds_2}{r_1} \quad (2.1)$$

Da mesma forma, as forças de tração “ $t \cdot ds_1 \cdot \sigma_2$ ” que atuam nas faces “ mn ” e “ sq ” tem um componente na direção normal ao elemento igual a:

$$F_2 = \frac{t \cdot \sigma_2 \cdot ds_1 \cdot ds_2}{r_2} \quad (2.2)$$

A soma destes componentes normais está em equilíbrio com a pressão normal sobre o elemento, portanto:

$$F_1 + F_2 = F_p$$

Substituindo:

$$\frac{t \cdot \sigma_1 \cdot ds_1 \cdot ds_2}{r_1} + \frac{t \cdot \sigma_2 \cdot ds_1 \cdot ds_2}{r_2} = P \cdot ds_1 \cdot ds_2$$

ou ainda:

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{P}{t} \quad (2.3)$$

Dentre as aplicações da equação 2.3, temos por exemplo, para reservatórios esféricos, onde $r_1 = r_2 = r$ e $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$:

$$\sigma = \frac{P \cdot r}{2 \cdot t} \quad (2.4)$$

As cascas que não resistem à flexão são, algumas vezes, chamadas “membranas” e as tensões calculadas, desprezando a flexão, são chamadas “tensões de membrana”. Admite-se que as forças exteriores, uniformemente distribuídas, ao longo do bordo da casca, sejam tangentes aos meridianos (Timoshenko, 1983).

Deve-se observar que, até este momento, foi desprezada a flexão da parede do reservatório e foram consideradas apenas as tensões de tração, chamadas “tensões de membrana”. No entanto, os deslocamentos devidos a tensões de membrana produzem flexão na parede e as tensões de flexão resultantes podem ter importância prática. Isto é especialmente sensível nos lugares de descontinuidade do meridiano. Se o meridiano possui curvas que não sejam tangentes umas as outras, torna-se necessário um reforço, com o fim de evitar uma grande flexão da parede do reservatório. As tensões podem ser também elevadas nas junções de um meridiano, consistindo de várias curvas tangentes umas as outras. As tensões adicionais que aparecem nestes pontos são chamadas “tensões de descontinuidade” (Timoshenko, 1983).



2.7.2. Tensões de Membrana

Na Resistência dos Materiais são estudados os recipientes de parede fina sob pressão resistindo a esforços normais de tração. Estes esforços geram tensões normais de tração chamadas “tensões de membrana” circunferenciais e longitudinais, e que são apresentadas abaixo.

- Tensão de membrana circunferencial (σ_c):

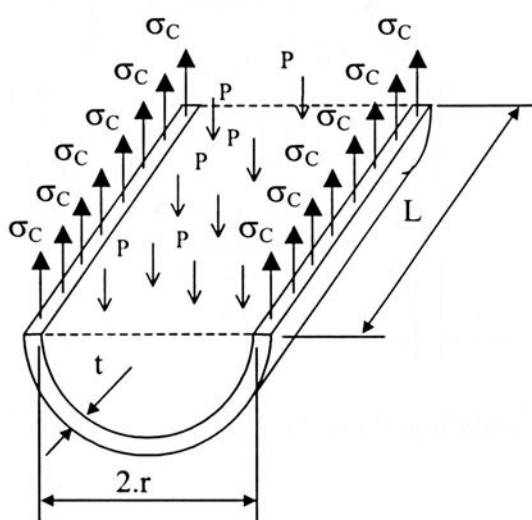


Figura 2.19 – Tensão de membrana circunferencial (σ_c)

Da figura, temos:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{2 \cdot t \cdot L}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{2 \cdot r \cdot L} \quad \therefore \quad F = 2 \cdot P \cdot r \cdot L$$

Substituindo, temos:

$$\sigma_c = \frac{2 \cdot P \cdot r \cdot L}{2 \cdot t \cdot L} = \frac{P \cdot r}{t}$$

A espessura mínima requerida, neste caso é:

$$t = \frac{P \cdot r}{\sigma_c} \quad (2.5)$$

- Tensão de membrana longitudinal (σ_L):

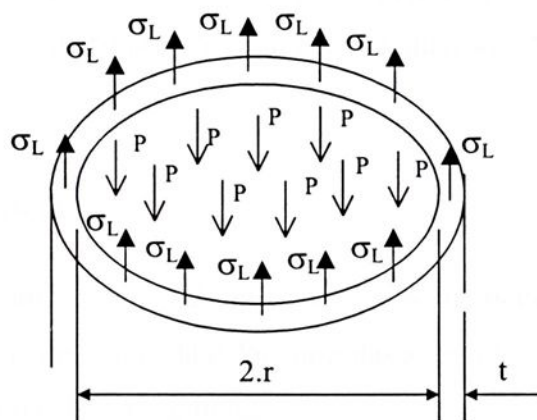


Figura 2.20 – Tensão de membrana longitudinal (σ_L)

Da figura, temos:

$$\sigma_L = \frac{F}{A} \approx \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot t}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot r^2} \quad \therefore \quad F = P \cdot \pi \cdot r^2$$

Substituindo, temos:

$$\sigma_L = \frac{P \cdot \pi \cdot r^2}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot t} = \frac{P \cdot r}{2 \cdot t}$$

A espessura mínima requerida, neste caso é:

$$t = \frac{P \cdot r}{2 \cdot \sigma_L} \quad (2.6)$$

Esta expressão é válida também para cascas esféricas.

Observa-se que a espessura mínima requerida para resistir à tensão longitudinal (equação 2.6) é a metade da tensão circunferencial (equação 2.5).

2.7.3. Cascas Cilíndricas

O código ASME indica em UG-27 que para vasos submetidos a pressão interna, a espessura mínima seja determinada pelas fórmulas a seguir:

A nomenclatura utilizada é a seguinte:

- t_r = espessura requerida da casca cilíndrica na condição corroída;
- P = pressão interna manométrica;
- R = raio interno da casca cilíndrica na condição corroída;
- R_o = raio externo da casca cilíndrica;
- S_v = tensão admissível do material da casca conforme ASME, Seção II;
- E = eficiência de junta, baseado no ensaio radiográfico utilizado:
 - $E = 0,7$ (quando nenhuma radiografia é feita);
 - $E = 0,85$ (quando trechos da solda são radiografados, de acordo com o código ASME, Seção V);
 - $E = 1,0$ (quando todas as soldas são radiografadas em toda a sua extensão).

- Tensão Circunferencial (juntas longitudinais):

$$t_r = \frac{P \cdot R}{S_v \cdot E - 0,6 \cdot P}, \text{ considerando-se o raio interno} \quad (2.7)$$

ou,

$$t_r = \frac{P \cdot R_o}{S_v \cdot E + 0,4 \cdot P}, \text{ considerando-se o raio externo} \quad (2.8)$$

Obs.: Estas expressões são válidas se: $P \leq 0,385 \cdot S_v \cdot E$ e $t \leq 0,5 \cdot R$.

- Tensão Longitudinal (juntas circunferenciais):

$$t_r = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S_v \cdot E + 0,4 \cdot P}, \text{ considerando-se o raio interno} \quad (2.9)$$

Obs.: Esta expressão é válida se: $P \leq 1,25 \cdot S_v \cdot E$ e $t \leq 0,5 \cdot R$.

Além disso, o Apêndice I (Mandatário) fornece fórmulas para o cálculo de vasos de pressão quando temos:

$P > 0,385 \cdot S_v \cdot E$ e $t > 0,5 \cdot R$ para juntas longitudinais, e

$P > 1,25 \cdot S_v \cdot E$ e $t > 0,5 \cdot R$ para juntas circunferenciais.

Nota: As espessuras nominais utilizadas devem obedecer, sempre que possível, a faixa padronizada pelas indústrias siderúrgicas brasileiras fabricantes de chapas laminadas em aço carbono e que são, em milímetros: 6,35 / 8,0 / 9,5 / 12,5 / 16,0 / 19,0 / 22,4 / 25,0 / 31,5 / 37,5 / 44,45 / 50,0 / 63,5 / 75,0 / 100,0. Outras espessuras poderão ser atendidas, porém com prévia consulta.

2.7.4. Cascas Esféricas

Também em UG-27 e no Apêndice 1, o código ASME determina como calcular espessuras de vasos esféricos de paredes finas submetidas a pressão interna. A nomenclatura utilizada é a mesma utilizada em cascas cilíndricas:

$$t_r = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S_v \cdot E - 0,2 \cdot P}, \text{ considerando-se o raio interno} \quad (2.10)$$

ou,

$$t_r = \frac{P \cdot R_o}{2 \cdot S_v \cdot E + 0,8 \cdot P}, \text{ considerando-se o raio externo} \quad (2.11)$$

Obs.: Estas expressões são válidas se: $P \leq 0,665 \cdot S_v \cdot E$ e $t \leq 0,356 \cdot R$.

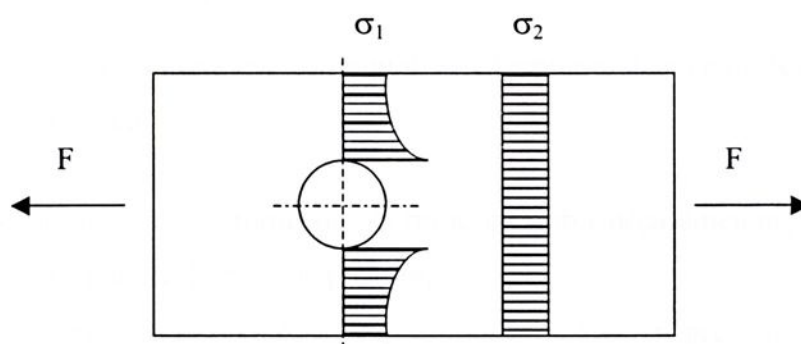
Da mesma forma, o Apêndice 1 (Mandatário) fornece fórmulas para o cálculo de vasos de pressão quando temos:

$$P > 0,665 \cdot S_v \cdot E \text{ e } t > 0,356 \cdot R.$$

CAPÍTULO 3 – REFORÇO DE ABERTURAS EM CASCAS ESFÉRICAS E CILÍNDRICAS

3.1. Introdução

Uma vez executado uma abertura (furo) num vaso de pressão, o mesmo fica sujeito a concentração de tensões na região dessa abertura (ver figura 3.1 abaixo). Isso é mostrado pela teoria da elasticidade, e dessa forma, as aberturas para bocais são, em geral, reforçadas.



σ_1 = distribuição de tensões na
região da linha de centro
do furo

σ_2 = distribuição de tensões na
região distante da linha de
centro do furo

Figura 3.1 – Efeito da concentração de tensões de aberturas em cascas

Para atenuar a deformação e diminuir a concentração de tensões, todas as normas de projeto exigem que as aberturas com diâmetro superior a um certo limite tenham um reforço adequado.

De acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 1, parágrafo UG-36, o reforço é exigido para aberturas de diâmetro nominal de $3\frac{1}{2}$ " (88,9 mm) ou maior, e para diâmetros nominais de $2\frac{3}{8}$ " (60,3 mm) ou maior, quando a espessura de parede da casca é superior a $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm).

Ainda que seja meio primitiva a idéia, o código ASME, Seção VIII, Divisão 1 baseia-se na reposição de área resistente para o reforço de bocais. Os parágrafos do código que tratam especificamente de reforços em aberturas são o UG-36, UG-37, UG-39, UG-40, UG-41 e UG-42.

O código ASME admite que os seguintes elementos podem contribuir para a área necessária de reforço:

- Anel de reforço em torno da abertura, ou outra peça adicional rigidamente soldada a parede do vaso de pressão;
- Sobre-espessura existente na própria parede do vaso de pressão, em relação à espessura mínima exigida pelas regras do código;
- Sobre-espessura existente no pescoço da abertura (bocal), em relação à espessura mínima exigida pelas regras do código;
- Cordões de solda em ângulo de ligação do pescoço do bocal na parede do vaso de pressão, ou do anel de reforço na parede ou no pescoço.

As sobre-espessuras para corrosão, quando aplicáveis, tanto na parede do vaso, como no pescoço do bocal, não podem ser consideradas como elementos de reforço.



A figura 3.2 mostra vários tipos básicos usuais desses reforços; em alguns casos podemos ter reforços compostos da combinação de mais de um tipo básico. Em “a” é mostrada a deformação local na parede do vaso, de forma exagerada, provocada pela ação da pressão interna no componente. O tipo mostrado em “b” é um anel de chapa, geralmente de mesma espessura da casca, sobreposto a casca, e soldada a esta por soldas de ângulo (soldas de filete). Esse sistema é o mais simples, o mais barato, e o de mais fácil execução, e por isso, o emprego na grande maioria dos casos. Entretanto, possui alguns sérios inconvenientes:

- Alta concentração de tensões devida a forte descontinuidade geométrica representada pela chapa sobreposta, e pela transmissão de tensões somente pelos cordões de solda;
- Vazio entre as chapas, podendo dar origem a problemas de corrosão.
- Fraca resistência à fadiga por esforços cíclicos.

Por esse motivo, é prática usual não usar anéis de reforço quando a espessura da parede do vaso é superior a 50 mm, em vasos para serviços com hidrogênio ou H_2S , e para vasos para serviços fortemente cíclicos.

O reforço não deve, porém, ser excessivo, pois reforços muito volumosos podem ter o efeito contrário de agravar as concentrações de tensões, porque dificultam a deformação natural do vaso devido a pressão.

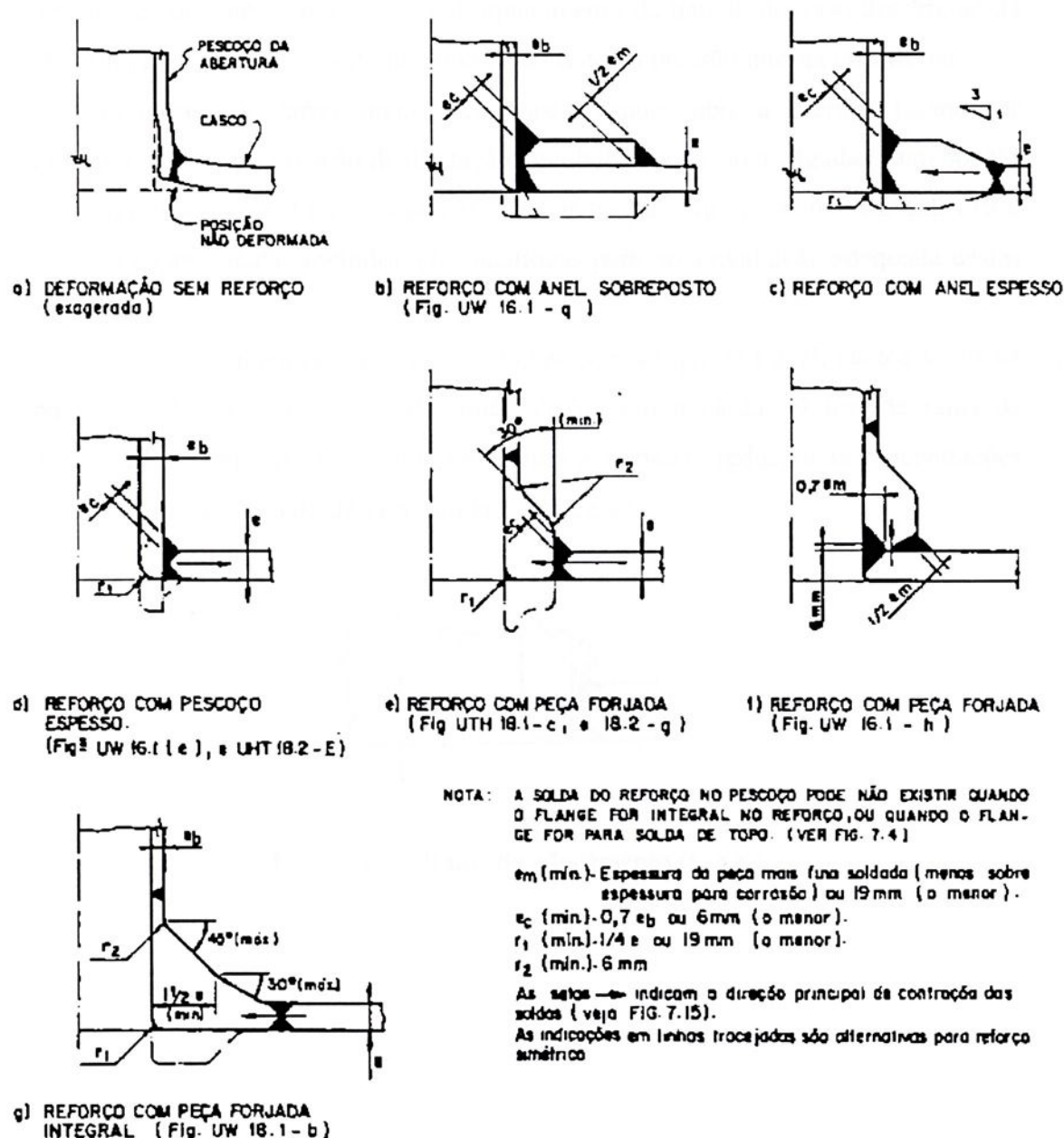


Figura 3.2 – Alguns tipos de reforços em aberturas
(Ref.: Telles, 1991)

É importante salientar que o cálculo de reforço conforme as regras do código, destina-se somente compensar o enfraquecimento da parede do vaso decorrente da abertura, considerando assim unicamente o efeito da pressão interna ou externa.

Para o caso de carregamentos externos atuando sobre a abertura (como por exemplo, o peso ou a reação de dilatação de tubulações externas ligadas a um bocal), o reforço deverá ser dimensionado para essas cargas. Nos próximos capítulos (5 e 6), serão apresentadas metodologias analíticas para uma avaliação adequada destas tensões.

O código recomenda que sejam evitados, sempre que possível, cantos vivos na parede do bocal, e na solda de união desta com a casca. O uso de raios de adoçamento, conforme apresentado na figura 3.3 abaixo, reduzem as concentrações de tensões resultantes da descontinuidade na região.

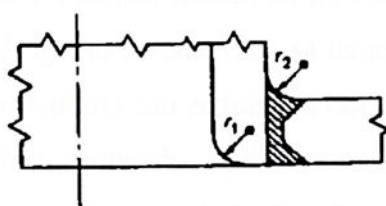


Figura 3.3 – Raios de adoçamento (r_1 e r_2)

3.2. Cálculo do Pescoço de Bocais

Os pescoços dos bocais devem ser calculados conforme parágrafo UG-45 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1. Os mesmos podem ser fabricados de três formas básicas: tubo com ou sem costura (solda), chapa calandrada, ou forjado.

Os bocais fabricados de tubos são normalmente utilizados em diâmetros de até 12" N.P.S. (Nominal Pipe Size) (323,8 mm de diâmetro externo). A partir de 12" N.P.S., as empresas optam pela conformação de bocais com chapas calandradas, obedecendo as mesmas dimensões padronizadas para os tubos (ANSI/ASME B36.10M). Os bocais forjados são escolhidos para diâmetros pequenos, isto é, até 2" N.P.S. (60,3 mm de diâmetro externo) aproximadamente. Estes bocais recebem o nome de "Long Weld Neck" e sua característica principal é a existência do flange, que justifica financeiramente sua utilização. Além disso, algumas vezes, bocais forjados são utilizados para qualquer dimensão quando condições de processo (por exemplo, serviço com hidrogênio ou então, baixa temperatura), ou operacionais (por exemplo, bocais muito próximos) são requisitos obrigatórios ou necessários. Estes bocais devem ser muito bem projetados, pois seu custo é bem maior que os demais tipos de bocais, devido ao seu processo de fabricação.

Basicamente, conforme o código ASME, a espessura é determinada da seguinte forma:

- A espessura não poderá ser menor do que a requerida por pressão interna na condição mais solicitada (tensões circunferenciais de membrana), da mesma forma do que para costados cilíndricos, ou seja:

$$t_m = \frac{P \cdot r}{S_n \cdot E - 0,6 \cdot P}, \text{ considerando-se o raio interno do bocal} \quad (3.1)$$

ou,

$$t_m = \frac{P \cdot r_o}{S_n \cdot E + 0,4 \cdot P}, \text{ considerando-se o raio externo do bocal} \quad (3.2)$$

onde:

- ◇ t_m = espessura requerida do bocal na condição corroída;
 - ◇ P = pressão interna manométrica;
 - ◇ r = raio interno do bocal na condição corroída;
 - ◇ r_o = raio externo do bocal;
 - ◇ S_n = tensão admissível do material do bocal conforme ASME, Seção II;
 - ◇ E = eficiência de junta, baseado no ensaio radiográfico utilizado:
 - $E = 0,7$ (quando nenhuma radiografia é feita);
 - $E = 0,85$ (quando trechos da solda são radiografados, de acordo com o código ASME, Seção V);
 - $E = 1,0$ (quando todas as soldas são radiografadas em toda a sua extensão).
- A espessura será no mínimo maior do que o menor valor entre: a espessura “standard” conforme ANSI/ASME B36.10M (ver tabela 3.1) e a espessura requerida da casca (costado ou tampo), onde estiver localizado o bocal, considerando eficiência de junta $E = 1,0$.

Tabela 3.1 – Dimensões de tubos conforme ANSI/ASME B36.10M

TUBOS DE AÇO CARBONO E AÇO LIGA CONFORME ANSI / ASME B36.10M																											
DN (in.)	D ext (mm)	sch 10		sch 20		sch 30		STD		sch 40		sch 60		XS		sch 80		sch 100		sch 120		sch 140		sch 160		XXS	
		t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m	t (mm)	kg/m
1/8"	10.30	---	---	---	---	---	---	1.73	0.36	1.73	0.36	---	---	2.41	0.46	2.41	0.46	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1/4"	13.70	---	---	---	---	---	---	2.23	0.83	2.23	0.83	---	---	3.02	0.80	3.02	0.80	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8"	17.10	---	---	---	---	---	---	2.31	0.85	2.31	0.85	---	---	3.20	1.10	3.20	1.10	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1/2"	21.30	---	---	---	---	---	---	2.77	1.26	2.77	1.26	---	---	3.73	1.62	3.73	1.62	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/4"	26.70	---	---	---	---	---	---	2.87	1.68	2.87	1.68	---	---	3.91	2.19	3.91	2.19	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1"	33.40	---	---	---	---	---	---	3.38	2.50	3.38	2.50	---	---	4.55	3.23	4.55	3.23	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1 1/4"	42.20	---	---	---	---	---	---	3.58	3.38	3.58	3.38	---	---	4.85	4.46	4.85	4.46	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1 1/2"	48.30	---	---	---	---	---	---	3.68	4.05	3.68	4.05	---	---	5.08	5.40	5.08	5.40	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2"	60.30	---	---	---	---	---	---	3.91	5.43	3.91	5.43	---	---	5.54	7.47	5.54	7.47	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2 1/2"	73.00	---	---	---	---	---	---	5.16	8.62	5.16	8.62	---	---	7.01	11.40	7.01	11.40	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3"	88.90	---	---	---	---	---	---	5.49	11.28	5.49	11.28	---	---	7.62	15.25	7.62	15.25	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3 1/2"	101.60	---	---	---	---	---	---	5.74	13.56	5.74	13.56	---	---	8.08	18.81	8.08	18.81	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
4"	114.30	---	---	---	---	---	---	6.02	16.06	6.02	16.06	---	---	8.56	22.29	8.56	22.29	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
5"	141.30	---	---	---	---	---	---	6.55	21.75	6.55	21.75	---	---	9.52	30.92	9.52	30.92	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
6"	168.30	---	---	---	---	---	---	7.11	28.23	7.11	28.23	---	---	10.97	42.51	10.97	42.51	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
8"	219.10	---	---	6.35	33.27	7.03	36.75	8.18	42.48	8.18	42.48	10.31	53.08	12.70	64.56	12.70	64.56	15.09	75.78	18.26	60.31	20.62	100.87	23.01	111.17	22.22	107.16
10"	273.00	---	---	6.35	41.72	7.80	50.95	9.27	60.23	9.27	60.23	12.70	81.45	12.70	81.45	15.09	85.83	18.26	114.58	21.44	132.83	25.40	154.94	28.57	172.09	25.40	154.94
12"	323.80	---	---	6.35	49.67	8.38	55.13	9.52	73.75	10.31	79.70	14.27	108.95	12.70	97.34	17.47	131.79	21.44	159.65	25.40	166.73	28.57	207.84	33.32	238.57	25.40	186.73
14"	355.60	6.35	54.62	7.92	67.97	9.52	81.20	9.52	81.20	11.12	84.29	15.09	126.49	12.70	107.27	19.05	157.92	23.82	184.62	27.79	224.33	31.75	253.29	35.71	281.46	---	---
16"	406.40	6.35	62.57	7.92	77.91	9.52	93.12	9.52	93.12	12.70	123.16	16.66	160.02	12.70	123.16	21.44	203.23	28.19	245.31	30.96	286.29	36.52	332.67	40.49	364.89	---	---
18"	457.20	6.35	70.62	7.92	87.84	11.12	122.11	9.52	105.04	14.27	155.88	19.05	205.60	12.70	139.05	23.82	254.21	29.36	309.50	34.92	363.26	39.67	408.16	45.24	459.12	---	---
20"	508.00	6.35	78.46	9.52	116.96	12.70	154.95	9.52	116.96	15.09	183.11	20.62	247.75	12.70	154.95	28.19	310.87	32.54	381.15	36.10	441.00	44.45	507.66	50.01	564.18	---	---
22"	558.80	6.35	86.41	9.52	128.88	12.70	170.84	9.52	128.88	---	---	22.22	293.75	12.70	170.84	28.57	373.22	34.92	450.89	41.27	526.17	47.62	599.68	53.97	671.19	---	---
24"	609.60	6.35	94.35	9.52	140.79	14.27	209.51	9.52	140.79	17.47	254.70	24.81	354.56	12.70	186.73	30.86	441.24	36.89	546.77	46.02	639.10	52.37	719.06	59.54	806.67	---	---
26"	660.40	7.92	127.57	12.70	202.62	---	---	9.52	152.71	---	---	---	---	12.70	202.62	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
28"	711.20	7.92	137.51	12.70	218.51	15.87	271.90	9.52	164.63	---	---	---	---	12.70	218.51	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
30"	762.00	7.92	147.43	12.70	234.40	15.87	291.77	9.52	176.55	---	---	---	---	12.70	234.40	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
32"	812.80	7.92	157.37	12.70	250.30	15.87	311.63	9.52	188.47	17.47	---	---	---	12.70	250.30	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
34"	863.60	7.92	167.30	12.70	268.19	15.87	331.50	9.52	200.36	17.47	---	---	---	12.70	268.19	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
36"	914.40	7.92	177.24	12.70	282.08	15.87	351.36	9.52	212.31	19.05	---	---	---	12.70	282.09	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
42"	1066.80	---	---	---	---	---	---	9.52	248.07	---	---	---	---	12.70	329.76	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---



Observação: De acordo com a norma ANSI/ASME B36.10M, é permitida uma tolerância de fabricação de 12,5 % na espessura do tubo. Com isso, o tubo poderá ter uma espessura 12,5 % menor, e desta forma, na realização dos cálculos, esta variação deverá ser contemplada.

3.3. Cálculo do Reforço de Bocais devido a Pressão Interna

Visto que o objetivo principal deste trabalho é a verificação das tensões resultantes de cargas externas aplicadas em bocais de processo, mostraremos através de uma forma bem resumida e sucinta, a idéia pela qual se baseia o processo de cálculo para reforço dos mesmos, conforme código ASME Seção VIII, Divisão 1, válido para cascas esféricas e cilíndricas.

No final deste capítulo, será mostrada na figura 3.5, a metodologia completa do código ASME para reforço dos bocais.

Deve-se comentar que o reforço deve ser providenciado em quantidade e distribuição suficientes, de tal maneira que satisfaça todos os planos que contenham o centro da abertura. Para uma abertura circular em casca cilíndrica, o plano contendo o eixo do vaso é o plano com maior valor de carregamento devido a pressão interna. Não menos que metade do reforço requerido deverá estar contido em cada lado da linha de centro da abertura.

Observa-se que de acordo com o código ASME, os reforços aplicados somente serão aceitáveis, ou em outras palavras, tendo participação efetiva ao reforço da abertura, quando as áreas da seção transversal em qualquer plano normal à parede do vaso e que passe através da linha de centro da abertura, estiverem contidos dentro de limites pré-estabelecidos pelo código. Na figura 3.5 são mostrados de forma completa estes limites (contornos) para que o reforço seja adequado.



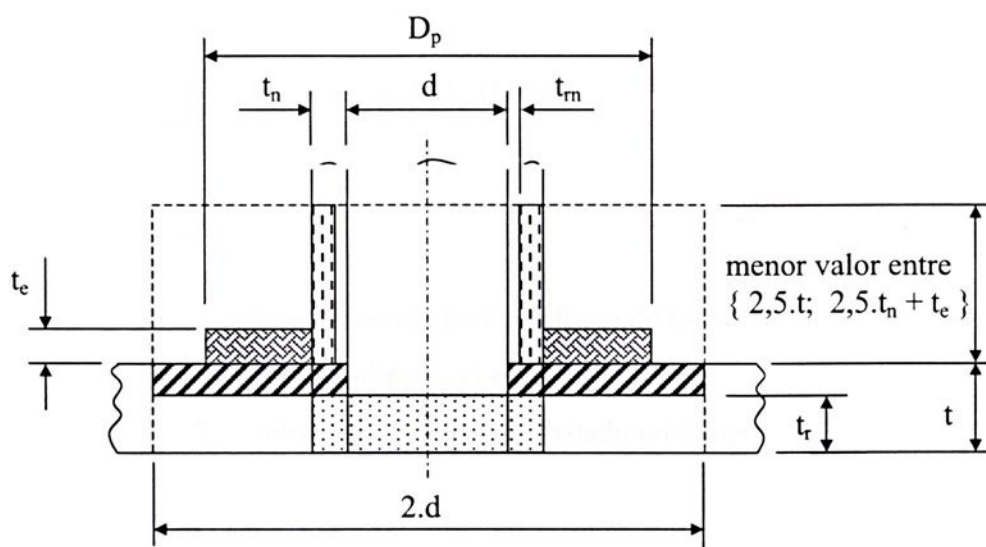


Figura 3.4 – Reforço de bocais na forma simplificada

A nomenclatura utilizada na figura 3.4 acima é a seguinte, observando-se que para a execução dos cálculos, de acordo com as regras do código ASME, todas as dimensões devem ser consideradas na condição corroída:

- t_r = espessura requerida do costado ou tampo, conforme mostrado em 2.7.3 e 2.7.4;
- t = espessura adotada do costado ou tampo;
- t_m = espessura requerida do bocal, conforme mostrado em 3.2;
- t_n = espessura adotada do bocal;
- d = diâmetro interno do bocal;
- D_p = diâmetro externo da chapa de reforço;
- t_e = espessura da chapa de reforço;
- $\{ 2.d; 2,5.t; 2,5.t_n + t_e \}$ – limites para o cálculo do reforço.

Área requerida:

$$A = d \cdot t_r + 2 \cdot t_n \cdot t_r \cdot (1 - f_{rl}) \quad (3.3)$$

onde: $f_{rl} = \frac{S_n}{S_v}$

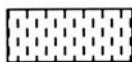
- A = área requerida para o reforço do bocal;
- S_n = tensão admissível do bocal;
- S_v = tensão admissível do costado ou tampo.

Áreas disponíveis:

$$A_1 = d \cdot (t - t_r) + 2 \cdot t_n \cdot (t - t_r) \cdot (1 - f_{rl}) \quad (3.4)$$

onde:

- A_1 = área disponível no costado ou tampo



$$A_2 = \text{menor} \left\{ \begin{array}{l} 5 \cdot (t_n - t_m) \cdot t \cdot f_{rl}; \\ 2 \cdot (t_n - t_m) \cdot (2,5 \cdot t_n + t_e) \cdot f_{rl} \end{array} \right\} \quad (3.5)$$

onde:

- A_2 = área disponível no bocal



$$A_s = (D_p - d - 2 \cdot t_n) \cdot t_p \cdot f_{r2} \quad (3.6)$$

onde: $f_{r2} = \frac{S_p}{S_v}$

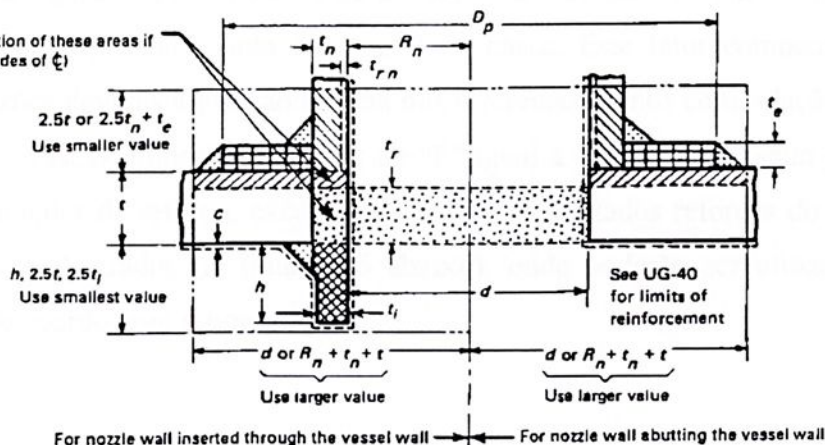
- A_s = área disponível no reforço
- S_p = tensão admissível do reforço

Avaliação:

- se $A_1 + A_2 \geq A \Rightarrow$ não precisa de reforço
- se $A_1 + A_2 < A \Rightarrow$ adicionar reforço ou aumentar espessuras
- se $A_1 + A_2 + A_s \geq A \Rightarrow$ o reforço está adequado

GENERAL NOTE:

Includes consideration of these areas if $S_n/S_v < 1.0$ (both sides of ϕ)



Without Reinforcing Element

- $A = d t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1})$ Area required
- $A_1 = \begin{cases} d(E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r) (1 - f_{r1}) \\ 2(t + t_n)(E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r) (1 - f_{r1}) \end{cases}$ Area available in shell; use larger value
- $A_2 = \begin{cases} 5(t_n - t_m) f_{r2} t \\ 5(t_n - t_m) f_{r2} t_n \end{cases}$ Area available in nozzle projecting outward; use smaller value
- $A_3 = \begin{cases} 5 t_i f_{r2} \\ 5 t_i f_{r2} \\ 2 h t_i f_{r2} \end{cases}$ Area available in inward nozzle; use smallest value

- $A_{41} = \text{outward nozzle weld} = (\text{leg})^2 f_{r2}$
- $A_{43} = \text{inward nozzle weld} = (\text{leg})^2 f_{r2}$

If $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} > A$

If $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} < A$

Area available in outward weld

Area available in inward weld

Opening is adequately reinforced

Opening is not adequately reinforced so reinforcing elements must be added and/or thicknesses must be increased

With Reinforcing Element Added

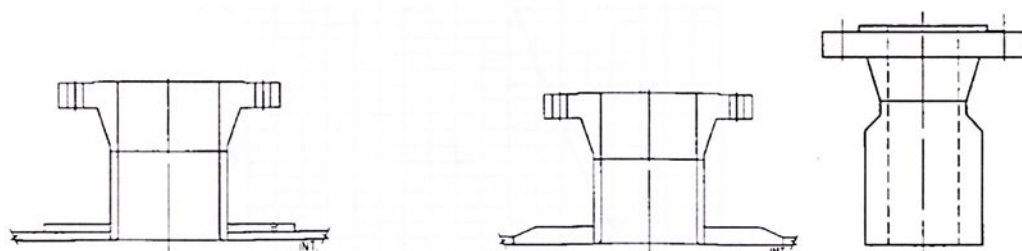
- $A = \text{same as } A, \text{ above}$ Area required
- $A_1 = \text{same as } A_1, \text{ above}$ Area available
- $A_2 = \begin{cases} 5(t_n - t_m) f_{r2} t \\ 2(t_n - t_m) (2.5 t_n + t_e) f_{r2} \end{cases}$ Area available in nozzle projecting outward; use smaller area
- $A_3 = \text{same as } A_3, \text{ above}$ Area available in inward nozzle
- $A_{41} = \text{outward nozzle weld} = (\text{leg})^2 f_{r3}$ Area available in outward weld
- $A_{42} = \text{outer element weld} = (\text{leg})^2 f_{r4}$ Area available in outer weld
- $A_{43} = \text{inward nozzle weld} = (\text{leg})^2 f_{r2}$ Area available in inward weld
- $A_5 = (D_p - d - 2 t_n) t_e f_{r4}$ [Note (1)] Area available in element
- If $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 > A$ Opening is adequately reinforced

NOTE:

(1) This formula is applicable for a rectangular cross-sectional element that falls within the limits of reinforcement.

Figura 3.5 – Reforço de bocais conforme código ASME (UG-37)

Observa-se na figura 3.5, a existência de um fator de correção “F” nas fórmulas de cálculo de área requerida e área disponível na casca. Este fator compensa a variação das tensões devidas a pressão interna nos diferentes planos com relação ao eixo do vaso. Em cascas cilíndricas, o valor de “F” igual a 1,0 deve ser usado para todas as configurações de reforço, exceto quando forem utilizados reforços do tipo integral (conforme ilustrados na figura 3.6 abaixo), onde poderão ser utilizados valores de “F” de acordo com a figura 3.7.



Reforço tipo “pad”, $F = 1,0$, para todo θ

Reforços do tipo integral, $F = f(\theta)$

Figura 3.6 – Valores do fator “F”

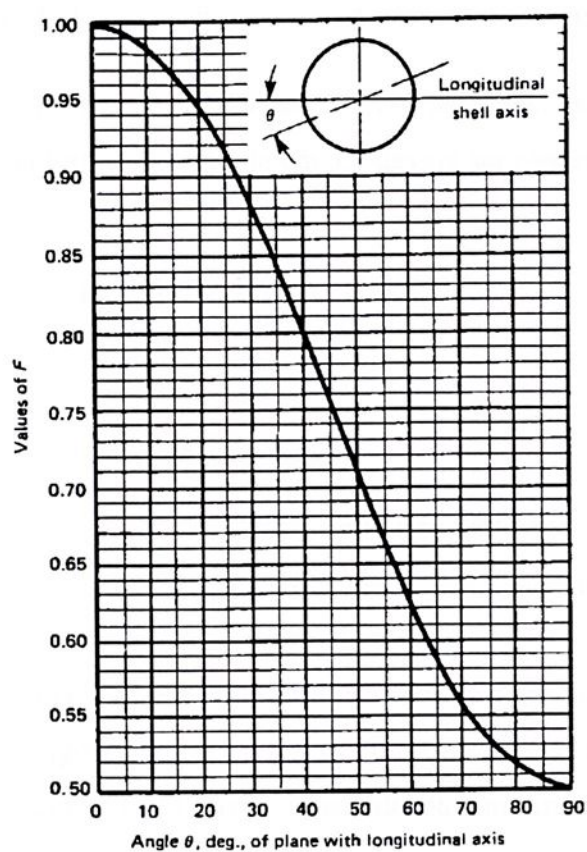


Figura 3.7 – Fator “F” em função de θ conforme código ASME (UG-37)

3.4. Cálculo do Reforço de Bocais devido a Pressão Externa

Para o reforço de aberturas em vasos sujeitos a pressão externa, somente 50% da área requerida pela fórmula mostrada em 3.3 deverá ser repostada, ou seja:

$$A = \frac{1}{2} \cdot [d \cdot t_r + 2 \cdot t_n \cdot t_r \cdot (1 - f_{r1})] \quad (3.7)$$

onde: $f_{r1} = \frac{S_n}{S_v}$

- S_n = tensão admissível do bocal;
- S_v = tensão admissível do costado ou tampo.

Da fórmula acima, “tr” é a espessura da casca (esférica ou cilíndrica) requerida pelas regras do código ASME para vasos sujeitos a pressão externa. Além disso, o valor do fator de correção “F” (não mostrado na fórmula acima) é tomado como sendo igual a 1,0 para todo os tipos de reforços.

Para vasos de pressão sujeitos a pressão interna e externa alternadamente, ambas as condições solicitadas para um reforço adequado de aberturas em cascas esféricas e cilíndricas deverão ser atendidas.

CAPÍTULO 4 – TENSÕES EM CASCAS ESFÉRICAS E CILÍNDRICAS (BOLETIM WRC-107) – EQUAÇÃO GERAL

4.1. Dados históricos

Visando proporcionar métodos para se determinar as tensões nas interfaces de cascas esféricas e cilíndricas com bocais, sujeitas a várias formas de carregamentos externos, um programa de pesquisa analítico-experimental foi patrocinado pela PVRC (Pressure Vessel Research Committee).

A parte analítica deste trabalho foi realizada pelo Prof. P. P. Bijlaard (Cornell University). O desenvolvimento da solução teórica envolveu suposições e simplificações, incluindo o uso pouco aprofundado da teoria de cascas para vasos esféricos, e teoria de membrana para vasos cilíndricos. Estas circunstâncias limitaram o potencial de utilização para uma relação d_i / D_i (onde d_i e D_i são os diâmetros internos do bocal e da casca, respectivamente) de aproximadamente 0,33 em cascas esféricas, e 0,25 em cascas cilíndricas (WRC-107, 1979).

Uma vez que nenhum dado era disponível para relação de diâmetros maiores, fez o Prof. Bijlaard mais tarde, pelo impulso de empresas e engenheiros de projeto, desenvolver dados para aplicação em cascas cilíndricas cuja relação de d_i / D_i era de aproximadamente 0,60. Fazendo isto, o Prof. Bijlaard incluiu cuidados específicos a respeito das limitações possíveis destes dados, como cita: “Os valores foram calculados por solicitação de diversas empresas. Deve-se lembrar, entretanto, que estes, de fato, aplicam-se com base na teoria de membrana e, para cargas radiais, no centro da superfície de carregamento. Fica entendido que, usando estes valores para os limites do acessório (bocal), como foi recomendado para superfícies pequenas de carregamento, os valores podem não ser conservativos” (WRC-107, 1979).

Na sequência à conclusão do trabalho teórico, trabalhos experimentais foram realizados no esforço de se verificar a validade da teoria. Uma vez que este trabalho aparentemente proporcionou uma verificação razoável da teoria, ficou limitado a



relações de d_i / D_i relativamente pequenas, sendo 0,10 no caso de cascas esféricas, e 0,126 no caso de cascas cilíndricas (WRC-107, 1979).

Após incidentes na utilização dos dados de Bijlaard, tornou-se aparente que engenheiros de projeto algumas vezes tinham dificuldades na interpretação, ou propriamente, aplicação deste trabalho. Como resultado de tais experiências, a PVRC sentiu a necessidade de transformar todo o trabalho de Bijlaard em um livro do tipo “de receita” (cook-book) para facilitar seu uso pelos engenheiros de projeto. Entretanto, antes deste documento ser lançado, as limitações mencionadas acima tornaram-se aparentes, apresentando um dilema infeliz: os dados de teste indicaram que os dados calculados eram parcialmente inadequados, mas a exata natureza e magnitude dos erros eram desconhecidas, e um tratamento analítico melhor do problema não era disponível (WRC-107, 1979).

Sob estas circunstâncias, ficou decidido que o melhor caminho foi proceder com o lançamento do “cook-book”, estendendo as curvas de Bijlaard da melhor forma possível, com base nos dados de teste disponível. Esta decisão foi baseada na premissa que todas as mudanças propostas deveriam ser para o lado conservativo (ou da segurança) e que os engenheiros de projeto continuariam a utilizar estes dados, a não ser que algumas alternativas mais adequadas fossem oferecidas (WRC-107, 1979).

Desta forma, o paper WRC-107 foi apresentado na esperança de facilitar a utilização do trabalho de Bijlaard pelos engenheiros de projeto. Todo o esforço foi feito para apontar qualquer limitação conhecida do trabalho e explicar a exata natureza das mudanças que devem ser feitas nos dados e curvas originais de Bijlaard. Entretanto, os usuários devem ser cuidadosos, pois os resultados não são necessariamente adequados para todos os casos (WRC-107, 1979).



4.2. Sobre o WRC (Welding Research Council)

Fundado em 1935, o WRC (Welding Research Council) é uma entidade formada por cientistas e especialistas em Engenharia que desenvolvem soluções para problemas no campo da soldagem e tecnologia de aplicação em vasos de pressão. Estes trocam conhecimentos, compartilham perspectivas e executam atividades de P&D (Pesquisa e Desenvolvimento). Na necessidade, o Conselho organiza e gerencia programas cooperativos, que são, sem dúvida, a chave do avanço tecnológico.

Publicações da WRC – são relatórios oriundos de pesquisas realizadas nos campos da soldagem e de vasos de pressão. As aplicações são orientadas, e proporcionam recomendações específicas baseadas em tecnologias validadas. Desta forma, mais de 475 boletins (dados atuais) já foram publicados, visando sempre, o aumento da eficiência produtiva, e a redução dos custos de fabricação com o máximo de benefício.

4.3. Sobre o Prof. P. P. Bijlaard

O Prof. P. P. Bijlaard é um engenheiro formado na “Technische Universiteit Delft”, na Holanda, nos anos 30. O desejo de viajar o enviou para a Índia Oriental Holandesa onde se estabeleceu depois de casar-se. Enquanto esteve lá, publicou uma revista chamada “A Engenharia na Índia Holandesa”. Mas depois de preso por quatro anos durante a Segunda Guerra Mundial, ele decidiu voltar a Delft.

A conexão dele com a Faculdade de Engenharia da Universidade de Cornell era caprichosa. A filha do professor Bijlaard estava nos Estados Unidos, e com o objetivo de estar no mesmo continente que a filha, transferiu-se para Cornell a procura de uma posição. Em Cornell, Bijlaard juntou-se ao grupo de Engenharia Estrutural, transferindo-se posteriormente ao Departamento de Mecânica Teórica e Aplicada, onde esteve até o final de 1966.

4.4. Equação Geral

Na análise de tensões de cascas finas ou delgadas (esféricas e cilíndricas), considera-se a relação entre forças internas de membrana, momentos internos de flexão e concentração de tensões de acordo com a seguinte equação:

$$\sigma_i = K_n \cdot \frac{N_i}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_i}{T^2} \quad (4.1)$$

Onde:

- σ_i : tensão normal na direção “i” na superfície da casca (esférica e cilíndrica);
- K_n : fator de concentração de tensões de membrana (tração ou compressão);
- K_b : fator de concentração de tensões de flexão;
- N_i : força de membrana por unidade de comprimento na direção “i”;
- M_i : momento de flexão por unidade de comprimento na direção “i”;
- T : espessura da casca esférica ou cilíndrica.

Os fatores de concentração de tensões K_n e K_b deverão ser considerados nas seguintes situações:

- (a) o equipamento é construído de materiais frágeis.
- (b) uma avaliação de fadiga criteriosa no equipamento (quando aplicável) não é realizada.

Visto que na prática, a maioria dos equipamentos estáticos são projetados/fabricados de materiais dúcteis (aço carbono e aço ligado), e durante a sua vida útil (em operação) não são solicitados a cargas consideráveis de fadiga, não estaremos considerando neste trabalho estes fatores. Neste caso, temos que:

$$K_n = K_b = 1$$



Para a obtenção dos valores de N_i e M_i , o Prof. P. P. Bijlaard desenvolveu através de recursos computacionais, métodos baseados em curvas adimensionais, obtidos para uma ampla faixa de casos (relação entre diâmetros de bocais e cascas esféricas e cilíndricas).

Neste trabalho, é apresentada uma sinopse dos numerosos "papers" escritos pelo Prof. P. P. Bijlaard, e cujo conteúdo está apresentado no Boletim nº 107 do "Welding Research Council" (WRC-107).



CAPÍTULO 5 – TENSÕES EM CASCAS ESFÉRICAS

5.1. Convenção de Sinais

As tensões aqui consideradas são as resultantes na junção casca (esférica) versus bocal. Conforme apresentado na figura 5.1 abaixo, existe na parede da casca, um estado biaxial de tensões nas superfícies interna e externa. Na região em análise, podemos prever se as tensões serão de tração (+) ou de compressão (-) pela consideração das deflexões dos vários modos de carregamento.

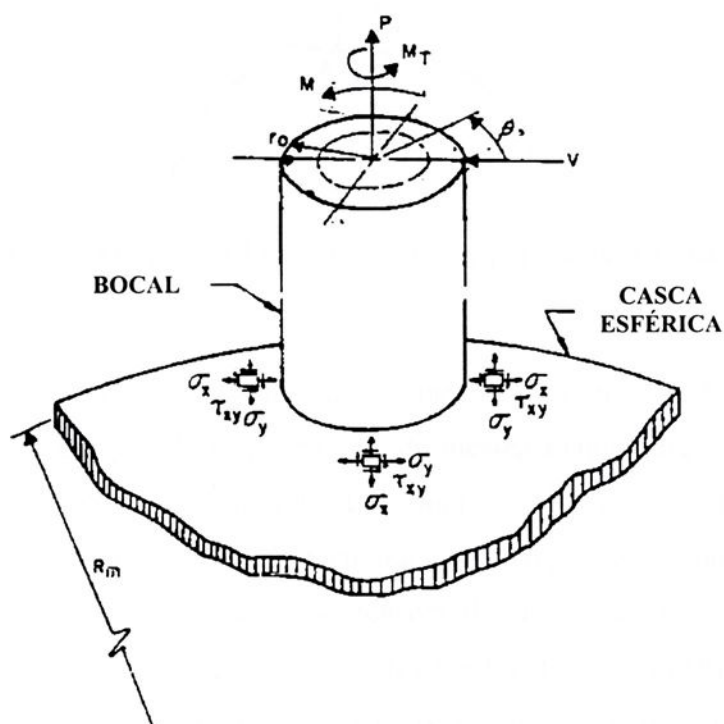


Figura 5.1 – Tipos de carregamento aplicados no bocal em casca esférica

Considerando a figura 5.2 abaixo, ilustramos uma força radial de compressão (P) transmitida à casca pelo acessório (bocal). Neste caso, a força age similarmente a uma pressão externa localizada na casca, causando tensões de membrana de compressão. Além disso, flexão local ocorre de modo que tensões de flexão de tração resultam na superfície interna dos pontos A e B indicados, enquanto que tensões de flexão de compressão resultam na superfície externa dos respectivos pontos.

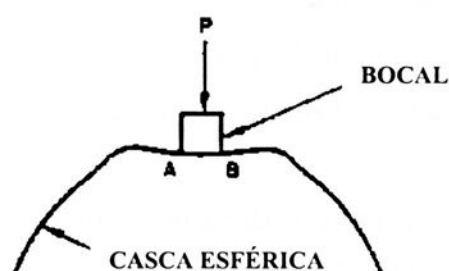


Figura 5.2 – Força radial de compressão (P) aplicada em casca esférica

Considerando a figura 5.3, ilustramos uma carga momento (M) que pode ser decomposta em um par de forças radiais de mesma magnitude, mesma direção e sentidos opostos. Neste caso, tensões de membrana de tração resultam no ponto A indicado, enquanto que tensões de membrana de compressão resultam no ponto B indicado. Tal como no caso anterior, tensões de flexão também ocorrem, de tal forma que tensões de flexão de tração desenvolvem-se na superfície externa do ponto A e na superfície interna do ponto B, e tensões de flexão de compressão desenvolvem-se na superfície interna do ponto A e na superfície externa do ponto B.

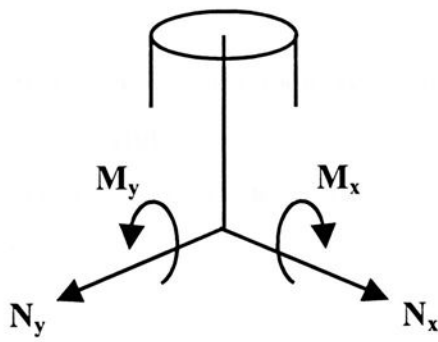
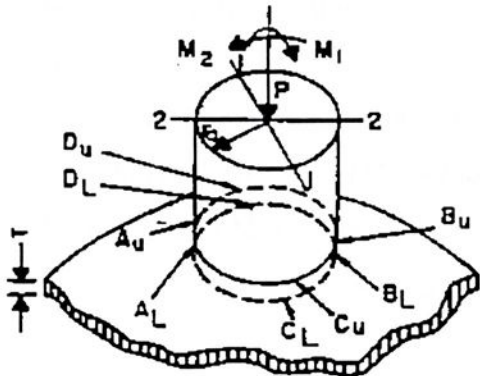


Figura 5.3 – Carga momento (M) aplicada em casca esférica

Desta maneira, os sinais (tração +, compressão -) das tensões resultantes das várias condições de carregamentos externos podem ser avaliados. Deve-se notar que estas tensões estão localizadas na parede do vaso na sua junção com o acessório (bocal).

Na tabela 5.1 são apresentados os sinais das tensões resultantes das cargas radiais e de momentos. Esta tabela facilitará a utilização das curvas adimensionais, e minimizará dúvidas a respeito dos sinais das tensões calculadas.

Tabela 5.1 – Convenção de sinais para tensões resultantes em cascas esféricas



TENSÃO	LOCALIZAÇÃO	CARREGAMENTO		
		P	M ₁	M ₂
Membrana $\frac{N_x}{T}$ e $\frac{N_y}{T}$	A _U A _L	-		-
	B _U B _L	-		+
	C _U C _L	-	-	
	D _U D _L	-	+	
Flexão $\frac{6 \cdot M_x}{T^2}$	A _U	-		-
	A _L	+		+
	B _U	-		+
	B _L	+		-
	C _U	-	-	
	C _L	+	+	
	D _U	-	+	
	D _L	+	-	
Flexão $\frac{6 \cdot M_y}{T^2}$	A _U	-		-
	A _L	+		+
	B _U	-		+
	B _L	+		-
	C _U	-	-	
	C _L	+	+	
	D _U	-	+	
	D _L	+	-	

Notas:

1. Convenção de sinais para tensões: + tração, - compressão.
2. Se a carga P tem sentido contrário ao indicado, todos os sinais na coluna relativa a P terão os sinais invertidos (+/-).
3. Se o momento M_1 (M_2) tem sentido contrário ao indicado, todos os sinais na coluna relativa a M_1 (M_2) terão os sinais invertidos (+/-).
4. Os momentos M_1 e M_2 podem ser combinados vetorialmente, isto é:

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

5.2. Parâmetros

Os resultados do trabalho do Prof. P. P. Bijlaard foram plotados em termos de parâmetros geométricos adimensionais através da utilização de recursos computacionais. Portanto, o primeiro passo é avaliar os parâmetros geométricos aplicáveis.

5.2.1. Parâmetro da Casca (U)

O parâmetro U da casca é dado pela relação do raio externo do bocal pela raiz quadrada do produto do raio médio da casca com a espessura. Desta forma:

$$U = \frac{r_o}{\sqrt{R_m \cdot T}} \quad (5.1)$$

Onde:

- r_o = raio externo da conexão;
- R_m = raio médio da casca esférica;
- T = espessura da casca esférica.



5.2.2. Parâmetros do Bocal (Υ , ρ)

Para o bocal, os seguintes parâmetros devem ser avaliados:

$$\Upsilon = \frac{r_m}{t} \quad (5.2)$$

$$\rho = \frac{T}{t} \quad (5.3)$$

Onde:

- r_m = raio médio da conexão;
- t = espessura da conexão.

5.3. Cálculo das Tensões

A partir de procedimentos listados a seguir, as tensões de membrana e de flexão, conforme apresentados na tabela 5.1, são calculadas em função de valores retirados de curvas adimensionais juntamente como os parâmetros geométricos da casca (U) e do bocal (Υ , ρ). Estas curvas, SP-1 a SP-10 para o cálculo das tensões resultantes da força radial P , e SM-1 a SM-10 para o cálculo das tensões resultantes da carga momento M , estão apresentadas no Apêndice A deste trabalho.

A nomenclatura utilizada neste capítulo, relacionada com a figura 5.1, é a seguinte:

- P = força radial concentrada ou distribuída;
- V_1 = força de cisalhamento na direção 2-2;
- V_2 = força de cisalhamento na direção 1-1;
- M_1 = momento na direção 1-1;
- M_2 = momento na direção 2-2;
- M_T = momento de torção;
- θ = ângulo de aplicação da força no bocal;

- N_x = força de membrana na parede da casca na direção “x”;
- N_y = força de membrana na parede da casca na direção “y”;
- M_x = momento de flexão na parede da casca na direção “x”;
- M_y = momento de flexão na parede da casca na direção “y”;
- σ_x = tensão normal na direção “x”;
- σ_y = tensão normal na direção “y”;
- τ_{xy} = tensão de cisalhamento na face “x” e direção “y”;
- τ_{yx} = tensão de cisalhamento na face “y” e direção “x”;
- τ_1 = tensão de cisalhamento na face 1-1;
- τ_2 = tensão de cisalhamento na face 2-2;
- S = intensidade de tensão combinada ou equivalente.

5.3.1. Tensões Resultantes da Força Radial P

5.3.1.1. Tensão (σ_x)

Passo 1: Usando os valores de U , Y e ρ , ler o valor de $\left(\frac{N_x \cdot T}{P}\right)$ das curvas aplicáveis encontradas em uma das seguintes figuras: SP-1 a SP-10, inclusive.

Passo 2: Pelo mesmo procedimento usado acima, ler o valor de $\left(\frac{M_x}{P}\right)$ das curvas aplicáveis. Estes valores serão encontrados nas mesmas figuras utilizadas acima.

Passo 3: Usando os valores de P e T , calcular a tensão de membrana $\left(\frac{N_x}{T}\right)$ através da seguinte equação:

$$\frac{N_x}{T} = \left(\frac{N_x \cdot T}{P}\right) \cdot \left(\frac{P}{T^2}\right) \quad (5.4)$$

Passo 4: De forma similar ao utilizado acima, calcular a tensão de flexão $\left(\frac{6 \cdot M_x}{T^2}\right)$ através da seguinte equação:

$$\frac{6 \cdot M_x}{T^2} = \left(\frac{M_x}{P}\right) \cdot \left(\frac{6 \cdot P}{T^2}\right) \quad (5.5)$$

Passo 5: Combinar as tensões de membrana e de flexão calculadas acima utilizando a equação geral apresentada no capítulo 4 juntamente com a escolha apropriada dos sinais (ver tabela 5.1):

$$\sigma_x = K_n \cdot \frac{N_x}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_x}{T^2} \quad (5.6)$$

onde: $K_n = K_b = 1$

5.3.1.2. Tensão (σ_y)

Seguindo os mesmos cinco passos apresentados em 5.3.1.1, e utilizando as mesmas figuras (SP-1 a SP-10), encontrar os valores de $\left(\frac{N_y \cdot T}{P}\right)$ e $\left(\frac{M_y}{P}\right)$ nas curvas aplicáveis. Desta forma, obtemos:

$$\frac{N_y}{T} = \left(\frac{N_y \cdot T}{P}\right) \cdot \left(\frac{P}{T^2}\right) \quad (5.7)$$

$$\frac{6 \cdot M_y}{T^2} = \left(\frac{M_y}{P}\right) \cdot \left(\frac{6 \cdot P}{T^2}\right) \quad (5.8)$$

$$\sigma_y = K_n \cdot \frac{N_y}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_y}{T^2} \quad (5.9)$$

onde: $K_n = K_b = 1$

5.3.2. Tensões Resultantes da Carga Momento M

5.3.2.1. Tensão (σ_x)

Passo 1: Usando os valores de U, Y e ρ , ler o valor de $\left(\frac{N_x \cdot T \cdot \sqrt{R_m \cdot T}}{M} \right)$ das curvas aplicáveis encontradas em uma das seguintes figuras: SM-1 a SM-10, inclusive.

Passo 2: Pelo mesmo procedimento usado acima, ler o valor de $\left(\frac{M_x \cdot \sqrt{R_m \cdot T}}{M} \right)$ das curvas aplicáveis. Estes valores serão encontrados nas mesmas figuras utilizadas acima.

Passo 3: Usando os valores de M, R_m e T, calcular a tensão de membrana $\left(\frac{N_x}{T} \right)$ através da seguinte equação:

$$\frac{N_x}{T} = \left(\frac{N_x \cdot T \cdot \sqrt{R_m \cdot T}}{M} \right) \cdot \left(\frac{M}{T^2 \cdot \sqrt{R_m \cdot T}} \right) \quad (5.10)$$

Passo 4: De forma similar ao utilizado acima, calcular a tensão de flexão $\left(\frac{6 \cdot M_x}{T^2} \right)$ através da seguinte equação:

$$\frac{6 \cdot M_x}{T^2} = \left(\frac{M_x \cdot \sqrt{R_m \cdot T}}{M} \right) \cdot \left(\frac{6 \cdot M}{T^2 \cdot \sqrt{R_m \cdot T}} \right) \quad (5.11)$$

Passo 5: Combinar as tensões de membrana e de flexão calculadas acima utilizando a equação geral apresentada no capítulo 4 juntamente com a escolha apropriada dos sinais (ver tabela 5.1):



$$\sigma_x = K_n \cdot \frac{N_x}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_x}{T^2} \quad (5.12)$$

$$\text{onde: } K_n = K_b = 1$$

5.3.2.2. Tensão (σ_y)

Seguindo os mesmos cinco passos apresentados em 5.3.2.1, e utilizando as mesmas figuras (SM-1 a SM-10), encontrar os valores de $\left(\frac{N_y \cdot T \cdot \sqrt{R_m \cdot T}}{M} \right)$ e $\left(\frac{M_y \cdot \sqrt{R_m \cdot T}}{M} \right)$ nas curvas aplicáveis. Desta forma, obtemos:

$$\frac{N_y}{T} = \left(\frac{N_y \cdot T \cdot \sqrt{R_m \cdot T}}{M} \right) \cdot \left(\frac{M}{T^2 \cdot \sqrt{R_m \cdot T}} \right) \quad (5.13)$$

$$\frac{6 \cdot M_y}{T^2} = \left(\frac{M_y \cdot \sqrt{R_m \cdot T}}{M} \right) \cdot \left(\frac{6 \cdot M}{T^2 \cdot \sqrt{R_m \cdot T}} \right) \quad (5.14)$$

$$\sigma_y = K_n \cdot \frac{N_y}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_y}{T^2} \quad (5.15)$$

$$\text{onde: } K_n = K_b = 1$$

5.3.3. Tensões Resultantes do Momento de Torção M_T

O momento de torção induz na junção casca versus bocal tensões de cisalhamento puro. Desta forma, temos:

$$\tau_{yx} = \tau_{xy} = \frac{M_T}{2 \cdot \pi \cdot r_o^2 \cdot T} \quad (5.16)$$

Se somente tensões de cisalhamento são consideradas, deve-se notar que a intensidade de tensão equivalente é duas vezes a tensão de cisalhamento calculada acima.

5.3.4. Tensões Resultantes da Força Cortante V

Bijlaard propôs que a força cortante (V) pode ser assumida como sendo inteiramente transmitida à casca pela força de membrana de cisalhamento. Portanto, as tensões na casca na junção casca versus bocal podem ser definidas como sendo:

$$\tau_{xy} = \frac{V}{\pi \cdot r_o \cdot T} \cdot \sin(\theta) \quad (5.17)$$

5.3.5. Tensões Resultantes de Carregamentos Arbitrários

No caso geral, todos os carregamentos (forças e momentos) aplicados devem ser resolvidos (na interface casca versus bocal) nas três direções principais, ou seja, devem ser solucionados em componentes P, V₁, V₂, M₁, M₂ e M_T. Para carregamentos arbitrários, as tensões de membrana, flexão e de cisalhamento podem ser avaliadas nos oito pontos distintos da casca na junção com o bocal. Estes oito pontos estão apresentados na tabela 5.1 de convenção de sinais.

As numerosas tensões resultantes na junção casca versus bocal podem ser prontamente avaliadas, se um esquema similar ao apresentado na tabela 5.2 for utilizado. Na utilização deste esquema, deve-se notar que o critério da Máxima Tensão de Cisalhamento foi usado para determinar a intensidade das tensões equivalentes (ou combinadas). Deve-se ressaltar que a avaliação das tensões resultantes da pressão interna foi omitida, entretanto, deve ser considerada durante os cálculos.

Tabela 5.2 – Folha de cálculo para tensões localizadas em cascas esféricas
(Ref.: Boletim WRC-107, 1965, rev. 1979)

1. Applied Loads*

Radial Load, $P =$ _____
 Shear Load, $V_1 =$ _____
 Shear Load, $V_2 =$ _____
 Overturning Moment, $M_1 =$ _____
 Overturning Moment, $M_2 =$ _____
 Torsional Moment, $M_T =$ _____

2. Geometry

Vessel Thickness, $T =$ _____
 Vessel Mean Radius, $R_m =$ _____
 Nozzle Thickness, $t =$ _____
 Nozzle Mean Radius, $r_m =$ _____
 Nozzle Outside Radius, $r_o =$ _____

3. Geometric Parameters

$\gamma = \frac{r_m}{T} =$ _____
 $\rho = \frac{T}{t} =$ _____
 $U = \frac{r_o}{\sqrt{R_m T}} =$ _____

4. Stress Concentration Factors

due to:
 membrane load, $K_n =$ _____
 bending load, $K_b =$ _____

NOTE: Enter all stress values in accordance with sign convention

HOLLOW ATTACHMENT

From Fig.	Read curves for	Compute absolute values of stress and enter result ->	STRESSES - if load is opposite that shown, reverse sign shown							
			Au	AL	Bu	BL	Cu	CL	Du	DL
SP-1 to 10	$\frac{H_x T}{P} =$	$K_n \left(\frac{H_x T}{P} \right) \cdot \frac{P}{T} =$	-	-	-	-	-	-	-	-
	$\frac{M_x}{P} =$	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \cdot \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
SM-1 to 10	$\frac{H_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_n \left(\frac{H_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \cdot \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	-	+	+
	$\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \cdot \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	+	+	-
	$\frac{H_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_n \left(\frac{H_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \cdot \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	-	+	+				
	$\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \cdot \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	+	+	-				
Add algebraically for summation of $\sigma_x =$										
SP-1 to 10	$\frac{H_y T}{P} =$	$K_n \left(\frac{H_y T}{P} \right) \cdot \frac{P}{T} =$	-	-	-	-	-	-	-	-
	$\frac{M_y}{P} =$	$K_b \left(\frac{M_y}{P} \right) \cdot \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
SM-1 to 10	$\frac{H_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_n \left(\frac{H_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \cdot \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	-	+	+
	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \cdot \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	+	+	-
	$\frac{H_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_n \left(\frac{H_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \cdot \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	-	+	+				
	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \cdot \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	+	+	-				
Add algebraically for summation of $\sigma_y =$										
	Shear stress due to load, V_1	$\tau_1 = \frac{V_1}{\pi r_o T} =$					-	-	+	+
	Shear stress due to load, V_2	$\tau_2 = \frac{V_2}{\pi r_o T} =$	+	+	-	-				
	Shear stress due to torsion, M_T	$\tau_1 = \tau_2 = \frac{M_T}{2\pi r_o^2 T} =$	+	+	+	+	+	+	+	+
Add algebraically for summation of $\tau =$										
COMBINED STRESS INTENSITY, S										
1) When $\tau \neq 0$, $S =$ largest absolute magnitude of either $S = 1/2 [\sigma_x + \sigma_y \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}]$ or $\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$.										
2) When $\tau = 0$, $S =$ largest absolute magnitude of either $S = \sigma_x, \sigma_y$ or $(\sigma_x - \sigma_y)$.										

CAPÍTULO 6 – TENSÕES EM CASCAS CILÍNDRICAS

6.1. Convenção de Sinais

As tensões aqui consideradas são as resultantes na junção casca (cilíndrica) versus bocal, em ambas as direções circunferencial e longitudinal, como apresentadas na figura 6.1 abaixo. Um conhecimento das características das deflexões dos vários modos de carregamento permite-nos prever se as tensões resultantes serão de tração (+) ou de compressão (-).

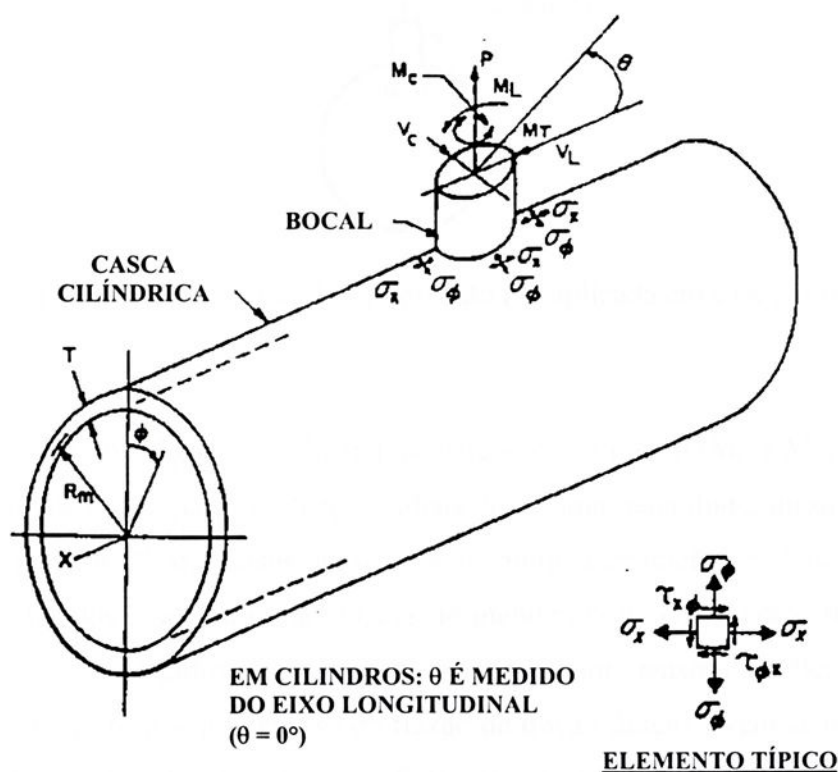


Figura 6.1 – Tipos de carregamento aplicados no bocal em casca cilíndrica

Considerando a figura 6.2 abaixo, ilustramos uma força radial de compressão (P) transmitida à casca pelo acessório (bocal). Neste caso, a força age similarmente a uma pressão externa localizada na casca, causando tensões de membrana de compressão. Além disso, flexão local ocorre de modo que tensões de flexão de tração resultam na superfície interna dos pontos C e D indicados, enquanto que tensões de flexão de compressão resultam na superfície externa dos respectivos pontos.

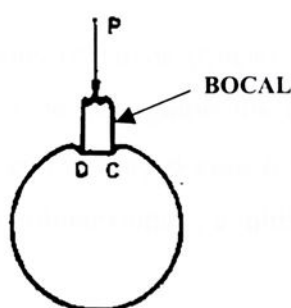


Figura 6.2 – Força radial de compressão (P) aplicada em casca cilíndrica

Considerando a figura 6.3, ilustramos cargas de momento (M_C e M_L) que podem ser decompostas em pares de forças radiais de mesma magnitude, mesma direção e sentidos opostos. Nestes casos, tensões de membrana de tração resultam nos pontos B e D indicados, enquanto que tensões de membrana de compressão resultam nos pontos A e C indicados. Tal como no caso anterior, tensões de flexão também ocorrem, de tal forma que tensões de flexão de tração desenvolvem-se na superfície interna dos pontos A e C e na superfície externa dos pontos B e D, e tensões de flexão de compressão desenvolvem-se na superfície externa dos pontos A e C e na superfície interna dos pontos B e D.

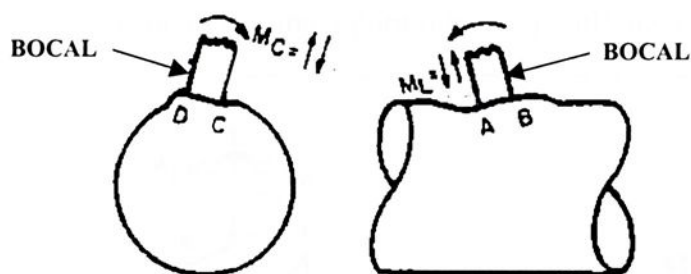
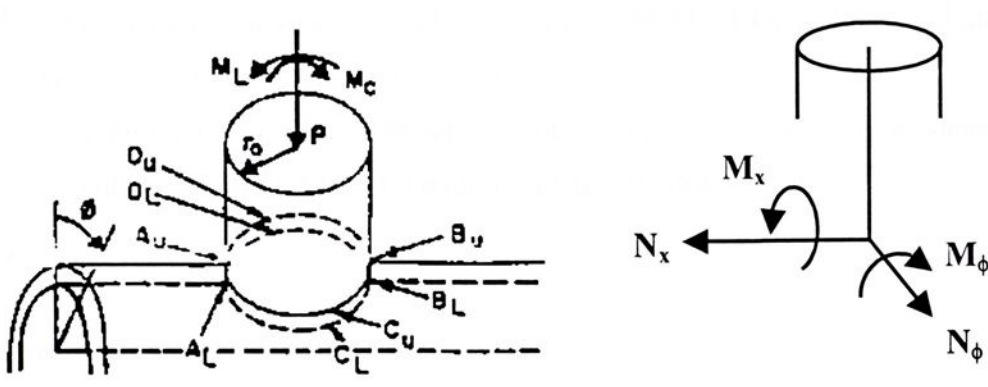


Figura 6.3 – Carga momento (M) aplicada em casca cilíndrica

Na tabela 6.1 são apresentados os sinais (tração +, compressão -) das tensões resultantes das várias condições de carregamentos externos. Estas tensões estão localizadas na parede do vaso na sua junção com o acessório (bocal). Esta tabela facilitará a utilização das curvas adimensionais, e minimizará dúvidas a respeito dos sinais das tensões calculadas.

Tabela 6.1 – Convenção de sinais para tensões resultantes em cascas cilíndricas



TENSÃO	LOCALIZAÇÃO	CARREGAMENTO		
		P	M _c	M _L
Membrana $\frac{N_x}{T}$ e $\frac{N_\phi}{T}$	A _U A _L	-		-
	B _U B _L	-		+
	C _U C _L	-	-	
	D _U D _L	-	+	
Flexão $\frac{6 \cdot M_x}{T^2}$	A _U	-		-
	A _L	+		+
	B _U	-		+
	B _L	+		-
	C _U	-	-	
	C _L	+	+	
	D _U	-	+	
	D _L	+	-	
Flexão $\frac{6 \cdot M_\phi}{T^2}$	A _U	-		-
	A _L	+		+
	B _U	-		+
	B _L	+		-
	C _U	-	-	
	C _L	+	+	
	D _U	-	+	
	D _L	+	-	

Notas:

1. Convenção de sinais para tensões: + tração, - compressão.
2. Se a carga P tem sentido contrário ao indicado, todos os sinais na coluna relativa a P terão os sinais invertidos (+/-).
3. Se o momento M_C (M_L) tem sentido contrário ao indicado, todos os sinais na coluna relativa a M_C (M_L) terão os sinais invertidos (+/-).

6.2. Parâmetros

Os resultados do trabalho do Prof. P. P. Bijlaard foram plotados em termos de parâmetros geométricos adimensionais através da utilização de recursos computacionais. Portanto, o primeiro passo é avaliar os parâmetros geométricos aplicáveis.

6.2.1. Parâmetro da Casca (γ)

O parâmetro γ da casca é dado pela relação do raio médio da casca pela espessura da mesma. Desta forma:

$$\gamma = \frac{R_m}{T} \quad (6.1)$$

Onde:

- R_m = raio médio da casca cilíndrica;
- T = espessura da casca cilíndrica.



6.2.2. Parâmetro do Bocal (β)

Para o bocal, o parâmetro é avaliado usando a expressão:

$$\beta = \frac{0,875 \cdot r_o}{R_m} \quad (6.2)$$

Onde:

- r_o = raio externo da conexão.

6.3. Cálculo das Tensões

A partir de procedimentos listados a seguir, as tensões de membrana e de flexão, conforme apresentados na tabela 6.1, são calculadas em função de valores retirados de curvas adimensionais juntamente como os parâmetros geométricos da casca (γ) e do bocal (β). Estas curvas, 1C a 4C para o cálculo das tensões resultantes da força radial P , 1A a 4A para o cálculo das tensões resultantes do momento circunferencial M_C , e 1B a 4B para o cálculo das tensões resultantes do momento longitudinal M_L , estão apresentadas no Apêndice B, deste trabalho.

A nomenclatura utilizada neste capítulo, relacionada com a figura 6.1, é a seguinte:

- P = força radial concentrada ou distribuída;
- V_C = força de cisalhamento na direção circunferencial;
- V_L = força de cisalhamento na direção longitudinal;
- M_C = momento na direção circunferencial em relação ao costado;
- M_L = momento na direção longitudinal em relação ao costado;
- M_T = momento de torção;
- θ = ângulo de aplicação da força no bocal;

- N_ϕ = força de membrana na parede da casca na direção circunferencial em relação ao costado;
- N_x = força de membrana na parede da casca na direção longitudinal em relação ao costado;
- M_ϕ = momento de flexão na parede da casca na direção circunferencial em relação ao costado;
- M_x = momento de flexão na parede da casca na direção longitudinal em relação ao costado;
- σ_ϕ = tensão normal na direção circunferencial em relação ao costado;
- σ_x = tensão normal na direção longitudinal em relação ao costado;
- $\tau_{x\phi}$ = tensão de cisalhamento na face “x” e direção “ ϕ ” em relação ao costado;
- $\tau_{\phi x}$ = tensão de cisalhamento na face “ ϕ ” e direção “x” em relação ao costado;
- S = intensidade de tensão combinada ou equivalente.

6.3.1. Tensões Resultantes da Força Radial P

6.3.1.1. Tensão Circunferencial (σ_ϕ)

Passo 1: Usando os valores de β e γ , ler o valor de $\left(\frac{N_\phi}{P/R_m}\right)$ das curvas aplicáveis encontradas na figura 3C.

Passo 2: Pelo mesmo procedimento usado acima, ler o valor de $\left(\frac{M_\phi}{P}\right)$ das curvas aplicáveis encontradas nas figuras 1C ou 1C-1.

Passo 3: Usando os valores de P, R_m e T, calcular a tensão de membrana circunferencial $\left(\frac{N_\phi}{T}\right)$ através da seguinte equação:

$$\frac{N_\phi}{T} = \left(\frac{N_\phi}{P/R_m}\right) \cdot \left(\frac{P}{R_m \cdot T}\right) \quad (6.3)$$

Passo 4: De forma similar ao utilizado acima, calcular a tensão de flexão circunferencial $\left(\frac{6 \cdot M_\phi}{T^2}\right)$ através da seguinte equação:

$$\frac{6 \cdot M_\phi}{T^2} = \left(\frac{M_\phi}{P}\right) \cdot \left(\frac{6 \cdot P}{T^2}\right) \quad (6.4)$$

Passo 5: Combinar as tensões circunferenciais de membrana e de flexão calculadas acima utilizando a equação geral apresentada no capítulo 4 juntamente com a escolha apropriada dos sinais (ver tabela 6.1):

$$\sigma_\phi = K_n \cdot \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_\phi}{T^2} \quad (6.5)$$

$$\text{onde: } K_n = K_b = 1$$

6.3.1.2. Tensão Longitudinal (σ_x)

Seguir os mesmos cinco passos apresentados em 6.3.1.1, exceto que $\left(\frac{N_x}{P/R_m}\right)$ é obtido usando a figura 4C, e $\left(\frac{M_x}{P}\right)$ usando as figuras 2C ou 2C-1. Desta forma, obtemos:

$$\frac{N_x}{T} = \left(\frac{N_x}{P/R_m}\right) \cdot \left(\frac{P}{R_m \cdot T}\right) \quad (6.6)$$

$$\frac{6 \cdot M_x}{T^2} = \left(\frac{M_x}{P}\right) \cdot \left(\frac{6 \cdot P}{T^2}\right) \quad (6.7)$$

$$\sigma_x = K_n \cdot \frac{N_x}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_x}{T^2} \quad (6.8)$$

$$\text{onde: } K_n = K_b = 1$$

6.3.2. Tensões Resultantes do Momento Circunferencial M_C

6.3.2.1. Tensão Circunferencial (σ_ϕ)

Passo 1: Usando os valores de β e γ , ler o valor de $\left[\frac{N_\phi}{M_C / (R_m^2 \cdot \beta)} \right]$ das curvas aplicáveis encontradas na figura 3A.

Passo 2: Pelo mesmo procedimento usado acima, ler o valor de $\left[\frac{M_\phi}{M_C / (R_m \cdot \beta)} \right]$ das curvas aplicáveis encontradas na figura 1A.

Passo 3: Usando os valores de M_C , R_m , β e T , calcular a tensão de membrana circunferencial $\left(\frac{N_\phi}{T} \right)$ através da seguinte equação:

$$\frac{N_\phi}{T} = \left[\frac{N_\phi}{M_C / (R_m^2 \cdot \beta)} \right] \cdot \left[\frac{M_C}{R_m^2 \cdot \beta \cdot T} \right] \quad (6.9)$$

Passo 4: De forma similar ao utilizado acima, calcular a tensão de flexão circunferencial $\left(\frac{6 \cdot M_\phi}{T^2} \right)$ através da seguinte equação:

$$\frac{6 \cdot M_\phi}{T^2} = \left[\frac{M_\phi}{M_C / (R_m \cdot \beta)} \right] \cdot \left[\frac{6 \cdot M_C}{R_m \cdot T^2 \cdot \beta} \right] \quad (6.10)$$

Passo 5: Combinar as tensões circunferenciais de membrana e de flexão calculadas acima utilizando a equação geral apresentada no capítulo 4 juntamente com a escolha apropriada dos sinais (ver tabela 6.1):

$$\sigma_\phi = K_n \cdot \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_\phi}{T^2} \quad (6.11)$$

onde: $K_n = K_b = 1$

6.3.2.2. Tensão Longitudinal (σ_x)

Seguir os mesmos cinco passos apresentados em 6.3.2.1, exceto que $\left[\frac{N_x}{M_C/(R_m^2 \cdot \beta)} \right]$ é obtido usando a figura 4A, e $\left[\frac{M_x}{M_C/(R_m \cdot \beta)} \right]$ usando a figura 2A.

Desta forma, obtemos:

$$\frac{N_x}{T} = \left[\frac{N_x}{M_C/(R_m^2 \cdot \beta)} \right] \cdot \left[\frac{M_C}{R_m^2 \cdot \beta \cdot T} \right] \quad (6.12)$$

$$\frac{6 \cdot M_x}{T^2} = \left[\frac{M_x}{M_C/(R_m \cdot \beta)} \right] \cdot \left[\frac{6 \cdot M_C}{R_m \cdot T^2 \cdot \beta} \right] \quad (6.13)$$

$$\sigma_x = K_n \cdot \frac{N_x}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_x}{T^2} \quad (6.14)$$

$$\text{onde: } K_n = K_b = 1$$

6.3.3. Tensões Resultantes do Momento Longitudinal M_L

6.3.3.1. Tensão Circunferencial (σ_ϕ)

Seguir os mesmos cinco passos apresentados em 6.3.2.1, exceto que $\left[\frac{N_\phi}{M_L/(R_m^2 \cdot \beta)} \right]$ é obtido usando a figura 3B, e $\left[\frac{M_\phi}{M_L/(R_m \cdot \beta)} \right]$ usando as figuras 1B ou 1B-1. Desta forma, obtemos:

$$\frac{N_\phi}{T} = \left[\frac{N_\phi}{M_L/(R_m^2 \cdot \beta)} \right] \cdot \left[\frac{M_L}{R_m^2 \cdot \beta \cdot T} \right] \quad (6.15)$$

$$\frac{6 \cdot M_\phi}{T^2} = \left[\frac{M_\phi}{M_L/(R_m \cdot \beta)} \right] \cdot \left[\frac{6 \cdot M_L}{R_m \cdot T^2 \cdot \beta} \right] \quad (6.16)$$

$$\sigma_{\phi} = K_n \cdot \frac{N_{\phi}}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_{\phi}}{T^2} \quad (6.17)$$

$$\text{onde: } K_n = K_b = 1$$

6.3.3.2. Tensão Longitudinal (σ_x)

Seguir os mesmos cinco passos apresentados em 6.3.2.1, exceto que $\left[\frac{N_x}{M_L / (R_m^2 \cdot \beta)} \right]$ é obtido usando a figura 4B, e $\left[\frac{M_x}{M_L / (R_m \cdot \beta)} \right]$ usando as figuras 2B ou 2B-1. Desta forma, obtemos:

$$\frac{N_x}{T} = \left[\frac{N_x}{M_L / (R_m^2 \cdot \beta)} \right] \cdot \left[\frac{M_L}{R_m^2 \cdot \beta \cdot T} \right] \quad (6.18)$$

$$\frac{6 \cdot M_x}{T^2} = \left[\frac{M_x}{M_L / (R_m \cdot \beta)} \right] \cdot \left[\frac{6 \cdot M_L}{R_m \cdot T^2 \cdot \beta} \right] \quad (6.19)$$

$$\sigma_x = K_n \cdot \frac{N_x}{T} \pm K_b \cdot \frac{6 \cdot M_x}{T^2} \quad (6.20)$$

$$\text{onde: } K_n = K_b = 1$$

6.3.4. Tensões Resultantes do Momento de Torção M_T

O momento de torção induz na junção casca versus bocal tensões de cisalhamento puro. Desta forma, temos:

$$\tau_{\phi x} = \tau_{x\phi} = \frac{M_T}{2 \cdot \pi \cdot r_o^2 \cdot T} \quad (6.21)$$



Se somente tensões de cisalhamento são consideradas, deve-se notar que a intensidade de tensão equivalente é duas vezes a tensão de cisalhamento calculada acima.

6.3.5. Tensões Resultantes das Forças Cortantes V_C e V_L

Bijlaard propôs que a força cortante (V) pode ser assumida como sendo inteiramente transmitida à casca pela força de membrana de cisalhamento. Portanto, as tensões na casca, na junção casca versus bocal, podem ser definidas como sendo:

$$\tau_{\phi} = \frac{V_C}{\pi \cdot r_o \cdot T} \cdot \cos(\theta) \quad (\text{máximo em A e B}) \quad (6.22)$$

$$\tau_{\phi} = \frac{V_L}{\pi \cdot r_o \cdot T} \cdot \sin(\theta) \quad (\text{máximo em C e D}) \quad (6.23)$$

6.3.6. Tensões Resultantes de Carregamentos Arbitrários

No caso geral, todos os carregamentos (forças e momentos) aplicados devem ser resolvidos (na interface casca versus bocal) nas três direções principais, ou seja, devem ser solucionados em componentes P , V_C , V_L , M_C , M_L e M_T . Para carregamentos arbitrários, as tensões de membrana, flexão e de cisalhamento podem ser avaliadas nos oito pontos distintos da casca na junção com o bocal. Estes oito pontos estão apresentados na tabela 6.1 de convenção de sinais.

As numerosas tensões resultantes na junção casca versus bocal podem ser prontamente avaliadas, se um esquema similar ao apresentado na tabela 6.2 for utilizado. Na utilização deste esquema, deve-se notar que o critério da Máxima Tensão de Cisalhamento foi usado para determinar a intensidade das tensões equivalentes (ou combinadas). Deve-se ressaltar que a avaliação das tensões resultantes da pressão interna foi omitida, entretanto, deve ser considerada durante os cálculos.

Tabela 6.2 – Folha de cálculo para tensões localizadas em cascas cilíndricas
(Ref.: Boletim WRC-107, 1965, rev. 1979)

1. Applied Loads*

Radial load, $P =$ _____ lb.
Circ. Moment, $M_c =$ _____ in. lb.
Long. Moments, $M_L =$ _____ in. lb.
Torsion Moment, $M_T =$ _____ in. lb.
Shear Load, $V_c =$ _____ lb.
Shear Load, $V_L =$ _____ lb.

2. Geometry

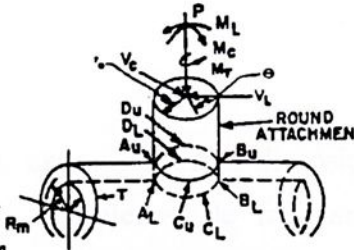
Vessel thickness, $T =$ _____ in.
Attachment radius, $r_a =$ _____ in.
Vessel radius, $R_m =$ _____ in.

3. Geometric Parameters

$\gamma = \frac{R_m}{T} =$ _____
 $\beta = (0.875) \frac{r_a}{R_m} =$ _____

Stress Concentration due to:
a) membrane load, $K_n =$ _____
b) bending load, $K_b =$ _____

*NOTE: Enter all force values in accordance with sign convention



Form			STRESSES – if load is opposite that shown, reverse sign shown							
Fig.	Read curves for	Compute absolute values of stress and enter result	Au	AL	Bu	BL	Cu	CL	Du	DL
3C or 4C	$\frac{H\phi}{P/R_m} =$	$K_n \left(\frac{H\phi}{P/R_m} \right) \cdot \frac{P}{R_m T} =$	-	-	-	-	-	-	-	-
1C or 2C-1	$\frac{M\phi}{P} =$	$K_b \left(\frac{M\phi}{P} \right) \cdot \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
3A	$\frac{H\phi}{M_c/R_m^2\beta} =$	$K_n \left(\frac{H\phi}{M_c/R_m^2\beta} \right) \cdot \frac{M_c}{R_m^2\beta T} =$					-	+	+	
1A	$\frac{H\phi}{M_c/R_m\beta} =$	$K_b \left(\frac{H\phi}{M_c/R_m\beta} \right) \cdot \frac{6M_c}{R_m\beta T^2} =$					-	+	+	-
3B	$\frac{M\phi}{M_L/R_m^2\beta} =$	$K_n \left(\frac{M\phi}{M_L/R_m^2\beta} \right) \cdot \frac{M_L}{R_m^2\beta T} =$	-	-	+	+				
1B or 2B-1	$\frac{M\phi}{M_L/R_m\beta} =$	$K_b \left(\frac{M\phi}{M_L/R_m\beta} \right) \cdot \frac{6M_L}{R_m\beta T^2} =$	-	+	+	-				
Add algebraically for summation of ϕ stresses, $\sigma_\phi =$										
3C or 4C	$\frac{H_n}{P/R_m} =$	$K_n \left(\frac{H_n}{P/R_m} \right) \cdot \frac{P}{R_m T} =$	-	-	-	-	-	-	-	-
1C-1 or 2C	$\frac{M_n}{P} =$	$K_b \left(\frac{M_n}{P} \right) \cdot \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
4A	$\frac{H_n}{M_c/R_m^2\beta} =$	$K_n \left(\frac{H_n}{M_c/R_m^2\beta} \right) \cdot \frac{M_c}{R_m^2\beta T} =$					-	+	+	
2A	$\frac{H_n}{M_c/R_m\beta} =$	$K_b \left(\frac{H_n}{M_c/R_m\beta} \right) \cdot \frac{6M_c}{R_m\beta T^2} =$					-	+	+	-
4B	$\frac{M_n}{M_L/R_m^2\beta} =$	$K_n \left(\frac{M_n}{M_L/R_m^2\beta} \right) \cdot \frac{M_L}{R_m^2\beta T} =$	-	-	+	+				
2B or 2B-1	$\frac{M_n}{M_L/R_m\beta} =$	$K_b \left(\frac{M_n}{M_L/R_m\beta} \right) \cdot \frac{6M_L}{R_m\beta T^2} =$	-	+	+	-				
Add algebraically for summation of n stresses, $\sigma_n =$										
Shear stress due to Torsion, M_T			$\tau_\phi n = \tau_n \phi = \frac{M_T}{2\pi r_o^2 T}$	+	+	+	+	+	+	+
Shear stress due to load, V_c			$\tau_n \phi = \frac{V_c}{\pi r_o T}$	+	+	-	-			
Shear stress due to load, V_L			$\tau_n \phi = \frac{V_L}{\pi r_o T}$					-	-	+
Add algebraically for summation of shear stresses, $\tau =$										
COMBINED STRESS INTENSITY, S										
1) When $\tau \neq 0$, $S =$ largest absolute magnitude of either $S = 1/2 [\sigma_x + \sigma_\phi \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2}]$ or $\sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2}$.										
2) When $\tau = 0$, $S =$ largest absolute magnitude of either $S = \sigma_x$, σ_ϕ or $(\sigma_x - \sigma_\phi)$.										

CAPÍTULO 7 – ANÁLISE DE TENSÕES E AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS

7.1. Introdução

Hoje em dia, em todos os ramos da engenharia, existem à nossa disposição programas de computador (softwares) criados com o objetivo de facilitar o engenheiro ou usuário na solução de muitos problemas relacionados com o seu campo de atuação. É verdade e sabido que isto naturalmente fez com que ganhos de tempo e dinheiro fossem alcançados.

Desta forma, todo o trabalho desenvolvido pelo Prof. P. P. Bijlaard descrito no boletim WRC-107, suas curvas e deduções algébricas, foram compiladas dentro de um programa de computador. Com isso, o árduo trabalho de interpretação destes gráficos foi eliminado. O programa COMPRESS é um dos aplicativos mais conceituados, inclusive pela própria ASME, para um dimensionamento seguro de vasos de pressão conforme as regras do código ASME. Dentro deste programa estão inseridos muitos trabalhos cujos temas não são abordados diretamente pelas regras do código (metodologias de cálculo). Como exemplo disto temos o boletim WRC-107.

Da mesma forma, temos o programa ANSYS, amplamente conhecido pelos engenheiros calculistas e empresas de engenharia. Seus recursos permitem sua aplicação em diversos ramos da engenharia, principalmente a estrutural. Este programa é baseado no método dos elementos finitos, procedimento numérico que pode ser aplicado para obter soluções de uma grande variedade de problemas de engenharia.

Aproveitando-se dos recursos acima apresentados, será verificado neste capítulo o comportamento das tensões resultantes em uma abertura realizada em uma parede cilíndrica de dimensões consideráveis de um vaso de pressão na condição pressurizada. O modelo estudado está baseado em um projeto real de parte de um



equipamento para a utilização em uma refinaria da Petrobras, cuja fabricação foi realizada na empresa Alstom Brasil Ltda. Além disso, cargas externas aplicadas ao bocal em análise, cujos dados foram informados pela Engenharia de Processo (cliente), serão consideradas para a análise das tensões.

A avaliação e validação dos resultados obtidos através das duas análises (programas COMPRESS e ANSYS), objetivo principal deste trabalho, serão abordadas e discutidas no desenvolvimento deste capítulo.

7.2. Sobre o Programa COMPRESS

O programa COMPRESS é um sistema totalmente interativo para calcular vasos de pressão completos. Sua versão “for Windows” é único no mundo em que os vasos são desenhados graficamente em 3-D e em escala. Além disso, o programa ilustra graficamente como os componentes estão conectados. Esta apresentação gráfica facilita ao usuário reconhecer erros nos dados de entrada da forma que eles ocorrem (COMPRESS User’s Manual, 2001).

O método interativo de operação no COMPRESS significa que a edição, ou incorporação de um componente, resulta em uma reconciliação automática com outros componentes do vaso. O COMPRESS tem um modo intuitivo de mostrar ao usuário as informações que são acrescentadas (interface com o computador). Com isso, os quadros desenhados na “tela” do computador correspondem diretamente às entradas fornecidas. O benefício desta característica é que o usuário consegue se localizar dentro do projeto e a maioria dos erros tipográficos podem ser reconhecidos e corrigidos (COMPRESS User’s Manual, 2001).

Durante o desenvolvimento do projeto, se as regras do código ASME são a qualquer momento violadas (por exemplo, um tamanho de solda muito pequeno), mensagens de alerta são mostradas, não parando porém, a finalização da tarefa. É de inteira responsabilidade do usuário prestar a devida atenção a estas mensagens, e tomar as ações apropriadas (COMPRESS User’s Manual, 2001).

Muito embora o COMPRESS seja uma poderosa ferramenta de engenharia para projeto de vasos de pressão, com uma interface extremamente amigável com o usuário, é importante salientar que este não substitui o conhecimento e competência do engenheiro. Cabe tão somente a este profissional o correto julgamento dos resultados apresentados pelo programa. Ou seja, o programa COMPRESS tem o objetivo tão somente de ajudá-lo no desenvolvimento do projeto do equipamento (COMPRESS User's Manual, 2001).

7.3. Sobre o Programa ANSYS

Por aproximadamente 30 anos, empresas do mundo inteiro utilizam-se do programa ANSYS para ajudá-las a construir produtos de qualidade. A empresa ANSYS apoia o desenvolvimento contínuo da tecnologia inovadora, e entrega sistemas de engenharia flexíveis, os quais permitem que as companhias resolvam um grande número de problemas de análise, enquanto maximizam os investimentos existentes em “softwares” e “hardwares”.

O que começou como uma operação de um só homem (Dr. John Swanson), cresceu para uma organização de mais de 200 empregados, com mais de 30 mil usuários no mundo inteiro. Em 1970, a empresa ANSYS foi fundada com a visão de comercializar o conceito de engenharia de simulação computacional, estabelecendo-se como um dos pioneiros na análise de elementos finitos (FEA). O seu trabalho ajudou a florescer o início da engenharia computacional (CAE) na indústria. Hoje, muitas corporações internacionais unificaram seus programas de elementos finitos com o ANSYS.

A empresa ANSYS continua seu papel de inovador tecnológico. Dentre as suas inovações incluem-se: a primeira a realizar análise em computadores pessoais (PC's), a primeira a integrar o cálculo computacional de dinâmica de fluidos (CFD) e a primeira com capacidades multi-físicas no PC.



A empresa ANSYS evoluiu o seu programa de análise de projetos, reconhecido ao redor do mundo pelas suas muitas capacidades. A primeira versão do programa ANSYS era muito diferente da versão atual, pois oferecia somente análises de transferência de calor e de estruturas lineares.

No início da década 90, trouxe muitas mudanças ao programa, incorporando tecnologias novas a pedido de usuários. Foram adicionadas análises de estruturas não-lineares, sub-estruturação e uma diversificação de elementos. A empresa começou a olhar para os novos mini-computadores.

O modo interativo de operação era uma adição significativa aos recursos do programa. Com isto, a geração do modelo e a avaliação dos resultados (pré e pós-processamento) foram simplificadas sobremaneira. Poderiam ser usados gráficos interativos, a real geometria do modelo e materiais diversos, antes de realizar uma análise. Gráficos dos resultados de análise poderiam ser produzidos imediatamente para verificação interativa.

Hoje, o programa ANSYS é extremamente poderoso. Cada nova versão aumenta as suas capacidades tornando o programa mais flexível, mais fácil de utilizar e mais rápido. O programa opera em computadores e sistemas operacionais desde PC's até supercomputadores. O ANSYS caracteriza-se pela compatibilidade de arquivos ao longo de toda sua família de produtos e por todas as plataformas (ANSYS User's Manual, 1999).

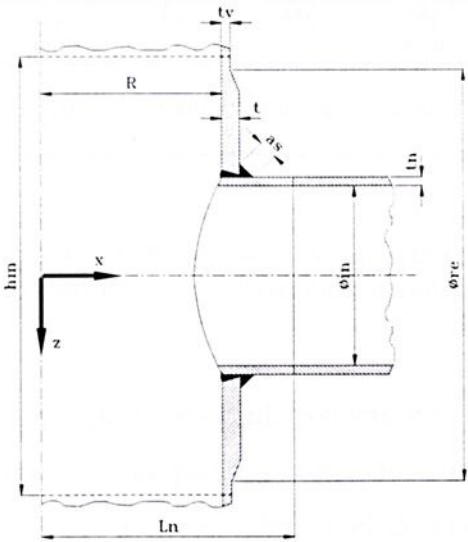
7.4. Dados do Componente a ser Analisado

O componente que se segue será utilizado para a análise de tensões e obtenção dos resultados: um bocal localizado no costado de parte de um vaso de pressão será submetido a carregamentos externos de operação. As condições de projeto que o mesmo deverá atender, a geometria do modelo estudado e os valores destes carregamentos estão apresentados a seguir. Os programas COMPRESS, versão 6; e ANSYS, versão 6.1, serão utilizados para obtenção dos resultados.



Dados principais de projeto: as seguintes condições deverão ser atendidas no dimensionamento do vaso de pressão e seus acessórios:

- Código de Projeto: ASME, Seção VIII, Divisão 1;
- Pressão de projeto = 2,09 kgf/cm²;
- Temperatura de projeto = 343 °C;
- Corrosão = 3 mm;
- Material do costado e do bocal: aço-carbono SA-516-70.



R	t	tv	Ln	phi_in [mm]	tn	phi_re	hm	as
2500	78	22.4	2800	3690	25	4536	7000	50

Figura 7.1 – Geometria e dimensões

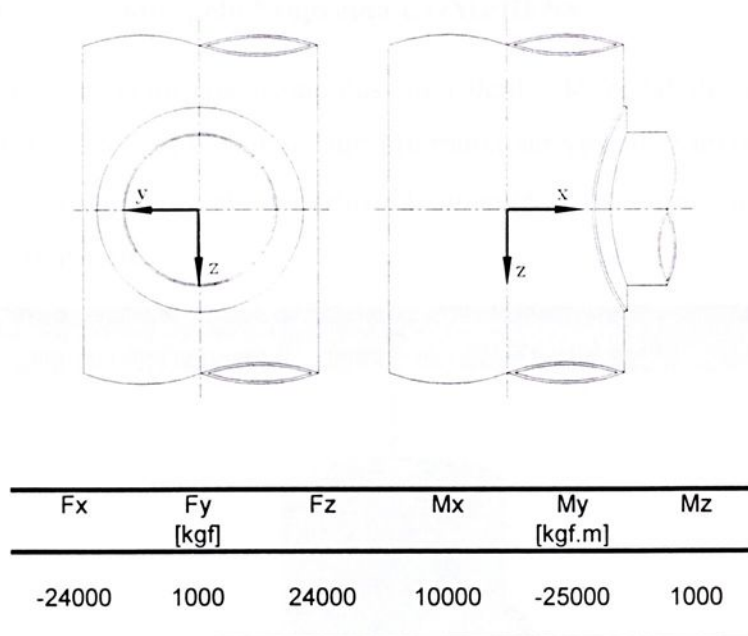


Figura 7.2 – Convenção de sinais positivos de carregamentos e deslocamentos, valores dos respectivos carregamentos

De acordo com o critério de tensões admissíveis do código ASME, Seção II, Parte D, Apêndice 1, para vasos de pressão projetados conforme regras do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, a tensão admissível do material deve ser o menor valor entre $2/3$ da tensão de escoamento e $1/3,5$ da tensão de ruptura. Desta forma, tem-se:

- Tensão de escoamento do material a $343\text{ }^{\circ}\text{C} = 28210,8\text{ psi}$ (1983 kgf/cm^2);
- Tensão de ruptura do material a $343\text{ }^{\circ}\text{C} = 70000\text{ psi}$ (4921 kgf/cm^2);
- $2/3$ da tensão de escoamento = $18807,2\text{ psi}$ (1322 kgf/cm^2);
- $1/3,5$ da tensão de ruptura = 20000 psi (1406 kgf/cm^2).

Portanto, a tensão admissível aplicável a esta condição de projeto (material: SA-516-70, temperatura de projeto: $343\text{ }^{\circ}\text{C}$) é **$18807,2\text{ psi}$ (1322 kgf/cm^2)**.

7.5. Resultados obtidos pelo Programa COMPRESS

Apresentamos a seguir, os resultados do cálculo do bocal de acordo com o programa COMPRESS (obs.: por ser um programa americano, o texto é totalmente em inglês). Na figura 7.3 abaixo, ilustrativamente, é mostrado a interface do programa com o usuário.

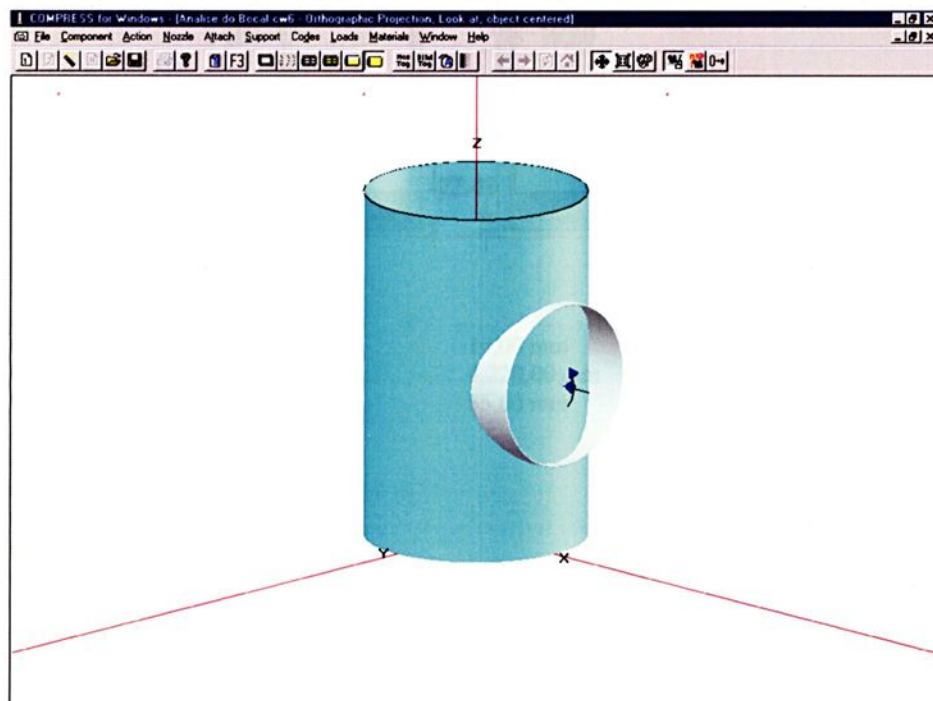
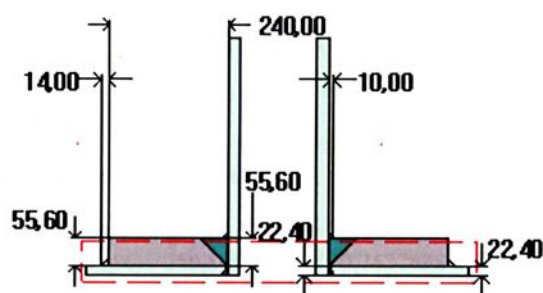


Figura 7.3 – Interface do programa COMPRESS com o usuário

Deve-se notar que na avaliação das tensões resultantes na casca devidas a cargas externas aplicadas ao bocal, dois critérios devem ser considerados e que são:

- a máxima tensão de membrana primária localizada, verificada na superfície média da casca (condição de cisalhamento nulo), não deve ser maior que $1,5 \cdot S$, onde S é a tensão admissível calculada ($S = 1322 \text{ kgf/cm}^2$);
- a máxima tensão combinada (membrana + flexão), verificada nas superfícies interna e externa da casca, não deve ser maior que $3 \cdot S$.

Estes critérios de aceitação estão definidos no Apêndice 4 do código ASME, Seção VIII, Divisão 2.



$Leg_{41} =$ 10,00 mm
 $D_p =$ 4.220,00 mm
 $t_e =$ 55,60 mm

Liquid static head included:	0	psi (0,00 kg/cm ²)
Nozzle material specification:	SA-516 70	
Pad material specification:	SA-516 70	(normalized)
Pad diameter:	166,1417	in (4.220,00 mm)
Local vessel thickness:	0,8819	in (22,40 mm)
Nozzle inside diameter, new:	145,2756	in (3.690,00 mm)
Nozzle nominal wall thickness:	0,9843	in (25,00 mm)
Nozzle corrosion allowance:	0,1181	in (3,00 mm)

Calculations for internal pressure 29,66 psi @ 649,40 °F (2,09 kg/cm² @ 343,00 °C)

Limits of reinforcement per UG-40

Parallel to the vessel wall: $d = 145,5118$ in (3.696,00 mm)
 Normal to the vessel wall outside: $2,5 \cdot (t - C) = 1,9095$ in (48,50 mm)

Nozzle required thickness per UG-27(c)(1)

$$\begin{aligned}
 t_n &= P \cdot R_n / (S_n \cdot E - 0,6 \cdot P) \\
 &= 29,66158 \cdot 72,75591 / (18.807,20 \cdot 1 - 0,6 \cdot 29,66158) \\
 &= 0,1149 \text{ in (2,92 mm)}
 \end{aligned}$$

Required thickness t_r from UG-37(a)

$$\begin{aligned}
 t_r &= P \cdot R / (S \cdot E - 0,6 \cdot P) \\
 &= 29,66158 \cdot 98,54329 / (18.807,20 \cdot 1 - 0,6 \cdot 29,66158) \\
 &= 0,1556 \text{ in (3,95 mm)}
 \end{aligned}$$

Area required per UG-37(c)

Allowable stresses: $S_n = 18.807,20$, $S_v = 18.807,20$, $S_p = 18.807,20$ psi

$$f_{r1} = \text{lesser of } 1 \text{ or } S_n/S_v = 1$$

$$f_{r2} = \text{lesser of } 1 \text{ or } S_n/S_v = 1$$

$$f_{r4} = \text{lesser of } 1 \text{ or } S_p/S_v = 1$$

$$\begin{aligned} A &= d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_n \cdot t_r \cdot F \cdot (1 - f_{r1}) \\ &= 145,5118 \cdot 0,15556 \cdot 1 + 2 \cdot 0,8661417 \cdot 0,15556 \cdot 1 \cdot (1 - 1) \\ &= \underline{22,6358} \text{ in}^2 \text{ (146,0372 cm}^2\text{)} \end{aligned}$$

Area available from FIG. UG-37.1

$$A_1 = \text{larger of the following} = \underline{88,5046} \text{ in}^2 \text{ (570,9963 cm}^2\text{)}$$

$$\begin{aligned} &= d \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \\ &= 145,5118 \cdot (1 \cdot 0,7637898 - 1 \cdot 0,15556) - 2 \cdot 0,8661417 \cdot (1 \cdot 0,7637898 - 1 \cdot 0,15556) \cdot (1 - 1) \\ &= \underline{88,5046} \text{ in}^2 \text{ (570,9963 cm}^2\text{)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= 2 \cdot (t + t_n) \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \\ &= 2 \cdot (0,7637898 + 0,8661417) \cdot (1 \cdot 0,7637898 - 1 \cdot 0,15556) - 2 \cdot 0,8661417 \cdot (1 \cdot 0,7637898 - 1 \cdot 0,15556) \cdot (1 - 1) \\ &= \underline{1,9827} \text{ in}^2 \text{ (12,7916 cm}^2\text{)} \end{aligned}$$

$$A_2 = \text{smaller of the following} = \underline{2,8690} \text{ in}^2 \text{ (18,5096 cm}^2\text{)}$$

$$\begin{aligned} &= 5 \cdot (t_n - t_m) \cdot f_{r2} \cdot t \\ &= 5 \cdot (0,8661417 - 0,1149) \cdot 1 \cdot 0,7637898 \\ &= \underline{2,8690} \text{ in}^2 \text{ (18,5096 cm}^2\text{)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= 2 \cdot (t_n - t_m) \cdot (2,5 \cdot t_n + t_e) \cdot f_{r2} \\ &= 2 \cdot (0,8661417 - 0,1149) \cdot (2,5 \cdot 0,8661417 + 2,188976) \cdot 1 \\ &= \underline{6,5423} \text{ in}^2 \text{ (42,2083 cm}^2\text{)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_5 &= (D_p - d - 2 \cdot t_n) \cdot t_e \cdot f_{r4} \\ &= (166,1417 - 145,5118 - 2 \cdot 0,8661417) \cdot 1,909474 \cdot 1 \\ &= \underline{36,0846} \text{ in}^2 \text{ (232,8032 cm}^2\text{)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Area} &= A_1 + A_2 + A_5 \\ &= 88,5046 + 2,869 + 36,08457 \\ &= \underline{127,7620} \text{ in}^2 \text{ (824,2692 cm}^2\text{)} \end{aligned}$$

Applied Loads

Radial load:	$P_r = 24.000,02$ kgf
Circumferential moment:	$M_c = -1.000,00$ kgf.m
Circumferential shear:	$V_c = -1.000,00$ kgf
Longitudinal moment:	$M_L = 24.999,99$ kgf.m
Longitudinal shear:	$V_L = 24.000,02$ kgf
Torsion moment:	$M_t = 10.000,00$ kgf.m
Internal pressure:	$P = 2,09$ kgf/cm ²
Mean shell radius:	$R_m = 2.512,70$ mm
Local shell thickness:	$t = 19,40$ mm
Shell yield stress:	$S_y = 194,51$ MPa

Maximum stresses due to the applied loads at the nozzle OD (includes pressure)

$R_m/t = 33,5025$

Local circumferential pressure stress = $P \cdot R_i/t = 12.115,00 \text{ psi (83,52998 MPa)}$

Local longitudinal pressure stress = $P \cdot R_i/2t = 6.059,00 \text{ psi (41,77533 MPa)}$

Maximum combined stress ($P_L + P_b$) = 82,85 MPa

Allowable combined stress ($P_L + P_b$) = $\pm 3 \cdot S = \pm 389,01 \text{ MPa}$

The maximum combined stress ($P_L + P_b$) is within allowable limits.

Maximum local primary membrane stress (P_L) = 81,68 MPa

Allowable local primary membrane (P_L) = $\pm 1,5 \cdot S = \pm 194,51 \text{ MPa}$

The maximum local primary membrane stress (P_L) is within allowable limits.

Stresses at the nozzle OD per WRC Bulletin 107										
Figure	value	β	A_u	A_l	B_u	B_l	C_u	C_l	D_u	D_l
3C (*)	0,9593	0,6512	0	0	0	0	-1,200	-1,200	-1,200	-1,200
4C (*)	2,3448	0,6512	-2,930	-2,930	-2,930	-2,930	0	0	0	0
1C	0,0613	0,6512	0	0	0	0	-15,389	15,389	-15,389	15,389
2C-1	0,0073	0,6512	-1,834	1,834	-1,834	1,834	0	0	0	0
3A (*)	0,8282	0,6512	0	0	0	0	0,028	0,028	-0,028	-0,028
1A	0,0628	0,6512	0	0	0	0	0,400	-0,400	-0,400	0,400
3B (*)	1,3558	0,6512	-1,076	-1,076	1,075	1,075	0	0	0	0
1B-1	0,0093	0,6512	-1,489	1,489	1,489	-1,489	0	0	0	0
Pressure stress (*)			83,530	83,530	83,530	83,530	26,386	26,386	26,386	26,386
Total circumferential stress			76,201	82,847	81,330	82,020	10,225	40,203	9,370	40,948
Primary membrane circumf. stress (*)			79,524	79,524	81,675	81,675	25,214	25,214	25,159	25,159
3C (*)	0,9593	0,6512	-1,200	-1,200	-1,200	-1,200	0	0	0	0
4C (*)	2,3448	0,6512	0	0	0	0	-2,930	-2,930	-2,930	-2,930
1C-1	0,0193	0,6512	-4,847	4,847	-4,847	4,847	0	0	0	0
2C	0,0300	0,6512	0	0	0	0	-7,529	7,529	-7,529	7,529
4A (*)	3,2594	0,6512	0	0	0	0	0,103	0,103	-0,103	-0,103
2A	0,0275	0,6512	0	0	0	0	0,172	-0,172	-0,172	0,172
4B (*)	0,7822	0,6512	-0,621	-0,621	0,621	0,621	0	0	0	0
2B-1	0,0185	0,6512	-2,958	2,958	2,958	-2,958	0	0	0	0
Pressure stress (*)			13,197	13,197	13,197	13,197	41,775	41,775	41,775	41,775
Total longitudinal stress			3,571	19,181	10,728	14,507	31,592	46,305	31,040	46,443
Primary membrane longitudinal stress (*)			11,376	11,376	12,617	12,617	38,948	38,948	38,742	38,742
Shear from M_t			0,062	0,062	0,062	0,062	0,062	0,062	0,062	0,062
Circ shear from V_c			-0,021	-0,021	0,021	0,021	0	0	0	0
Long shear from V_l			0	0	0	0	-0,531	-0,531	0,531	0,531
Total Shear stress			0,041	0,041	0,083	0,083	-0,469	-0,469	0,593	0,593
Combined stress ($P_L + P_b$)			76,201	82,847	81,331	82,020	31,599	46,340	31,054	46,505

Note: (*) denotes primary stress.



A montagem da tabela de tensões segue a orientação fornecida na tabela 6.2 (folha de cálculo para tensões localizadas em cascas cilíndricas), e os cálculos seguem os procedimentos apresentados no capítulo 6 (tensões em cascas cilíndricas). Nota-se que os valores das tensões indicados por (*) correspondem às tensões primárias de membrana, e os demais valores correspondem às tensões combinadas de membrana + flexão. A unidade de medida destas tensões apresentada na tabela é o “megapascal” (MPa).

As tensões de membrana (P_L) encontradas estão destacadas na tabela 7.1 abaixo, avaliadas nos oito pontos da casca na junção desta com o bocal.

Tabela 7.1 – Tensões de membrana (P_L) conforme cálculo analítico (COMPRESS)

	A_u	A_l	B_u	B_l	C_u	C_l	D_u	D_l
P_L circunferencial	79,524	79,524	81,675	81,675	25,214	25,214	25,159	25,159
P_L longitudinal	11,376	11,376	12,617	12,617	38,948	38,948	38,742	38,742

Nota-se que a máxima tensão de membrana foi encontrada nos pontos “ B_u ” e “ B_l ” e vale 81,675 MPa (833 kgf/cm²):

$$P_L(B_u) = P_L(B_l) = 0 - 2,930 + 0 + 1,075 + 83,530 = \mathbf{81,675\ MPa}$$

Da mesma forma, destacamos na tabela 7.2 abaixo, as tensões combinadas de membrana + flexão ($P_L + P_b$), avaliadas nos oito pontos da casca na junção desta com o bocal.

Tabela 7.2 – Tensões combinadas ($P_L + P_b$) conforme cálculo analítico (COMPRESS)

	A_u	A_l	B_u	B_l	C_u	C_l	D_u	D_l
$P_L + P_b$	76,201	82,847	81,330	82,020	31,599	46,340	31,054	46,505

A máxima tensão combinada foi encontrada no ponto “A₁” e vale 82,847 MPa (845 kgf/cm²). É apresentado a seguir, de forma detalhada, o cálculo de P_L + P_b no ponto “A₁”, segundo as orientações fornecidas na tabela 6.2:

- Tensão circunferencial total (σ_{ϕ}) = 82,847 MPa

- Tensão longitudinal total (σ_x) = 19,191 MPa

- Tensão de cisalhamento total (τ) = 0,041 MPa

$$(P_L + P_b) = \text{maior valor de} \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \left(\sigma_x + \sigma_{\phi} + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_{\phi})^2 + 4 \cdot \tau^2} \right) = 82,847 \text{ MPa} \\ \frac{1}{2} \cdot \left(\sigma_x + \sigma_{\phi} - \sqrt{(\sigma_x - \sigma_{\phi})^2 + 4 \cdot \tau^2} \right) = 19,191 \text{ MPa} \\ \sqrt{(\sigma_x - \sigma_{\phi})^2 + 4 \cdot \tau^2} = 63,656 \text{ MPa} \end{cases}$$

7.6. Resultados obtidos pelo Programa ANSYS

São apresentados a seguir, os resultados da análise pelo método dos elementos finitos, obtidos após a utilização do programa ANSYS. Para melhor compreensão dos resultados e suas respectivas avaliações, foram separados em 3 casos distintos.

O tipo de elemento utilizado foi o “Shell 93” (ver figura 7.4) de 8 nós, apropriado para modelar superfícies curvas. O elemento tem 6 graus de liberdade em cada nó: translação nas direções nodais x, y e z; e rotação sobre os eixos nodais x, y e z. As formas de deformação são quadráticas em ambas as direções dos planos.

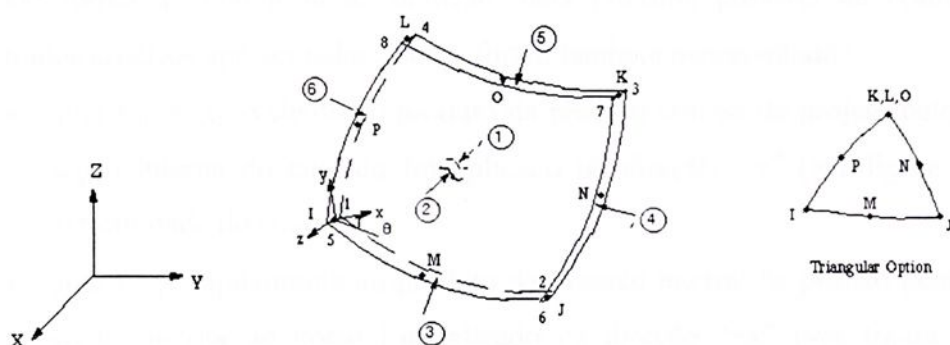


Figura 7.4 – Elemento “Shell 93” do programa ANSYS

As condições de contorno consideradas para a análise do modelo em elementos finitos, representadas na figura 7.5(a) abaixo, estão em coordenadas cilíndricas para a condição de simetria no eixo axial (coordenadas $x, y, z \Rightarrow R, \theta, Z$), conforme figura 7.5(b). Desta forma, os nós da extremidade inferior do cilindro contém restrições à deformação em θ (u_y) e em Z (u_z), observando-se que R é constante. Além disso, visto que $\text{rot}z = \theta$, restringiu-se as deformações em “ rotx ” e “ roty ”. A extremidade superior do cilindro e a extremidade do bocal não contém restrições à deformação.

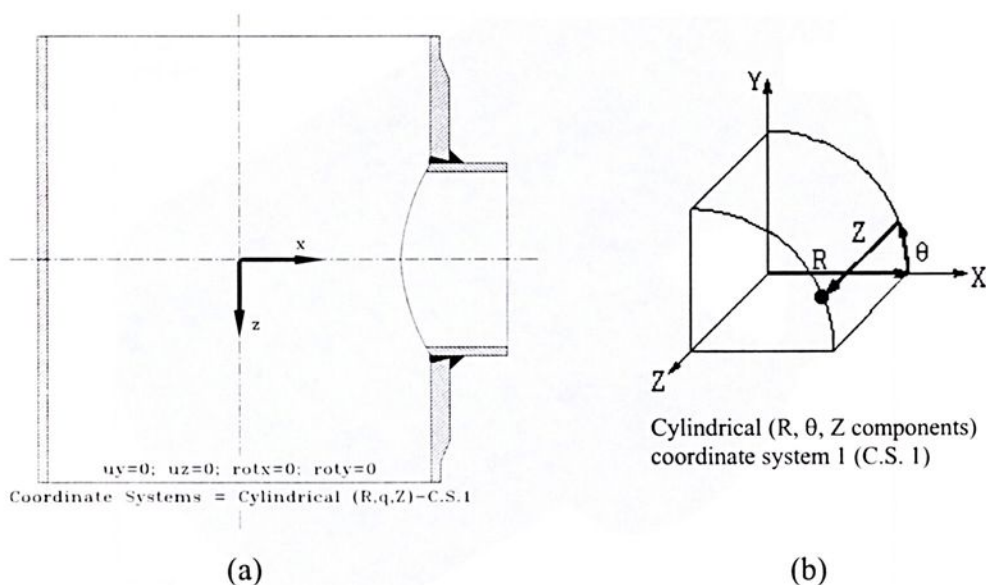


Figura 7.5 – Condições de contorno do modelo

De forma a simular uma condição mais próxima possível da realidade, os seguintes critérios apresentados abaixo foram também acrescentados:

- uma força equivalente ao produto da pressão interna de projeto pela área da seção interna do costado foi aplicado na direção “-z” (ver figura 7.2), na extremidade do costado;
- uma força equivalente ao produto da pressão interna de projeto pela área da seção interna do bocal foi aplicado na direção “+x” (ver figura 7.2), na extremidade do bocal;
- nas figuras 7.13, 7.14 e 7.15 (caso 3), uma estrutura de travamento constituída de barras com rigidez “k” infinita $\left(k = \frac{E \cdot A}{L} = \infty\right)$, foi vinculada à extremidade do bocal de forma a evitar deformações radiais. As forças e momentos externos foram aplicados no centro desta estrutura.

Na figura 7.6 abaixo, é apresentado o modelo feito no ANSYS, para a análise em elementos finitos. O modelo foi construído considerando-se os raios médios das partes cilíndricas.

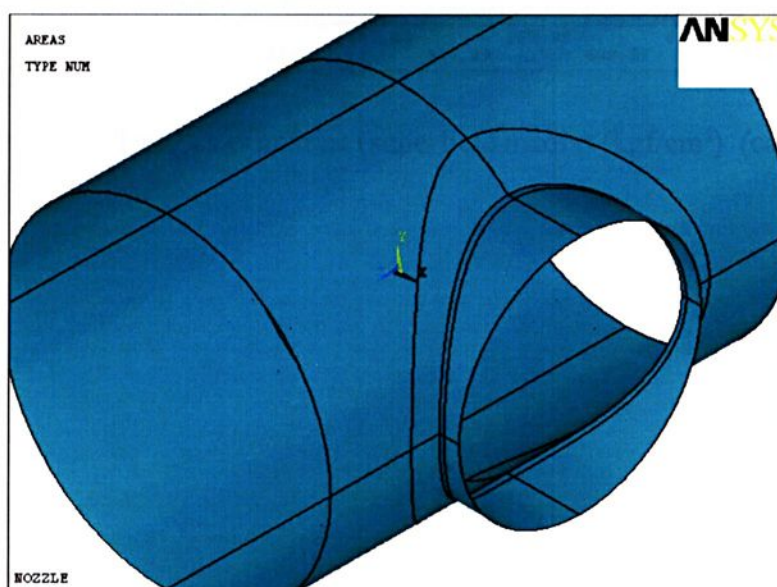


Figura 7.6 – Modelo feito no programa ANSYS

• **Caso 1:** Inicialmente, são apresentados nas figuras 7.7, 7.8 e 7.9 os resultados obtidos após análise de tensões feita no ANSYS, considerando a aplicação da pressão interna de projeto nas superfícies internas do costado e do bocal, sem os carregamentos externos aplicados no bocal.

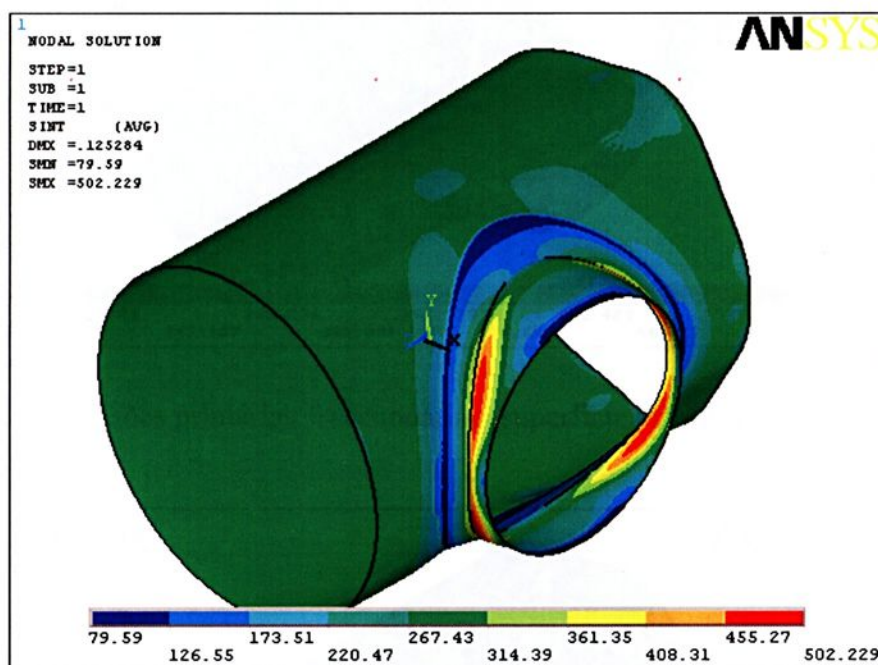


Figura 7.7 – Tensões primárias (superfície média) (kgf/cm²) (caso 1)

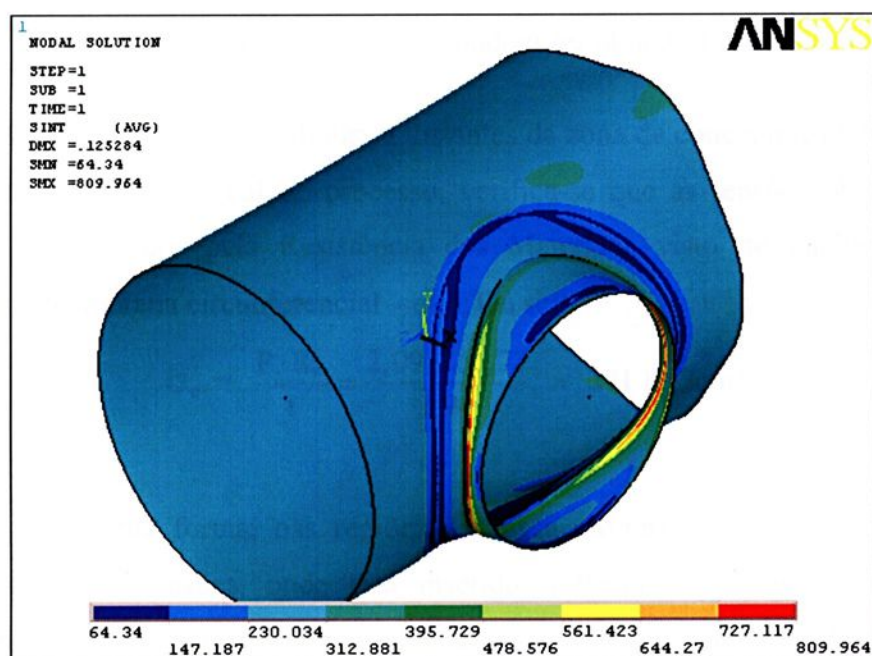


Figura 7.8 – Tensões primárias + secundárias (superfície externa) (kgf/cm²) (caso 1)

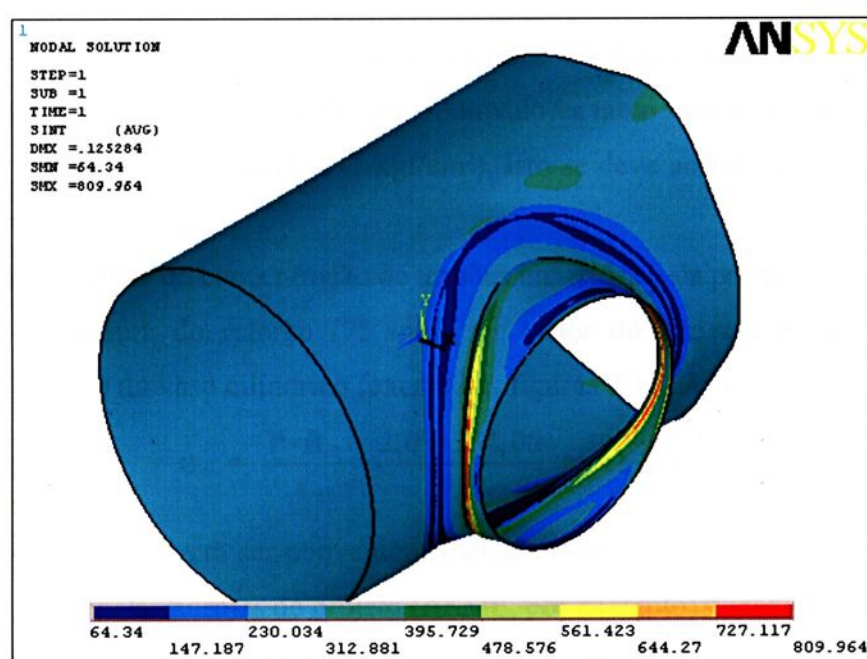


Figura 7.9 – Tensões primárias + secundárias (superfície interna) (kgf/cm²) (caso 1)

As seguintes observações e conclusões podem ser obtidas através dos resultados:

⇒ Nas regiões da casca cilíndrica distantes da zona de concentração de tensões, onde está inserido o bocal de processo, verifica-se que as tensões obedecem os valores estabelecidos pela Resistência dos Materiais, visto no parágrafo 2.7.2 (tensão de membrana circunferencial – σ_c). Ou seja:

$$\sigma_c = \frac{P \cdot R_m}{t} = \frac{2,09 \cdot 251,27}{1,94} \approx 271 \text{ kgf/cm}^2$$

⇒ Da mesma forma, nas regiões da casca cilíndrica distantes da zona de concentração de tensões, onde está inserido o bocal de processo, as tensões primárias de membrana são de igual magnitude às tensões secundárias de membrana + flexão, visto que inexistem tensões de flexão localizadas induzidas por alguma carga ou pela presença de algum componente (bocal, por exemplo).

⇒ Verifica-se que as tensões resultantes oscilam nas regiões próximas à interface com o acessório (bocal), atingindo valores tanto menores como maiores do que a tensão calculada acima (271 kgf/cm²). Isto se deve ao fato de duas condições presentes:

- a existência de concentração de tensões induzidas pela presença do bocal.
- a espessura do reforço (75 mm) ser maior do que a espessura da casca (parede) do vaso cilíndrico (exceto nas figuras 7.10, 7.11 e 7.12), ou seja:

$$\sigma_c = \frac{P \cdot R_m}{t} = \frac{2,09 \cdot 254,05}{7,5} \approx 71 \text{ kgf/cm}^2$$

Estas tensões devem ser convenientemente avaliadas de acordo com os critérios estabelecidos pelas normas de projeto (ASME, por exemplo).

• **Caso 2:** Nas figuras 7.10, 7.11 e 7.12, são apresentados os resultados obtidos após análise de tensões feita no ANSYS, considerando as mesmas condições utilizadas anteriormente, porém utilizando as mesmas espessuras para o reforço e para a parede do cilindro na condição corroída (19,4 mm). Observa-se um aumento das tensões resultantes, comparando com as figuras anteriores.

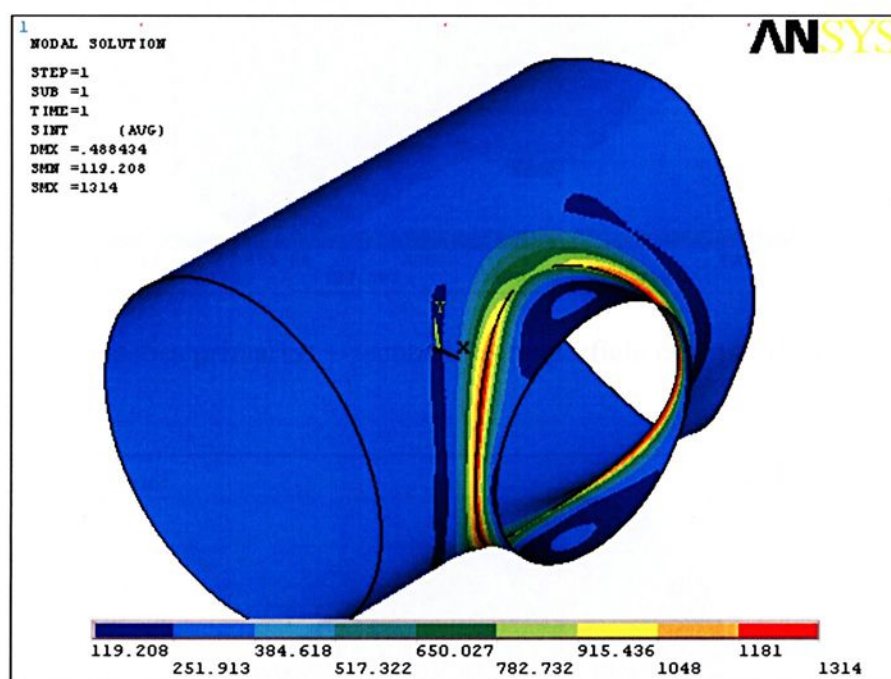


Figura 7.10 – Tensões primárias (superfície média) (kgf/cm²) (caso 2)

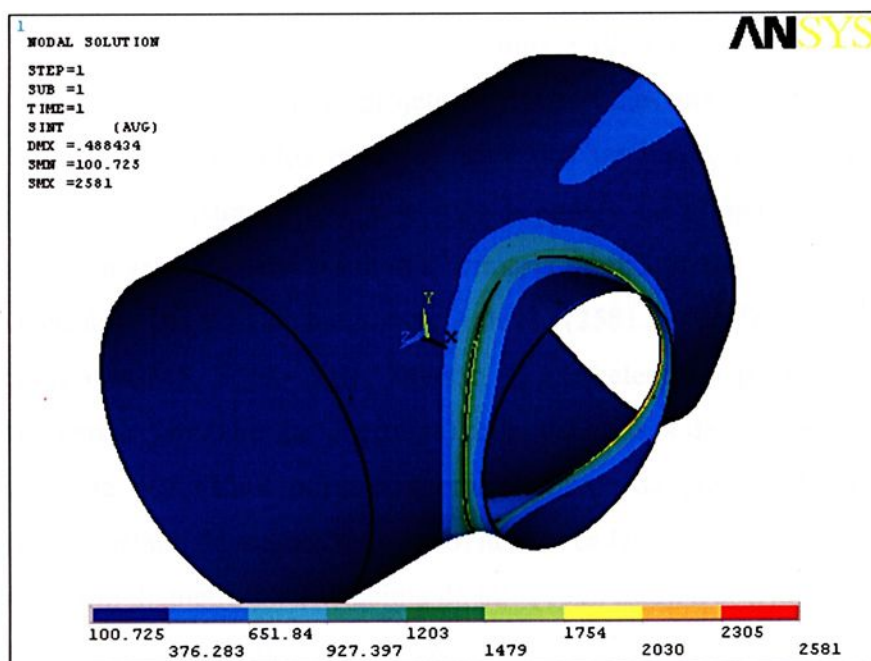


Figura 7.11 – Tensões primárias + secundárias (superfície externa) (kgf/cm²) (caso 2)

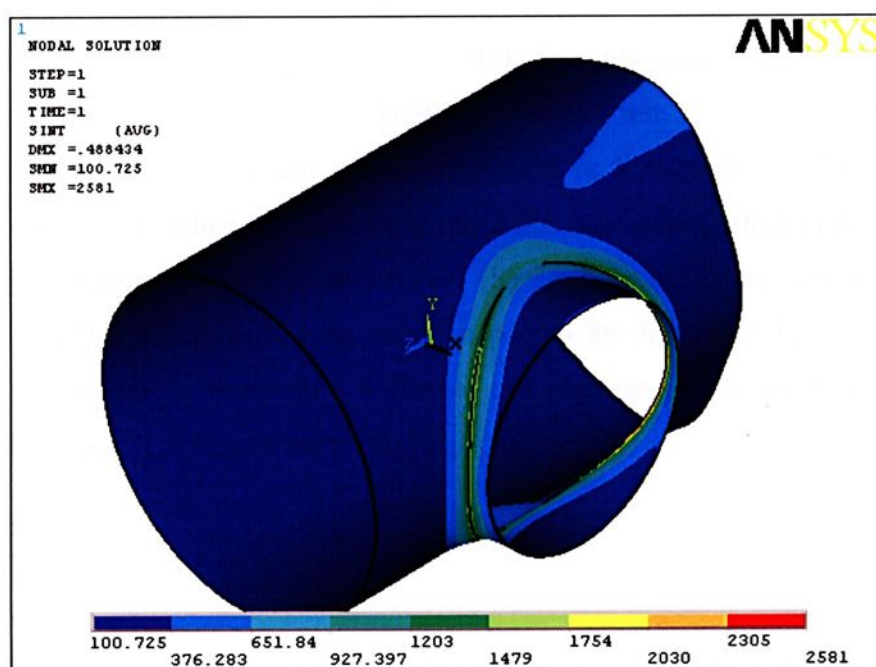


Figura 7.12 – Tensões primárias + secundárias (superfície interna) (kgf/cm²) (caso 2)

⇒ Nos resultados apresentados nas figuras 7.10, 7.11 e 7.12, considerando a aplicação da pressão interna de projeto nas superfícies internas do costado e do bocal, sem os carregamentos externos aplicados no bocal, porém, utilizando as mesmas espessuras para o reforço e para a parede do cilindro (19,4 mm), são observadas a máxima tensão resultante primária de membrana (1314 kgf/cm²), e a máxima tensão secundária de membrana + flexão (2581 kgf/cm²).

O código ASME Seção VIII, Divisão 1, estabelece no parágrafo UG-36 de requisitos gerais (tamanho das aberturas), que, para vasos de pressão com diâmetro interno de até 60" (1520 mm), a abertura provocada por um bocal não pode ultrapassar a metade do diâmetro do vaso, nem exceder 20" (508 mm); e para vasos de pressão com diâmetro interno acima de 60" (1520 mm), a abertura provocada por um bocal não pode ultrapassar um terço do diâmetro do vaso, nem exceder 40" (1000 mm). Para aberturas excedendo estes limites, regras suplementares apresentadas no Apêndice 1-7 devem ser satisfeitas. No nosso caso, temos:

- Diâmetro interno do vaso = 5000 mm;
- $1/3$ do diâmetro interno do vaso = $5000 / 3 = 1666 \text{ mm} > 1000 \text{ mm}$;
- Diâmetro interno do bocal = 3690 mm $> 1000 \text{ mm}$.

Portanto, o nosso caso em estudo ultrapassa os limites de UG-36 do ASME. Desta forma, o Apêndice 1-7 estabelece que a máxima tensão primária de membrana não deve ultrapassar a tensão admissível (S) estabelecida pelas regras do código (igual a 1322 kgf/cm², conforme visto na página 86 deste trabalho), e a máxima tensão secundária de membrana + flexão, nas mesmas condições de projeto, não deve ultrapassar $1,5 * S$, ou seja, 1983 kgf/cm².

**CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO**

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ

BIBLIOTECA

00628



Tabela 7.3 – Tensões com espessura da chapa de reforço igual a 19,4 mm conforme ANSYS

	ANSYS (elementos finitos)	Tensão máxima admissível (conforme ASME)	Avaliação
Tensão max. de membrana (kgf/cm ²)	1314	1322	Satisfatório
Tensão max. de membrana + flexão (kgf/cm ²)	2581	1983	Não Satisfatório

Desta forma, conclui-se que, com os valores encontrados após análise de tensões pelo ANSYS, embora a tensão de membrana esteja dentro do valor admissível, a tensão de membrana + flexão está maior do que o admissível em aproximadamente 30 %, e necessariamente, revisões de projeto devem ser feitas para adequação dos resultados com o critério do código.

⇒ Por outro lado, verifica-se após análise dos valores obtidos nas figuras 7.7, 7.8 e 7.9, que a utilização de uma espessura maior na chapa de reforço (75 mm), apresenta resultados satisfatórios quando comparado com o critério de tensões admissíveis estabelecido pelo código ASME. Enquanto que a máxima tensão resultante primária de membrana encontrada foi de 502 kgf/cm² (admissível igual a 1322 kgf/cm²), a máxima tensão secundária de membrana + flexão encontrada foi de 810 kgf/cm² (admissível igual a 1983 kgf/cm²).

Tabela 7.4 – Tensões com espessura da chapa de reforço igual a 75 mm conforme ANSYS

	ANSYS (elementos finitos)	Tensão máxima admissível (conforme ASME)	Avaliação
Tensão max. de membrana (kgf/cm ²)	502	1322	Satisfatório
Tensão max. de membrana + flexão (kgf/cm ²)	810	1983	Satisfatório

Portanto, concluímos que realmente o simples aumento da espessura (de forma conveniente) na região da casca periférica ao bocal, onde as tensões atingem valores maiores em consequência da concentração de tensões imposta pela condição desfavorável do projeto, ou mesmo outras situações de fácil execução, conforme apresentado na figura 3.2, são na maioria dos casos, suficientes para tornar o equipamento seguro durante as condições de operação, sem comprometimento de sua integridade estrutural.

- **Caso 3:** Nas figuras 7.13, 7.14 e 7.15, são apresentados os resultados obtidos após análise de tensões feita no ANSYS, considerando a aplicação da pressão interna de projeto nas superfícies internas do costado e do bocal, e os carregamentos externos aplicados no bocal.

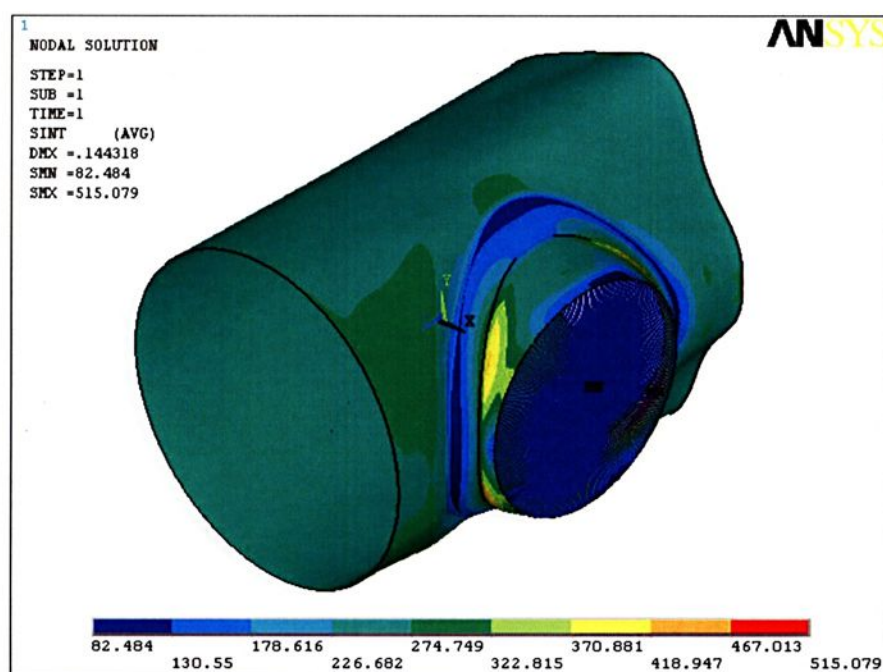


Figura 7.13 – Tensões primárias (superfície média) (kgf/cm²) (caso 3)

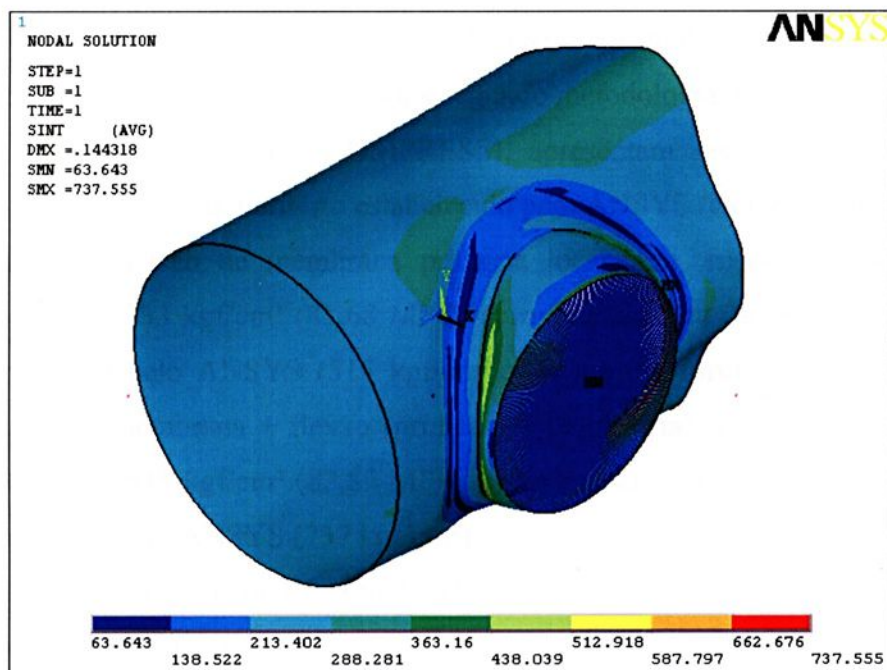


Figura 7.14 – Tensões primárias + secundárias (superfície externa) (kgf/cm²) (caso 3)

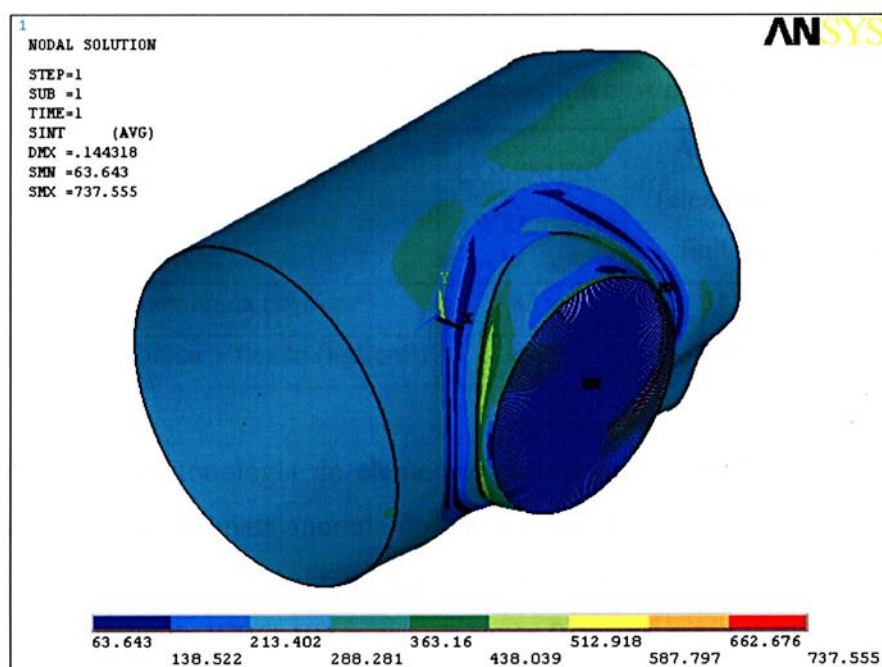


Figura 7.15 – Tensões primárias + secundárias (superfície interna) (kgf/cm²) (caso 3)

⇒ Nas figuras 7.13, 7.14 e 7.15, verifica-se, após análise dos valores obtidos, que os cálculos analíticos desenvolvidos segundo metodologia do boletim WRC-107 (obs.: utilizando o programa COMPRESS), apresentam resultados satisfatórios, quando comparado com o critério estabelecido pelo ANSYS (elementos finitos).

A máxima tensão de membrana primária localizada, encontrada no cálculo analítico foi de 833 kgf/cm² (81,68 MPa), aproximadamente 62 % maior do que o valor mostrado pelo ANSYS (515 kgf/cm²). Da mesma forma, a máxima tensão combinada de membrana + flexão (primária + secundária), encontrada no cálculo analítico foi de 845 kgf/cm² (82,85 MPa), aproximadamente 15 % maior do que o valor mostrado pelo ANSYS (737 kgf/cm²).

Conforme visto no item 7.5, a máxima tensão de membrana primária localizada, verificada na linha neutra da espessura da casca não deve ser maior que 1,5*S, onde S é a tensão admissível do material da casca (S = 1322 kgf/cm²), e a máxima tensão combinada (membrana + flexão), verificada nas superfícies interna e externa da casca, não deve ser maior que 3*S.

Tabela 7.5 – Tensões com a aplicação dos carregamentos externos conforme ANSYS

	COMPRESS (WRC-107)	ANSYS (elementos finitos)	Tensão máxima admissível (conforme ASME)
Tensão max. de membrana (kgf/cm ²)	833	515	1983
Tensão max. de membrana + flexão (kgf/cm ²)	845	737	3966

Visto que a metodologia de elementos finitos desenvolvida no ANSYS é sem dúvida alguma muito mais apurada do que no cálculo analítico, fornecendo valores muito próximos da realidade quando corretamente modelados, concluímos que utilizando o boletim WRC-107 e as curvas de Bijlaard como critério de avaliação, tem-se resultados confiáveis, inclusive dentro de uma condição conservativa de segurança.



CAPÍTULO 8 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com os resultados obtidos no capítulo anterior, podemos concluir que a metodologia de cálculo analítico apresentado no boletim WRC-107 é satisfatório do ponto de vista “da segurança”. Era de se esperar esse resultado, visto que este critério é utilizado mundialmente pelas empresas projetistas de vasos de pressão há muito tempo. Vale lembrar que a análise realizada está baseada em um exemplo real, de características particulares que favorecem uma maior consistência no desenvolvimento do trabalho, visto que, as suas dimensões e carregamentos aplicados extrapolam as condições usualmente encontradas e estabelecidas em bocais de processo.

Verificou-se também a eficácia na utilização de espessuras maiores na região da casca, periférica ao bocal de processo, onde as tensões atingem valores maiores em consequência da concentração de tensões local. Estas alternativas de projeto que são de fácil execução e de custo reduzido, são na maioria dos casos suficientes para reduzir as tensões para valores aceitáveis, isto é, abaixo de valores máximos admissíveis requeridos pelo código de projeto (ASME, por exemplo). Deve-se ressaltar que todos os tipos de reforço em aberturas apresentado na figura 3.2 possuem da mesma forma, resultados satisfatórios quando utilizados. Entretanto, o emprego de cada um desses tipos estará limitado sempre às condições de projeto de cada equipamento, tipos de serviço, ou facilidades construtivas.

Percebe-se porém, que muito ainda deste trabalho pode ser feito. Seu desenvolvimento foi feito numa época em que recursos computacionais mais precisos não eram disponíveis, e pouca coisa foi acrescentada ou melhorada. Apesar de atender-nos na maioria dos casos mais comumente encontrados, percebe-se pela utilização de uma ferramenta de cálculo mais precisa, no caso o ANSYS, que utiliza a metodologia de elementos finitos, que os resultados encontrados podem ser refinados. Além disso, em situações mais críticas, como por exemplo, bocais com

valores de diâmetros muito próximos do diâmetro do equipamento (relação d / D próxima de 1, onde d é o diâmetro interno do bocal, e D é o diâmetro interno do equipamento), não existe uma plena confiabilidade quanto à aplicação da metodologia de cálculo analítico.

Hoje em dia, com os recursos computacionais existentes muito mais confiáveis, há condições, a partir de simulações, de se prever antecipadamente e com mais precisão, os resultados da aplicação de carregamentos em bocais de processo. Com a utilização do programa ANSYS juntamente com um trabalho de modelamento paramétrico do sistema, pode-se ter maior agilidade de execução, maior segurança nos resultados, e conseqüentemente, ganhos satisfatórios de tempo e dinheiro.

Outra possibilidade de aplicação deste trabalho é na investigação analítica das tensões resultantes em suportes de esferas de armazenagem, comumente conhecidas como “pernas” (ver figura 2.4). As características de projeto dos mesmos, extremamente complexos, favorecem a utilização dos conceitos analíticos contidos no boletim WRC-107, bem como de uma verificação ou validação dos resultados obtidos através de modelos feitos no ANSYS (elementos finitos). Toda a concepção analítica a respeito deste assunto ainda não foi claramente desenvolvida, muito embora, algumas empresas de projeto apresentem soluções pouco satisfatórias, baseadas em suposições e simplificações durante a análise que são de consistência duvidosa, pois muitas vezes, divergem dos resultados obtidos em programas de computador baseados em elementos finitos.

Conforme visto no capítulo 1, uma solução analítica completa envolvendo todas as combinações possíveis ainda não foi realizada até o momento, entretanto existem outros artigos que foram desenvolvidos com a mesma finalidade investigativa, tais como o boletim WRC-297, que é na verdade um suplemento ao WRC-107; o boletim WRC-368, baseado em uma solução polinomial de análise de tensões, porém com limitações nos tipos de carregamentos externos aplicados; e também os gráficos encontrados em Bednar (Pressure Vessel Design Handbook, 1986), de metodologia similar ao WRC-107, de fácil aplicação, porém menos abrangente. Nos

dias atuais, a análise de tensões baseada em elementos finitos vem se tornando cada vez mais útil, em razão da facilidade e rapidez com que são gerados os modelos e realizados os cálculos, através dos vários programas de computador existentes (ANSYS, por exemplo).

Enfim, esse trabalho teve como um dos objetivos validar através da comparação de resultados uma metodologia de cálculo a respeito das tensões em cascas esféricas e cilíndricas devidas a carregamentos externos aplicados em bocais de processo. Como já mencionado, o trabalho analítico realizado pelo Prof. P. P. Bijlaard, reportado no boletim WRC-107, é amplamente utilizado. Além disso, aproveitou-se para divulgar informações a respeito dos equipamentos destinados à indústria petroquímica, de caráter tanto conceitual, como também de cálculo, dentro de critérios estabelecidos pelo código ASME.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASME Seção VIII, Divisão 1, Edição 2001, Adenda 2003, American Society of Mechanical Engineers, código de projeto e de fabricação de vasos de pressão.

ASME Seção VIII, Divisão 2, Edição 2001, Adenda 2003, American Society of Mechanical Engineers, código de projeto e de fabricação de vasos de pressão.

ASME Seção II, Edição 2001, Adenda 2003, American Society of Mechanical Engineers, norma para estabelecer tensões admissíveis em vasos de pressão.

WELDING RESEARCH COUNCIL, BULLETIN N°. 107, New York, edição 1965, revisão 1979, K. R. Wichman, A. G. Hopper, J. L. Mershon.

BIJLAARD, P. P., Stress from Local Loadings in Cylindrical Pressure Vessels, Trans. ASME, 1955.

BIJLAARD, P. P., Stress from Radial Loadings in Cylindrical Pressure Vessels, Research Supplement, 1954.

BIJLAARD, P. P., Stress from Radial Loadings and External Moments in Cylindrical Pressure Vessels, Research Supplement, 1955.

BIJLAARD, P. P., Computation of the Stresses from Local Loadings in Spherical Pressure Vessels or Pressure Vessels Heads, Welding Research Council n°. 34, 1957.

BIJLAARD, P. P., Local Stresses in Spherical Shells from Radial or Moment Loadings, Research Supplement, 1957.

BIJLAARD, P. P., Local Stresses in Spherical Shells from Radial Loads Acting on a Pipe, Welding Research Council n°. 49, 1959.

BIJLAARD, P. P., Cranch, E. T., Interpretive Commentary on the Application of Theory to Experimental Results for Stresses and Deflections Due to Local Loads on Cylindrical Shells, Welding Research Council n°. 60, 1960.

TELLES, P. C. S., Vasos de Pressão, Livros Técnicos e Científicos Editora, edição 1991.

TELLES, P. C. S., Tubulações Industriais, Livros Técnicos e Científicos Editora, edição 1976.



TIMOSHENKO, S. P., **Resistência dos Materiais, Vol. 2**, Livros Técnicos e Científicos Editora, edição 1983.

BROWNELL, L. E., YOUNG, E. H., **Process Equipment Design**, John Wiley & Sons, edição 1959.

BEDNAR, H. H., **Pressure Vessel Design Handbook**, Krieger Publishing Company, edição 1986.

MAHAJAN, K. K., **Design of Process Equipment – Selected Topics**, Pressure Vessel Handbook Publishing, Inc., edição 1985.

GIGLIO, M., **Fatigue Analysis of Different Types of Pressure Vessel Nozzle**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2003.

COMPRESS USER'S MANUAL – Computer Aided Pressure Vessel Design, Version 6 for Windows, Codeware, 2001.

ANSYS USER'S MANUAL – ANSYS theory reference: introduction to design optimization, Swanson Analysis Systems, Inc., 1999.

DYM, C. L., **Introduction to the Theory of Shells**, Hemisphere Publishing Corporation, edição 1990.

YOUNG, W. C., **Roark's Formulas for Stress and Strain**, Editora McGraw Hill, edição 1989.

GRANDIN JR., H., **Fundamentals of the Finite Element Analysis**, MacMillan Publishing Company, edição 1986.

MOAVENI, S., **Finite Element Analysis – Theory and Application with ANSYS**, Prentice Hall, edição 1999.

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA, Coordenadoria Geral de Biblioteca, Ed. UNESP, **Normas para publicações da UNESP: dissertações e teses**, São Paulo: Ed. UNESP, 1994. v.4

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA, Coordenadoria Geral de Biblioteca, Ed. UNESP, **Normas para publicações da UNESP: referências bibliográficas**, São Paulo: Ed. UNESP, 1994. v.2



APÊNDICE A – LISTA DE CURVAS ADIMENSIONAIS PARA CASCAS ESFÉRICAS

Tensões devidas a Carga Radial P		
γ	ρ	Figura N°.
5	0.25	SP-1
5	1.00	SP-2
5	2.00	SP-3
5	4.00	SP-4
15	1.00	SP-5
15	2.00	SP-6
15	4.00	SP-7
15	10.00	SP-8
50	4.00	SP-9
50	10.00	SP-10

Tensões devidas ao Momento M		
γ	ρ	Figura N°.
5	0.25	SM-1
5	1.00	SM-2
5	2.00	SM-3
5	4.00	SM-4
15	1.00	SM-5
15	2.00	SM-6
15	4.00	SM-7
15	10.00	SM-8
50	4.00	SM-9
50	10.00	SM-10

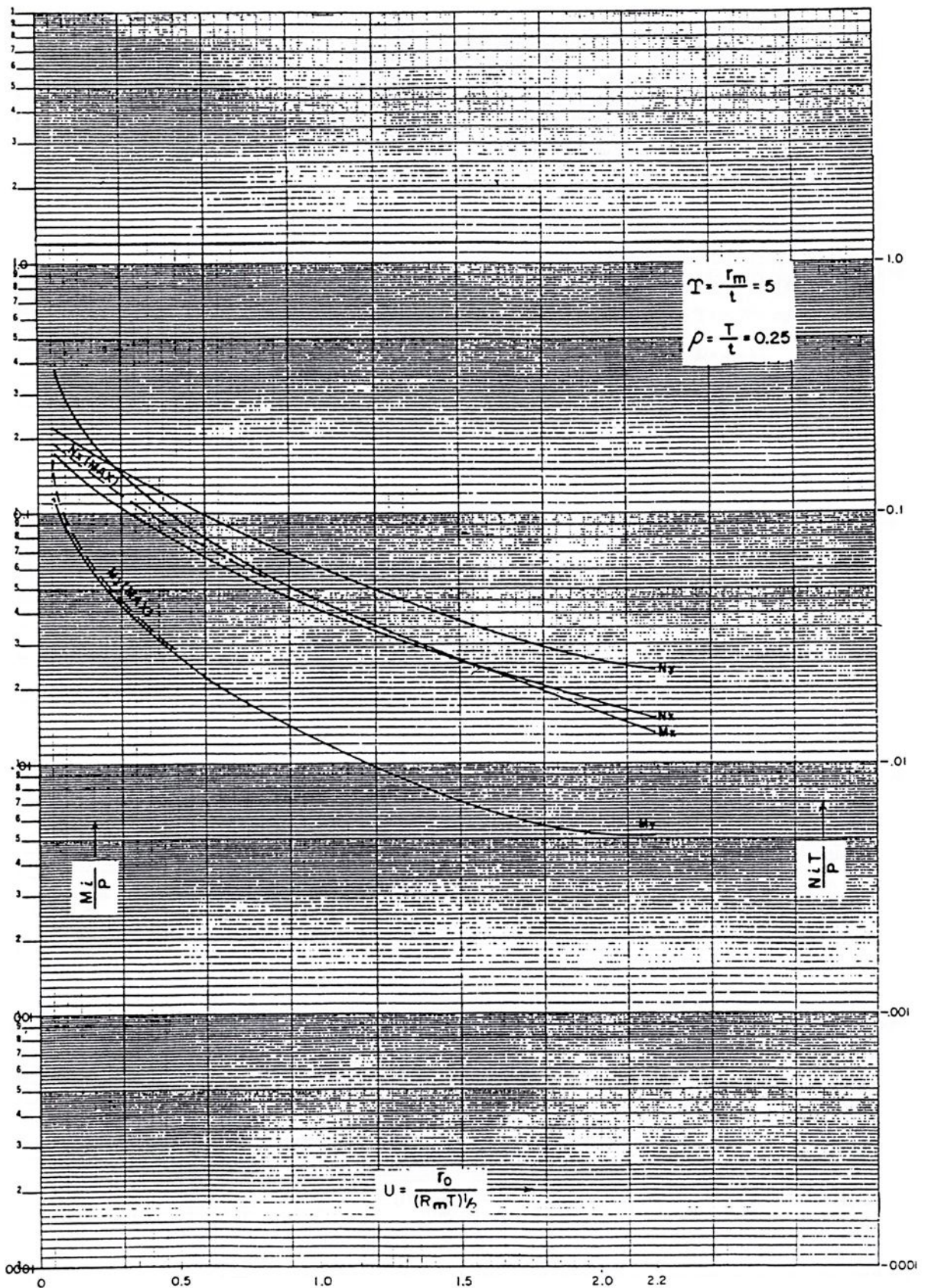


Figura A.1 – Tensões devidas a carga radial P (SP-1)

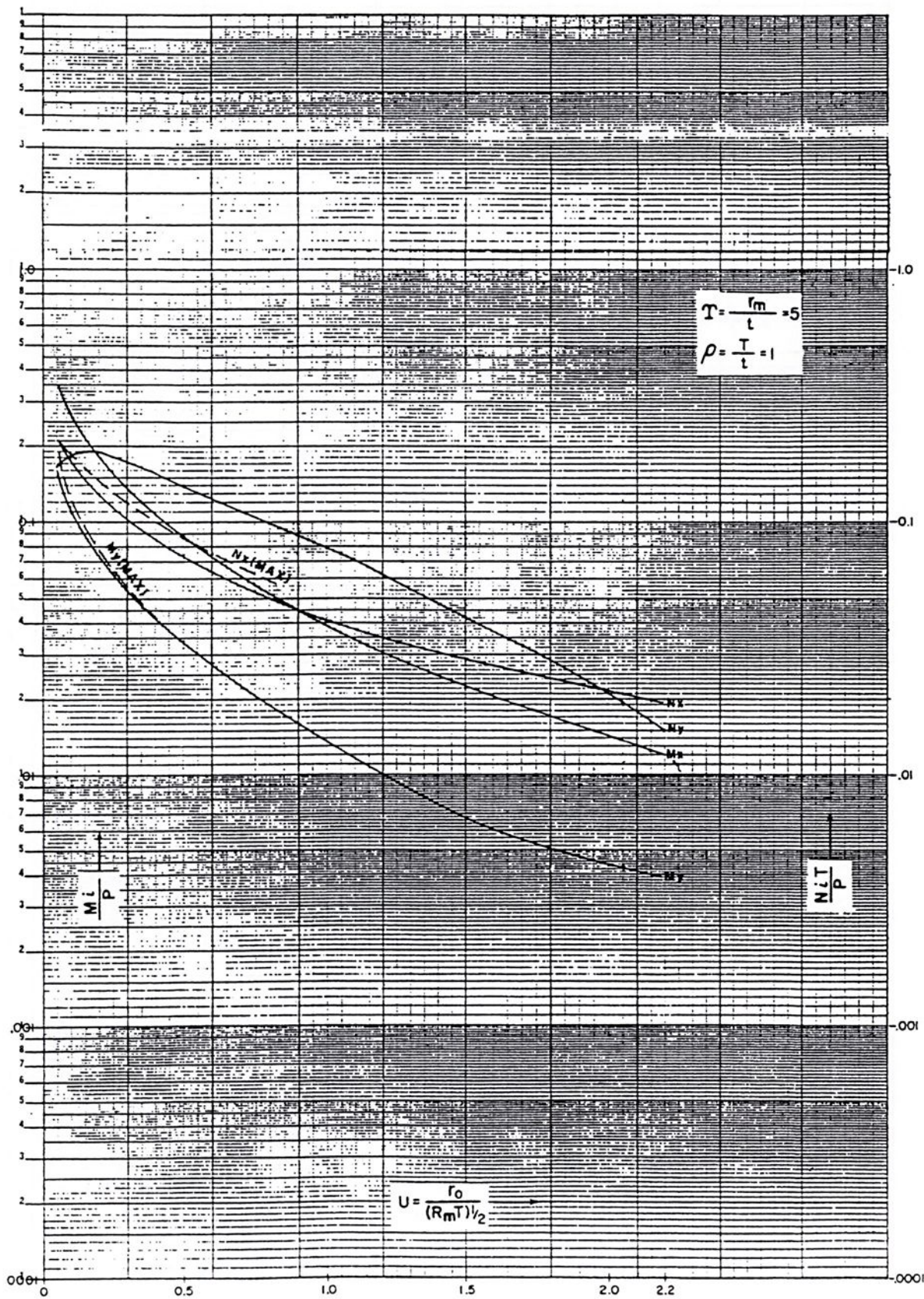


Figura A.2 – Tensões devidas a carga radial P (SP-2)

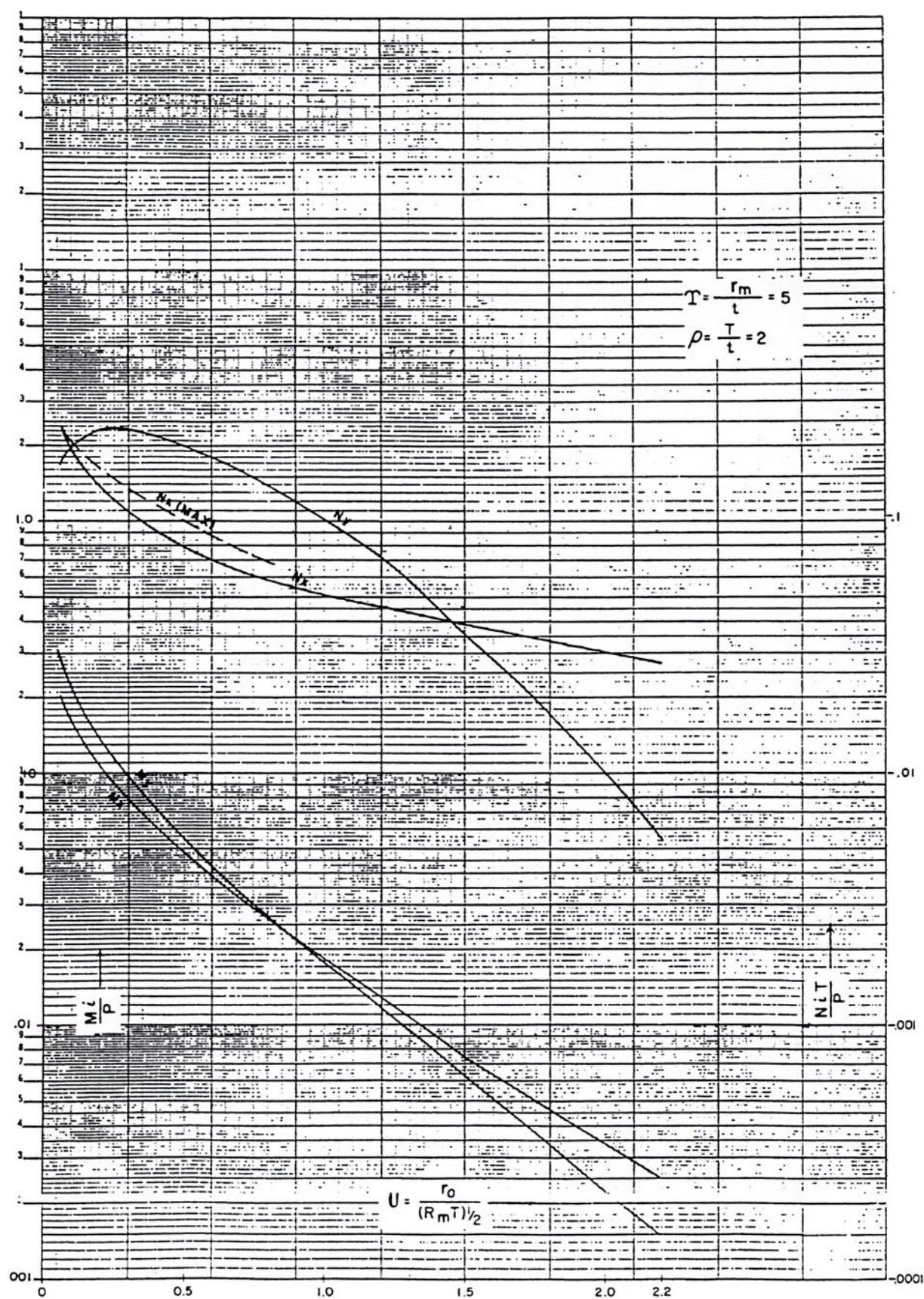


Figura A.3 – Tensões devidas a carga radial P (SP-3)

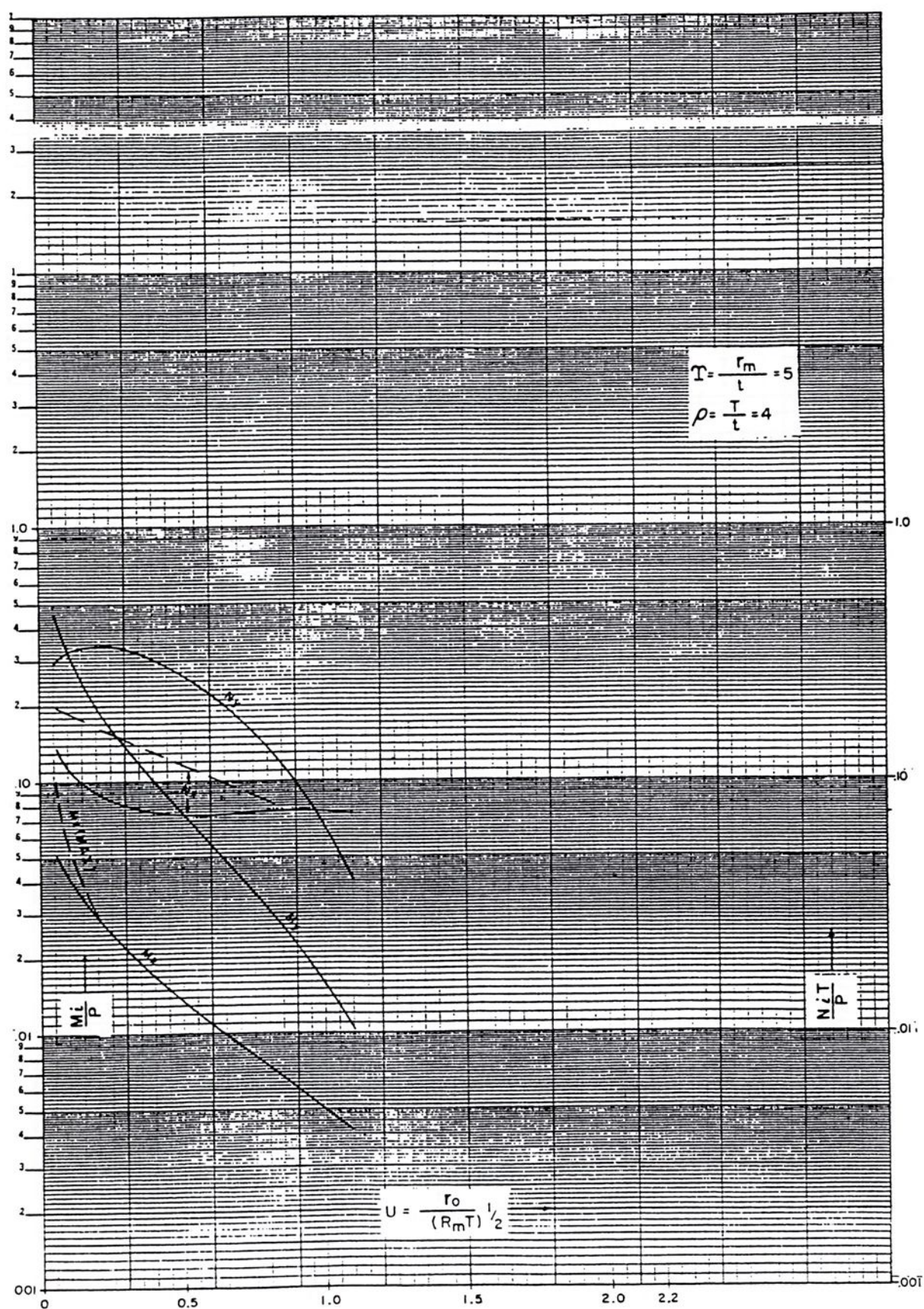


Figura A.4 – Tensões devidas a carga radial P (SP-4)

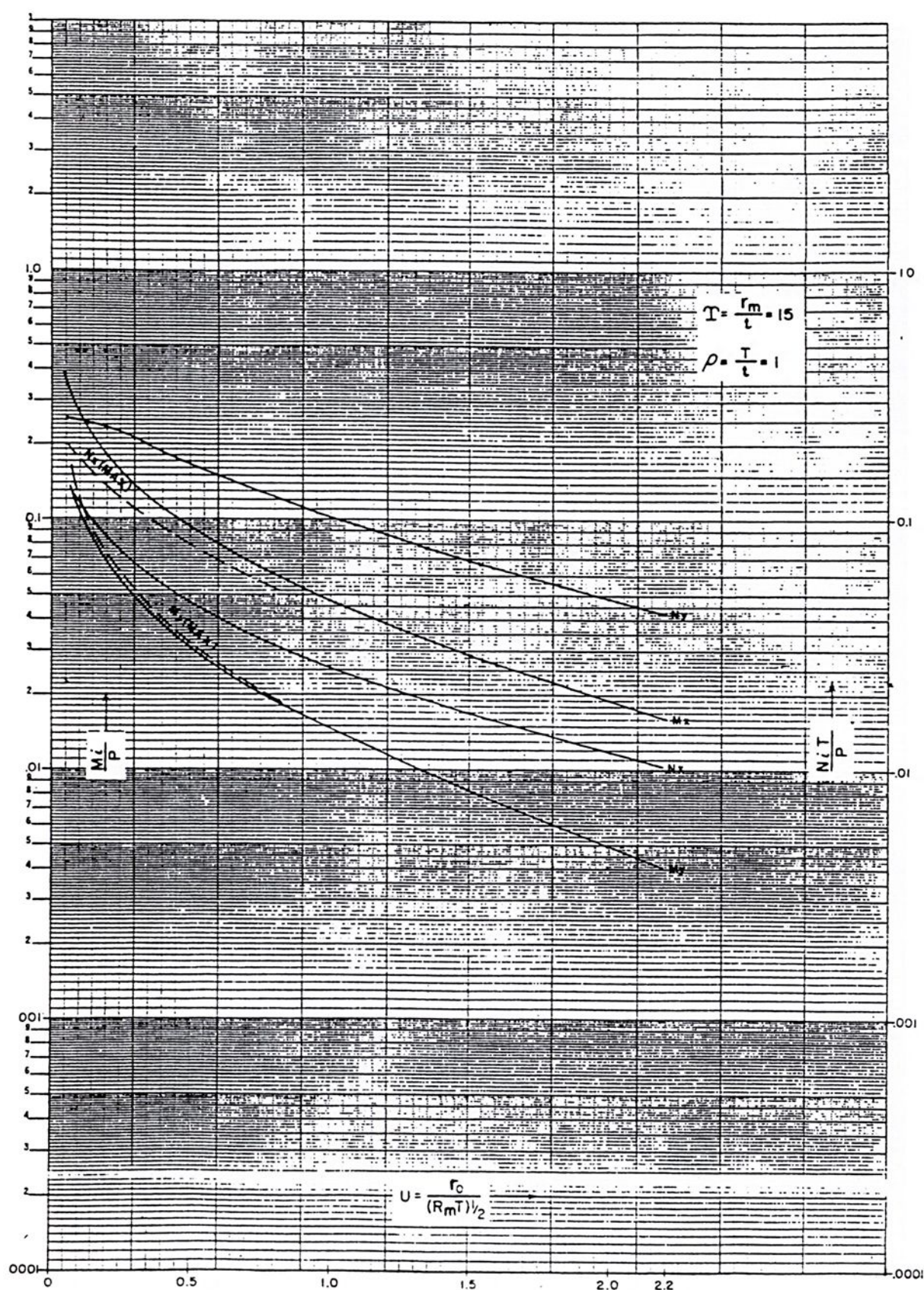


Figura A.5 – Tensões devidas a carga radial P (SP-5)

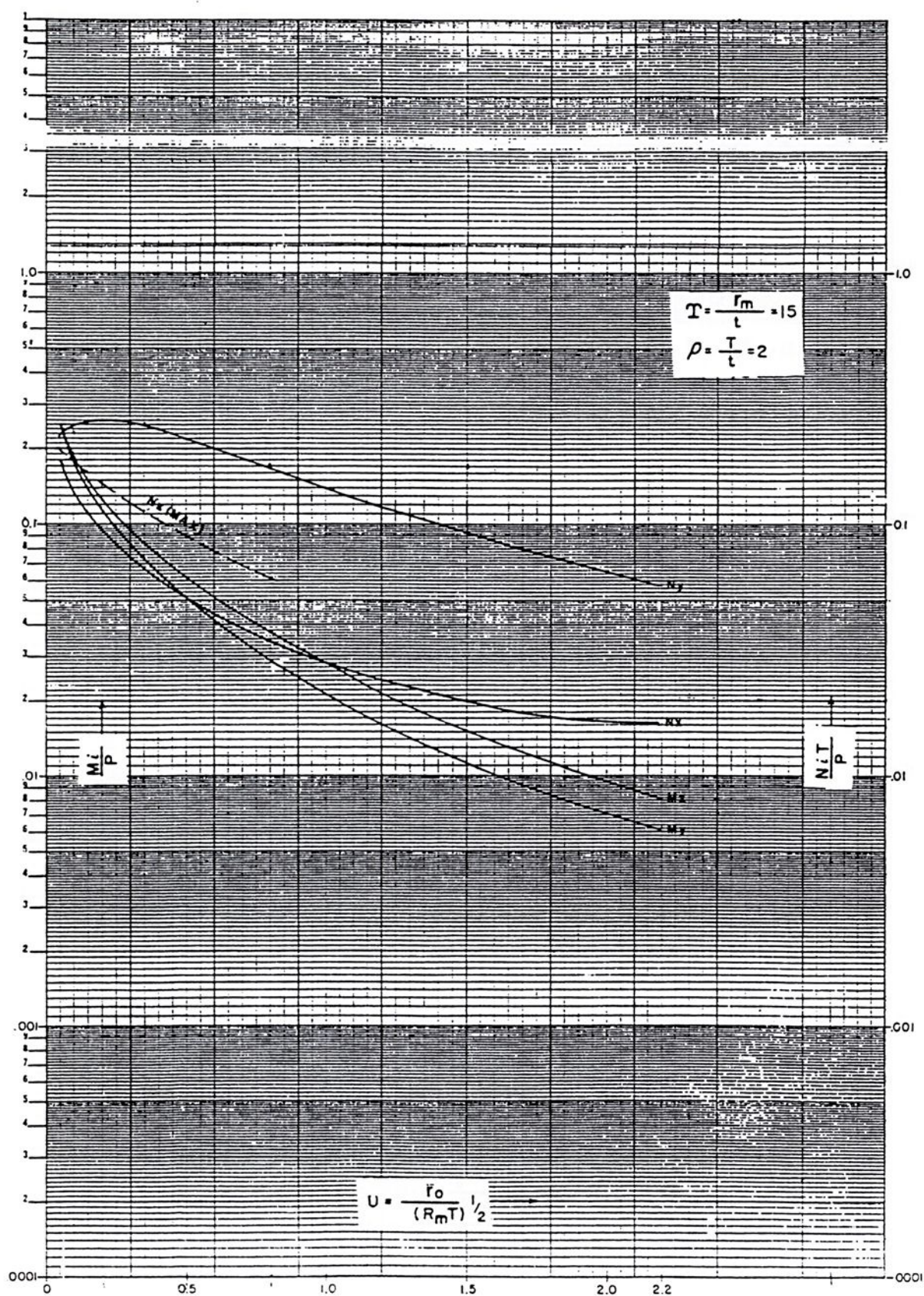


Figura A.6 – Tensões devidas a carga radial P (SP-6)

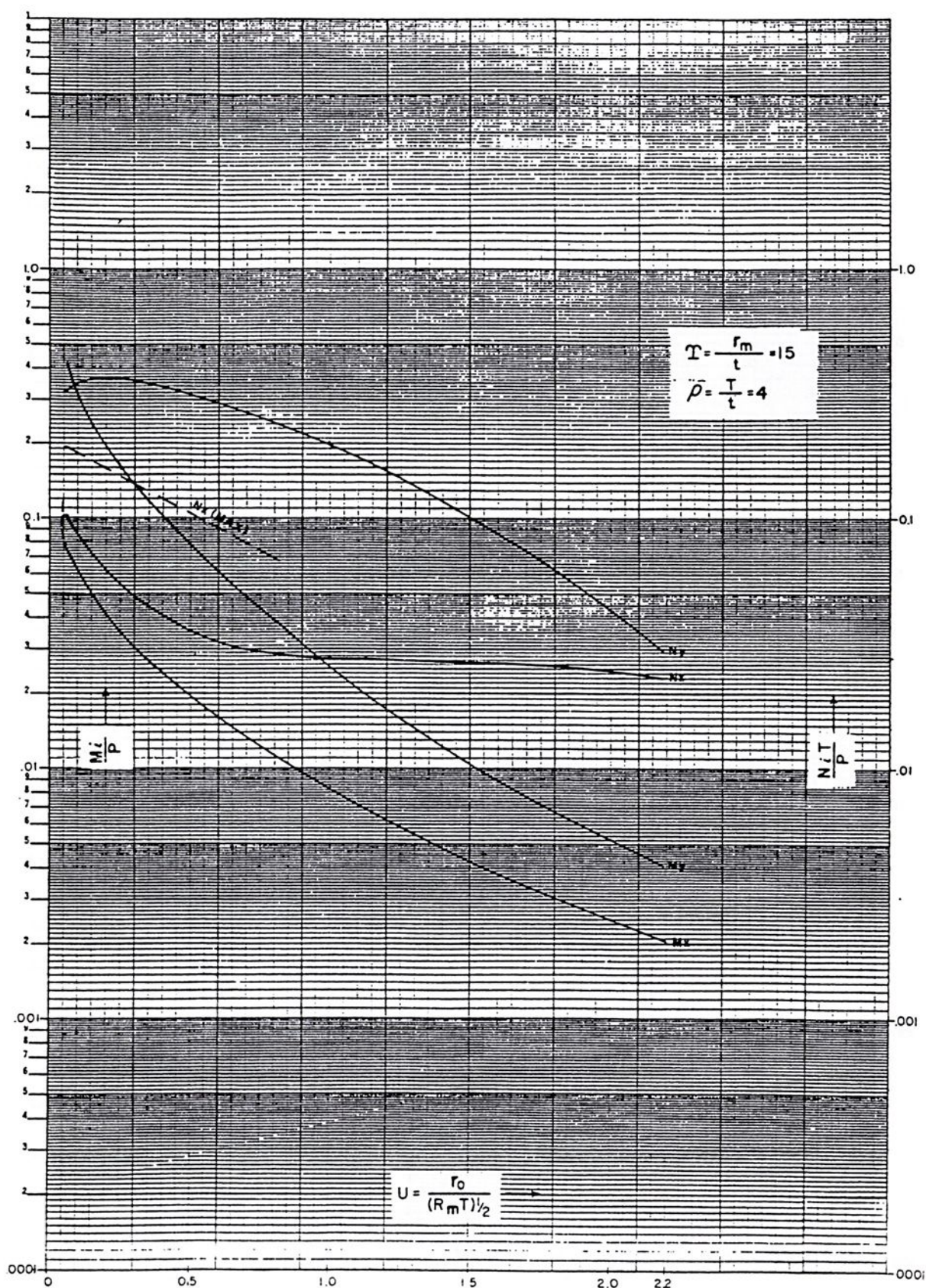


Figura A.7 – Tensões devidas a carga radial P (SP-7)

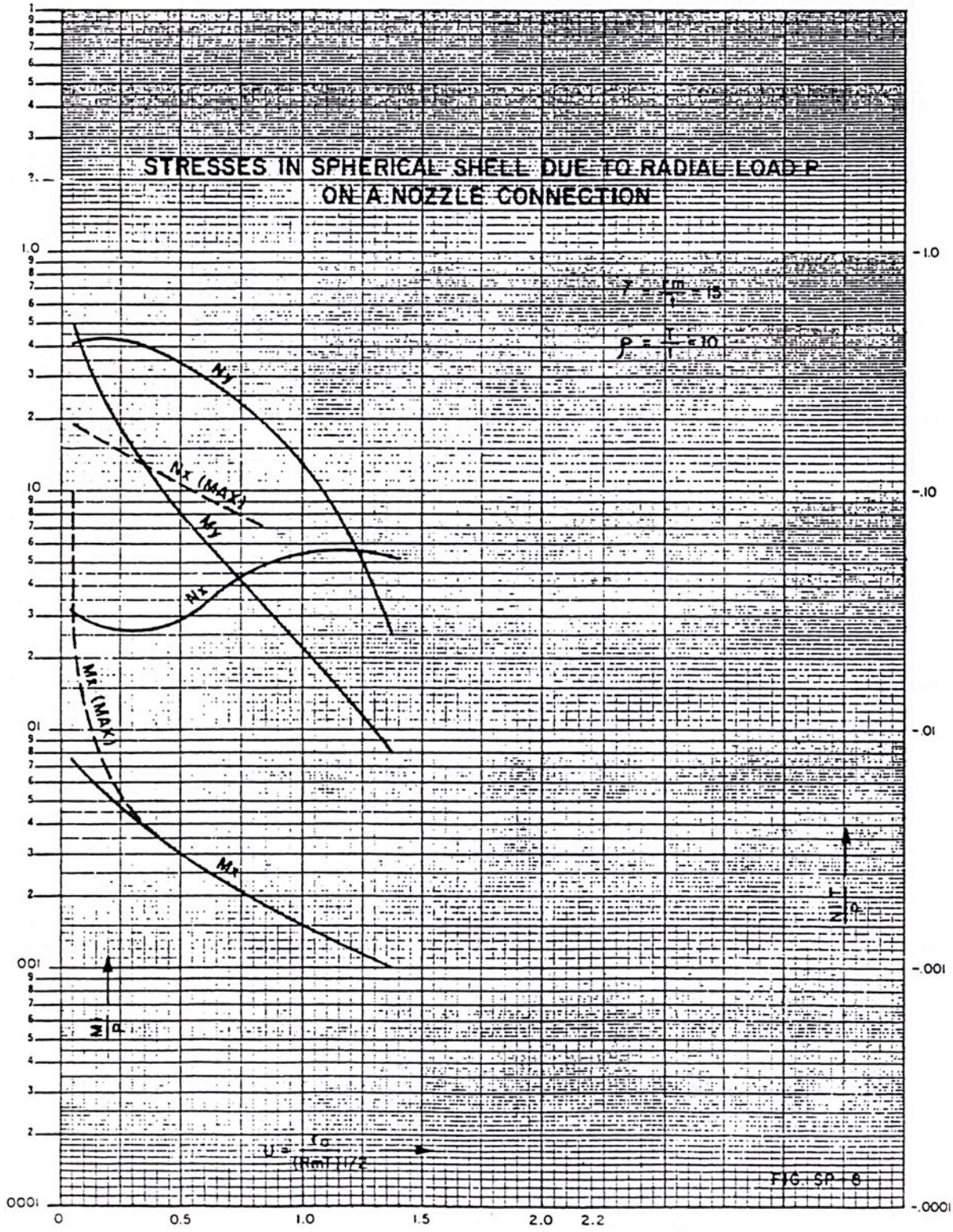


Figura A.8 – Tensões devidas a carga radial P (SP-8)

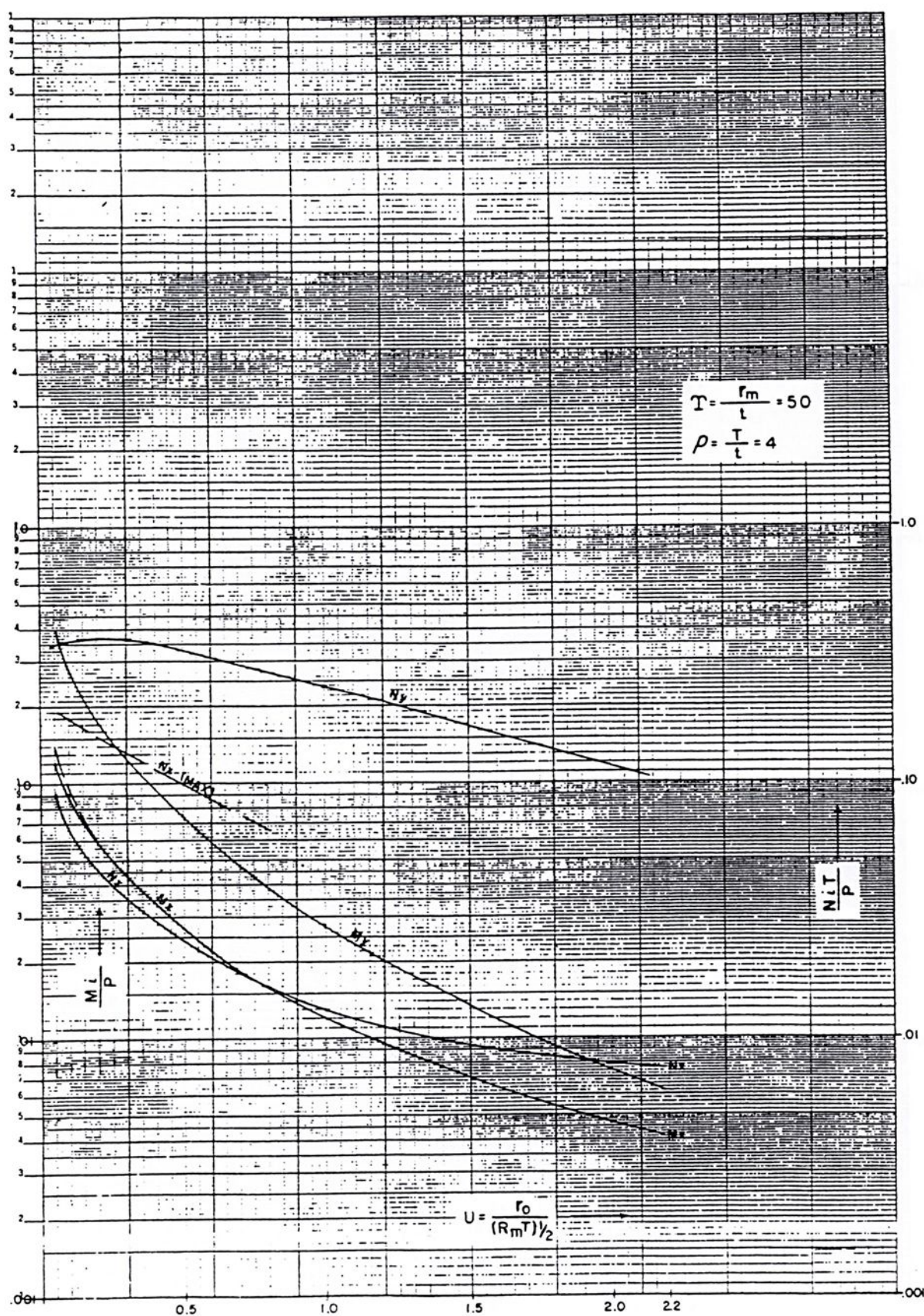


Figura A.9 – Tensões devidas a carga radial P (SP-9)

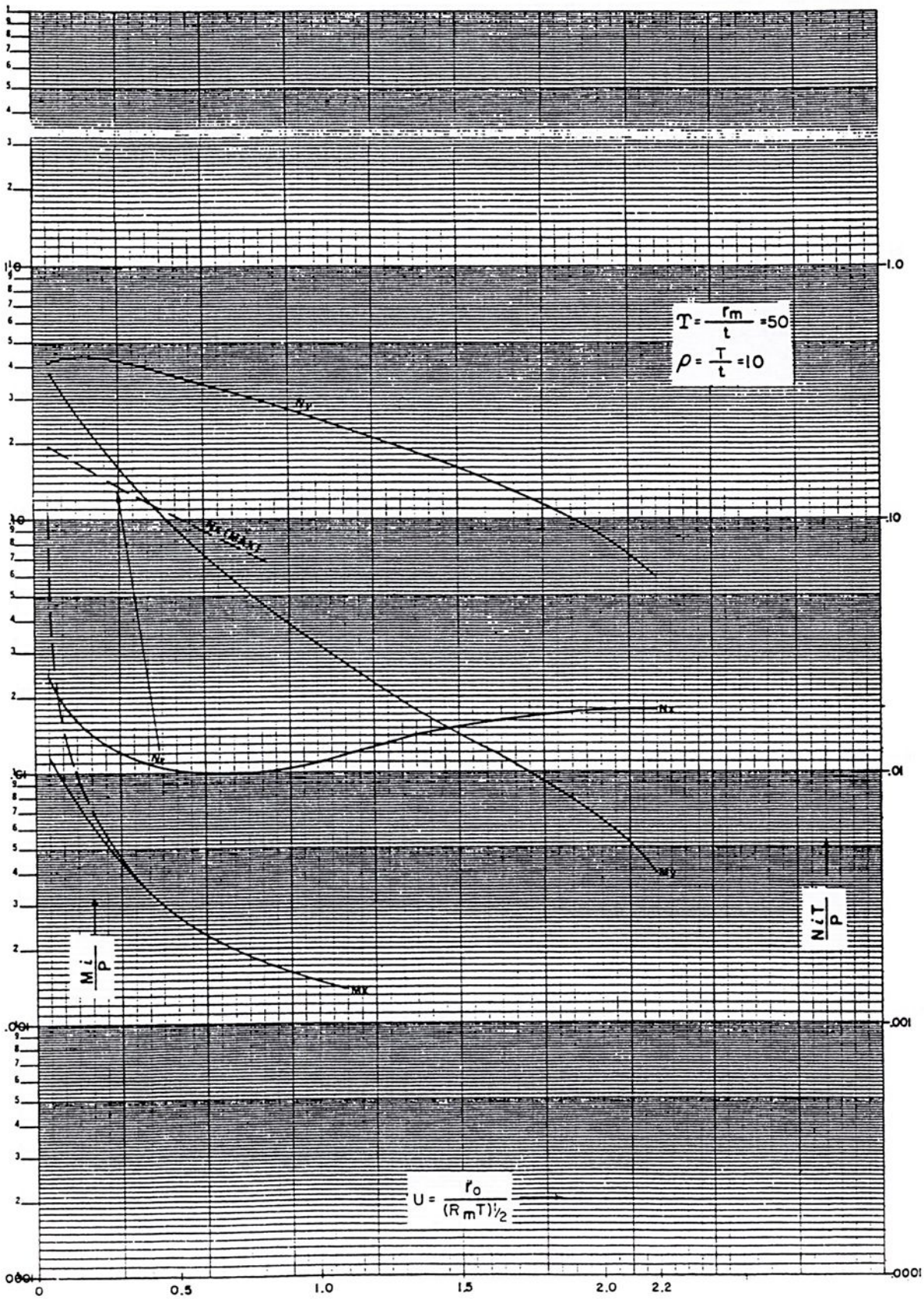


Figura A.10 – Tensões devidas a carga radial P (SP-10)

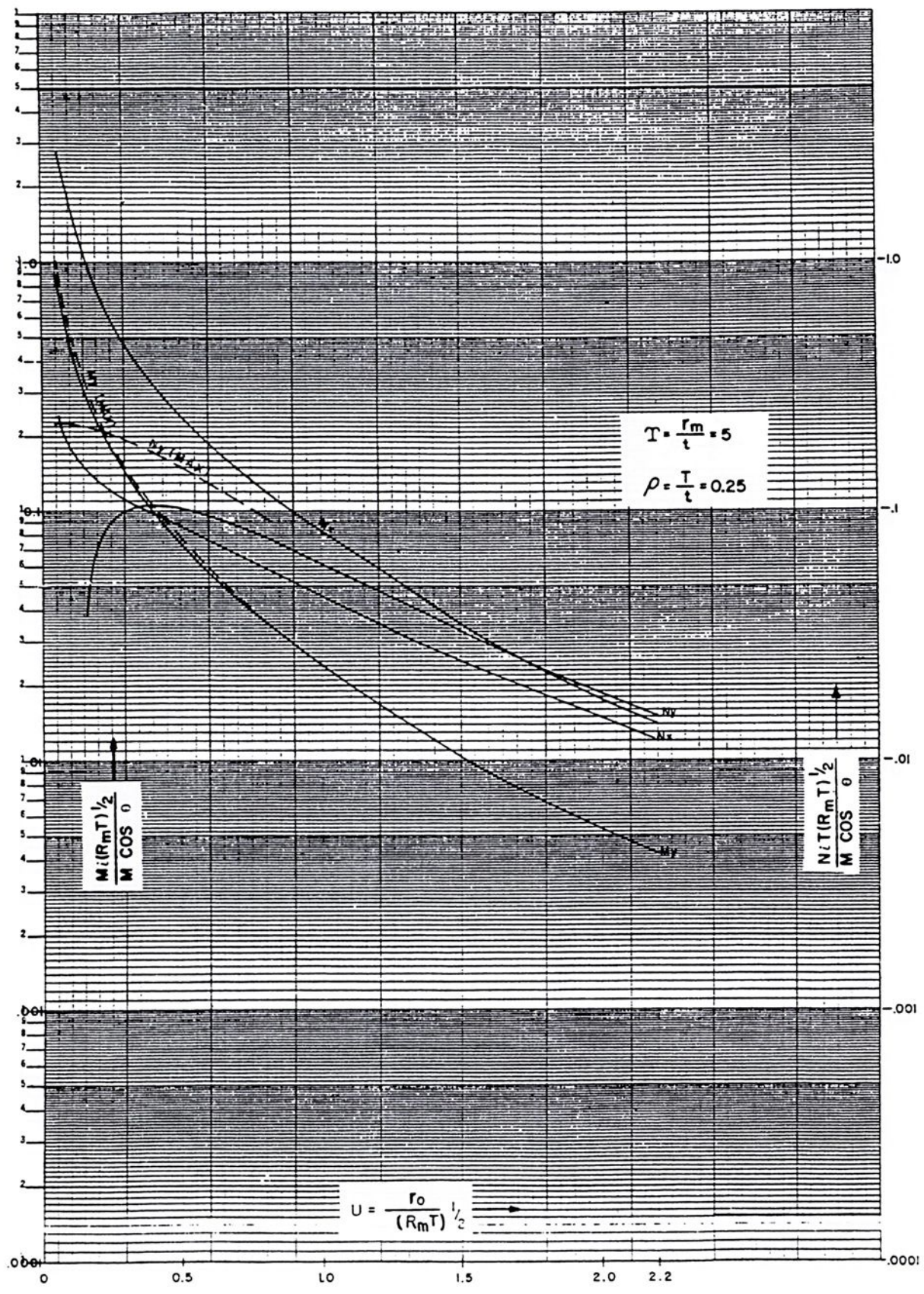


Figura A.11 – Tensões devidas ao momento M (SM-1)

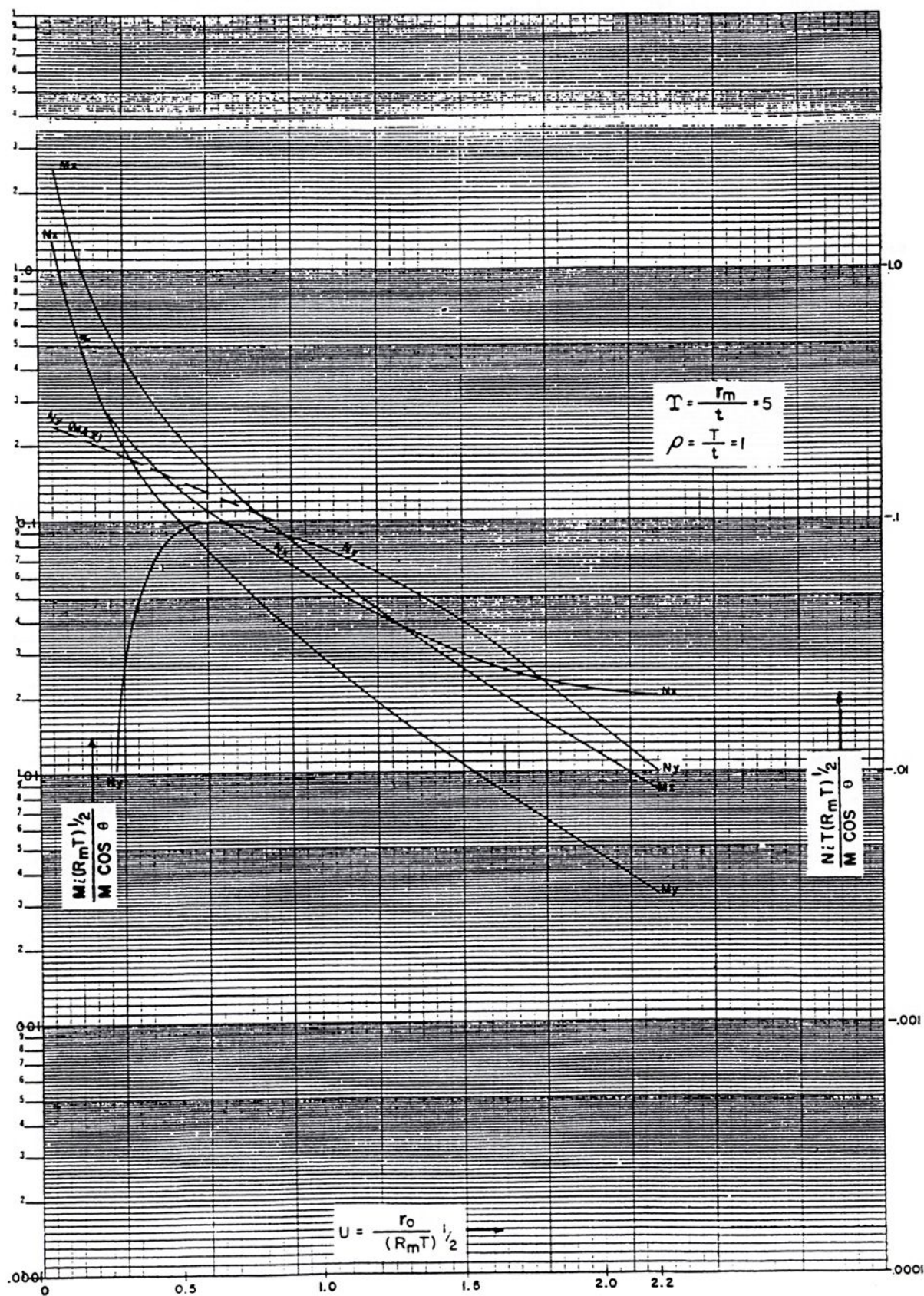


Figura A.12 – Tensões devidas ao momento M (SM-2)

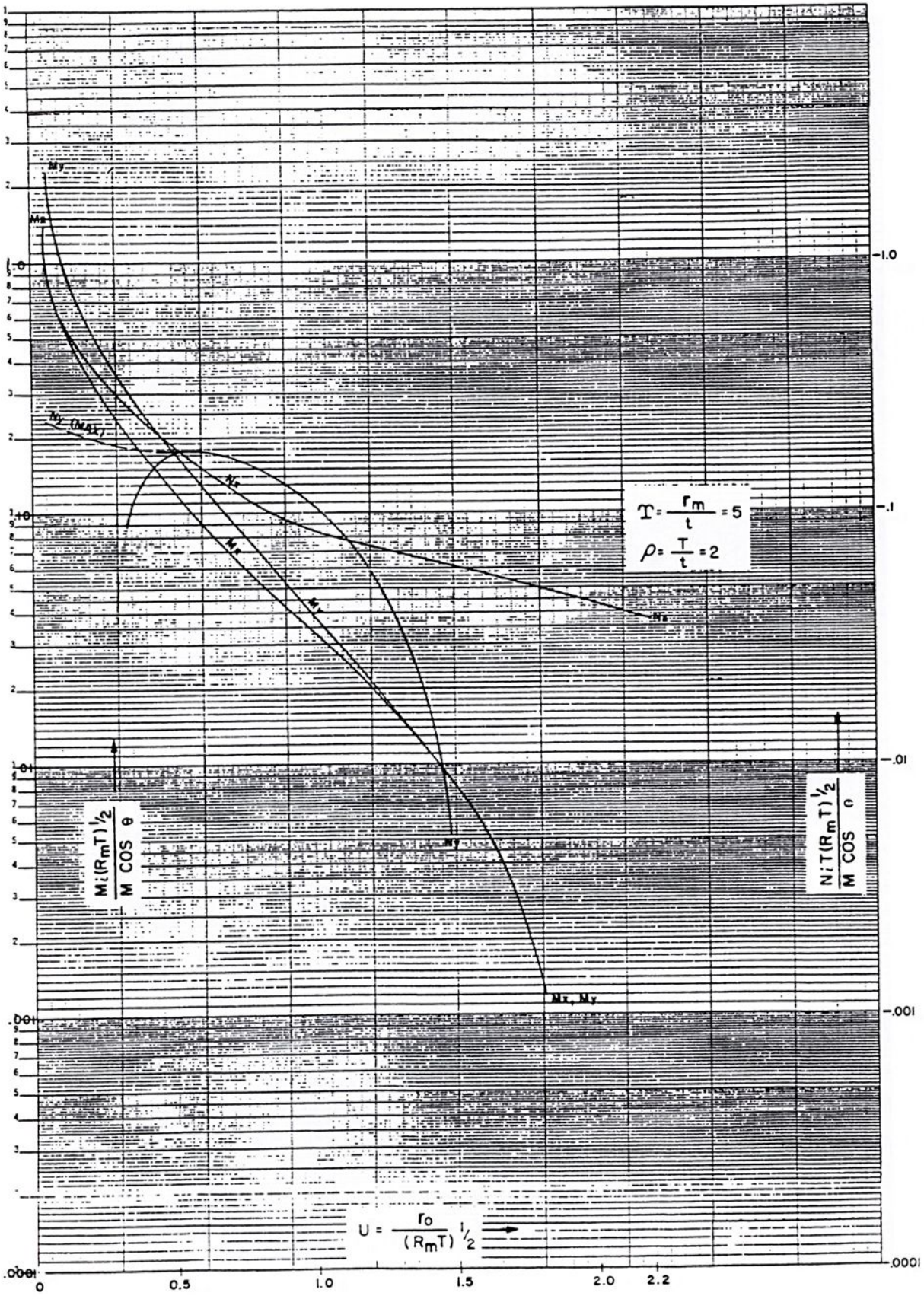


Figura A.13 – Tensões devidas ao momento M (SM-3)

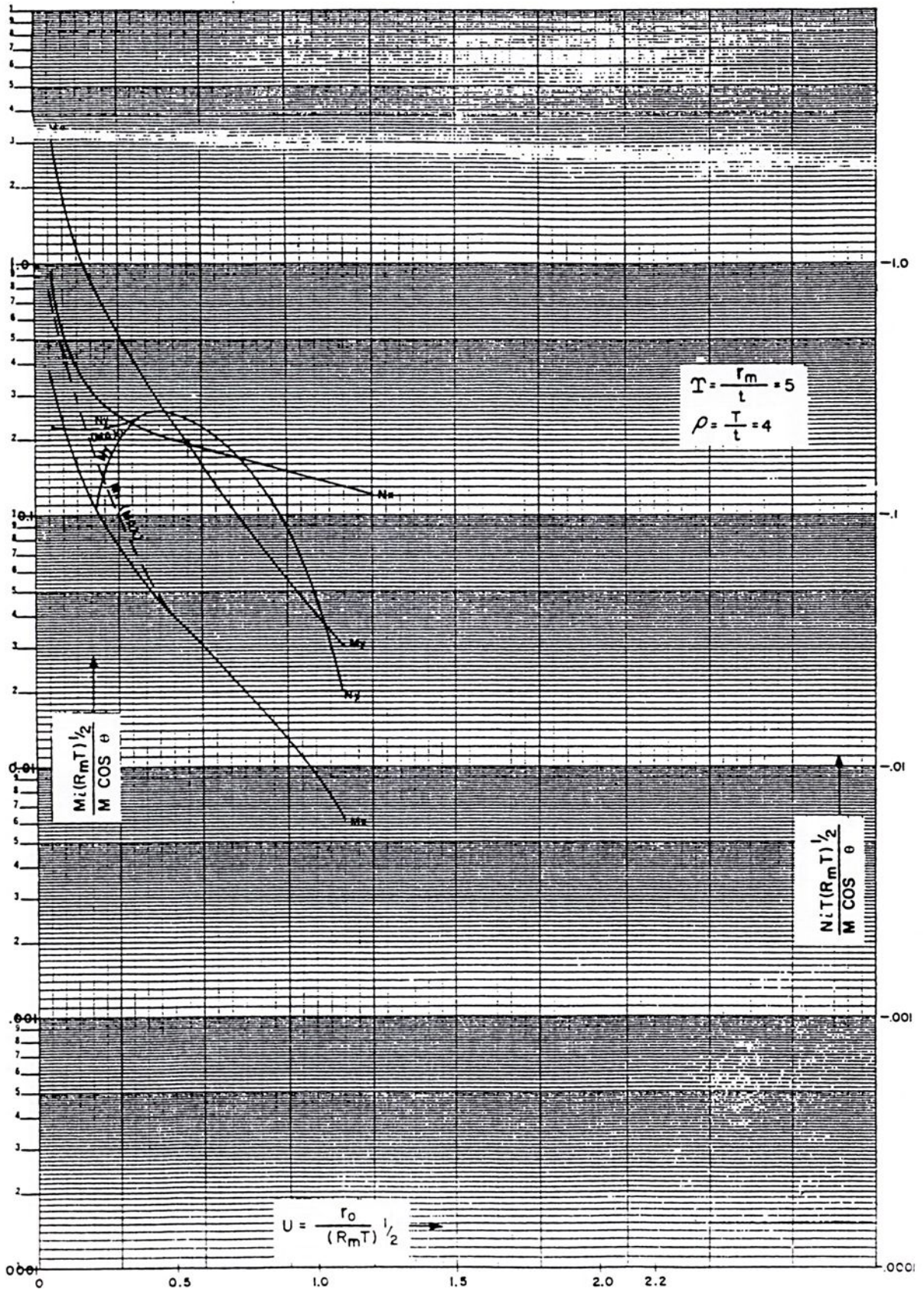


Figura A.14 – Tensões devidas ao momento M (SM-4)

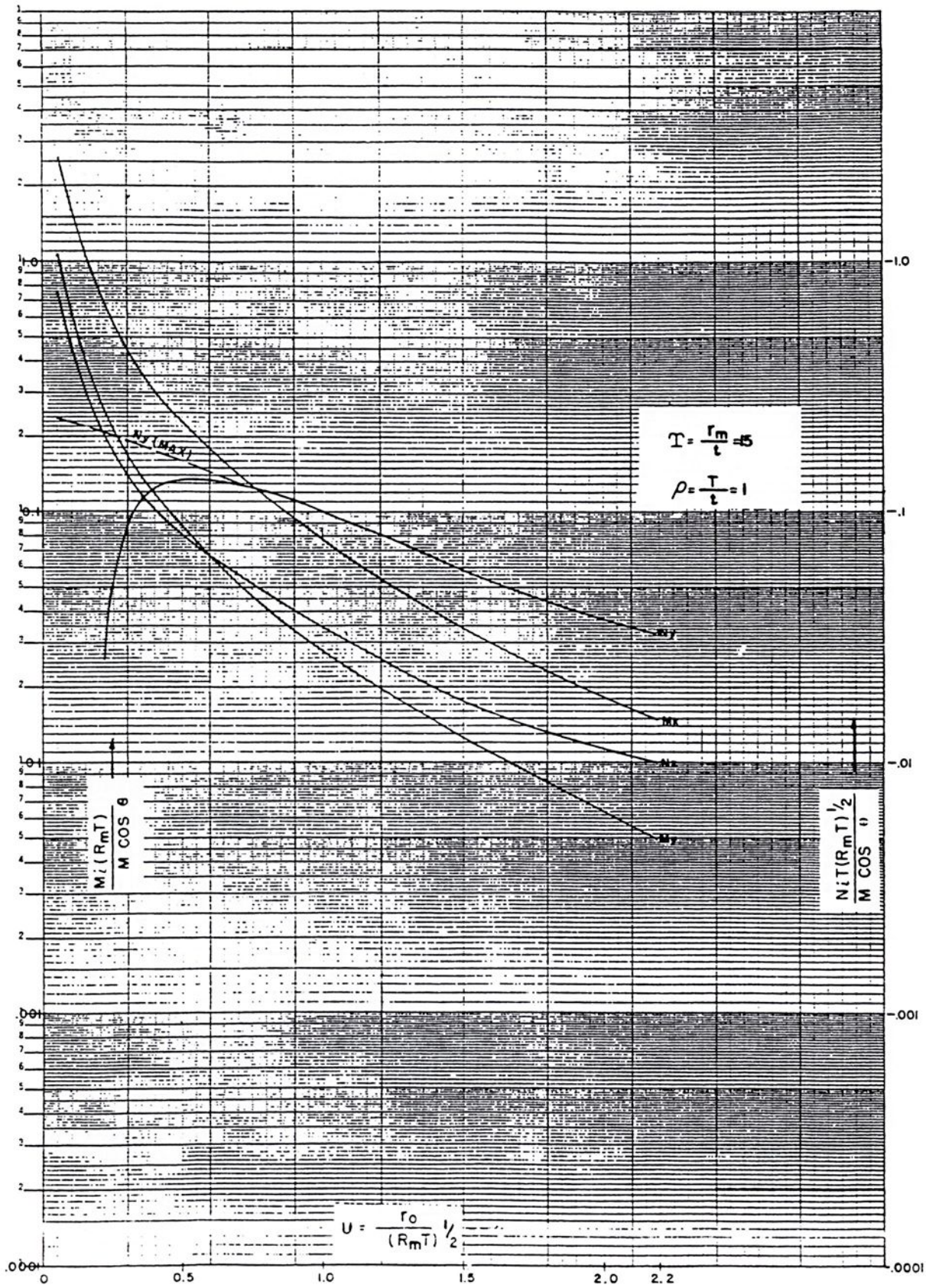


Figura A.15 – Tensões devidas ao momento M (SM-5)

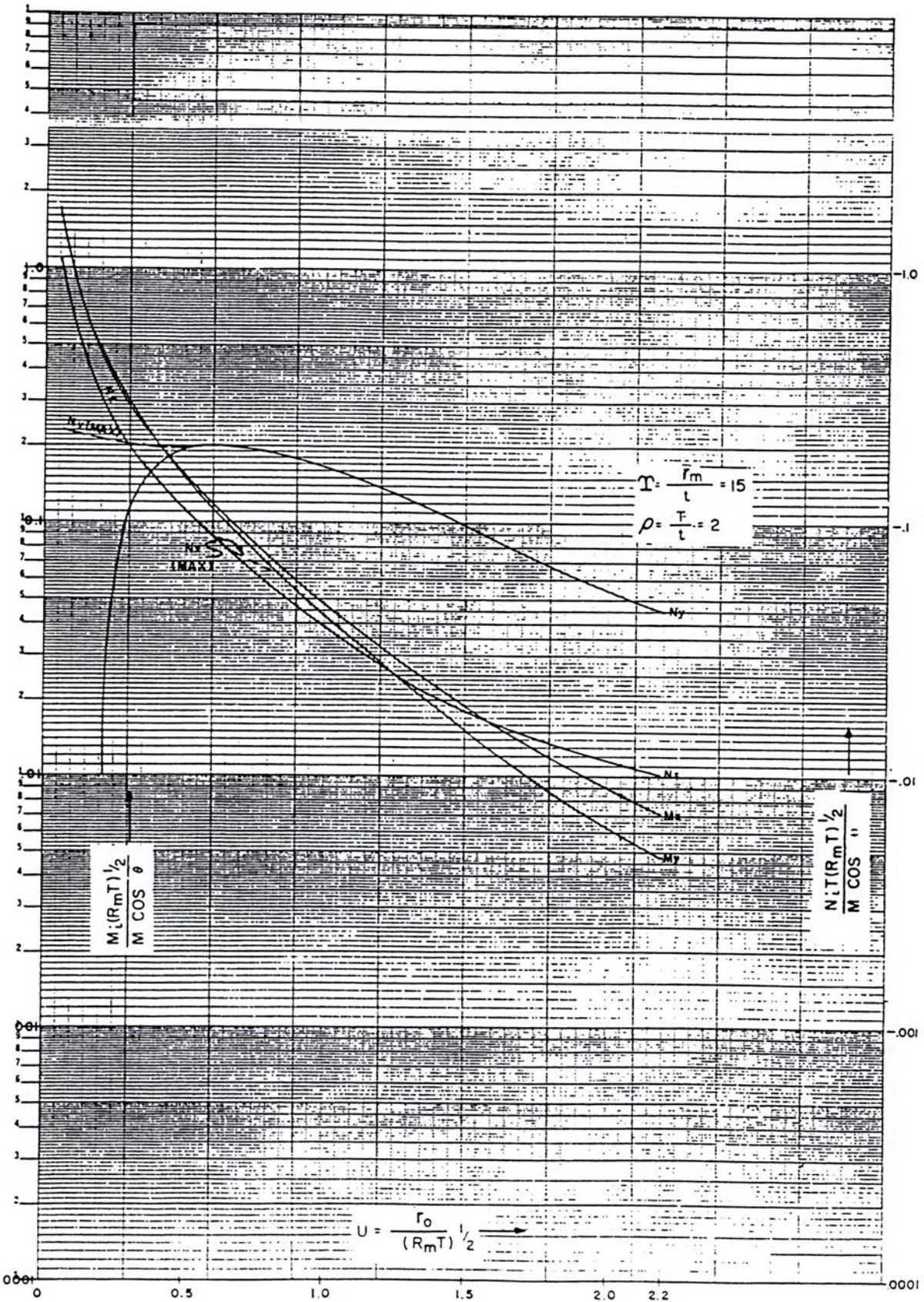


Figura A.16 – Tensões devidas ao momento M (SM-6)

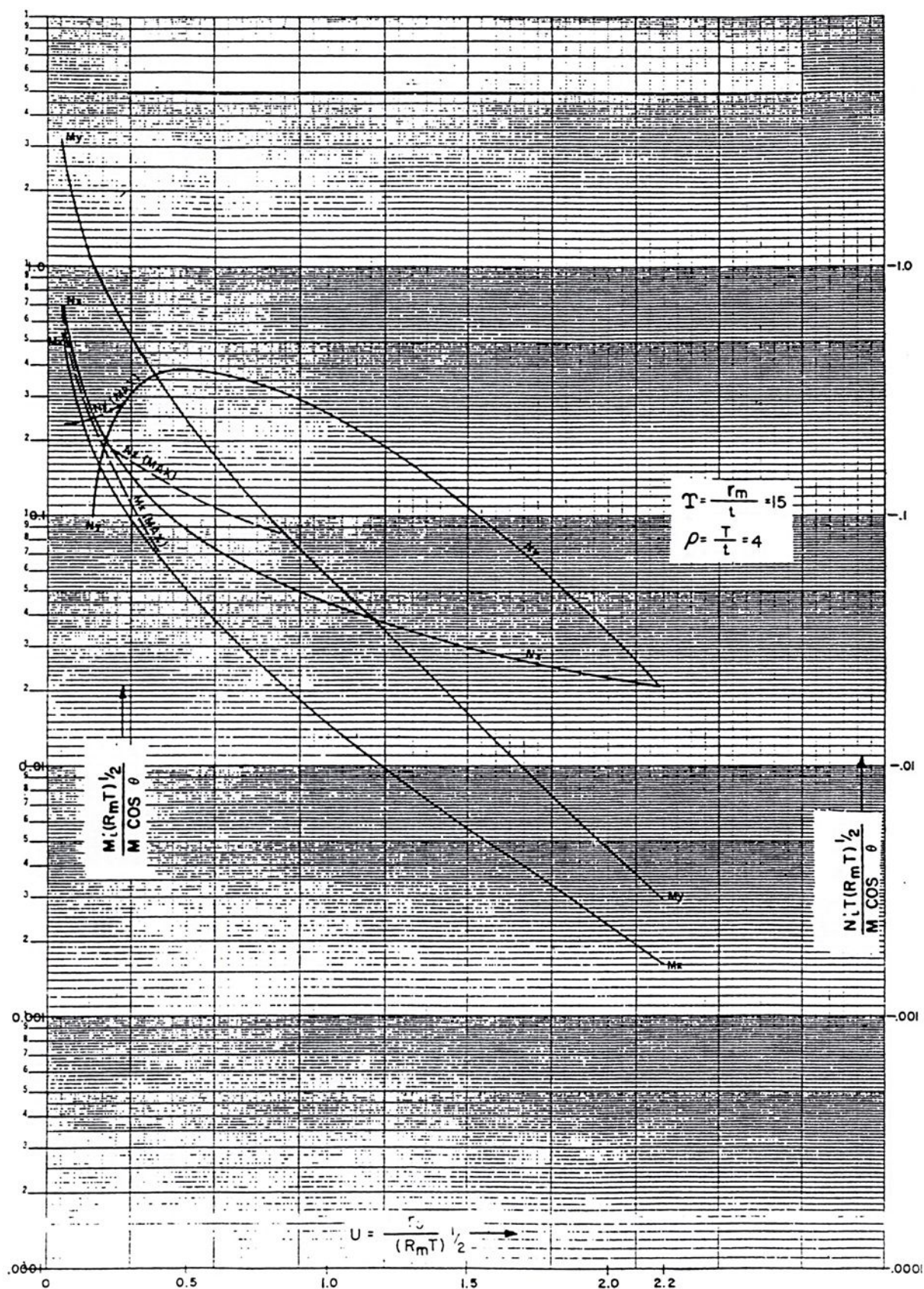


Figura A.17 – Tensões devidas ao momento M (SM-7)

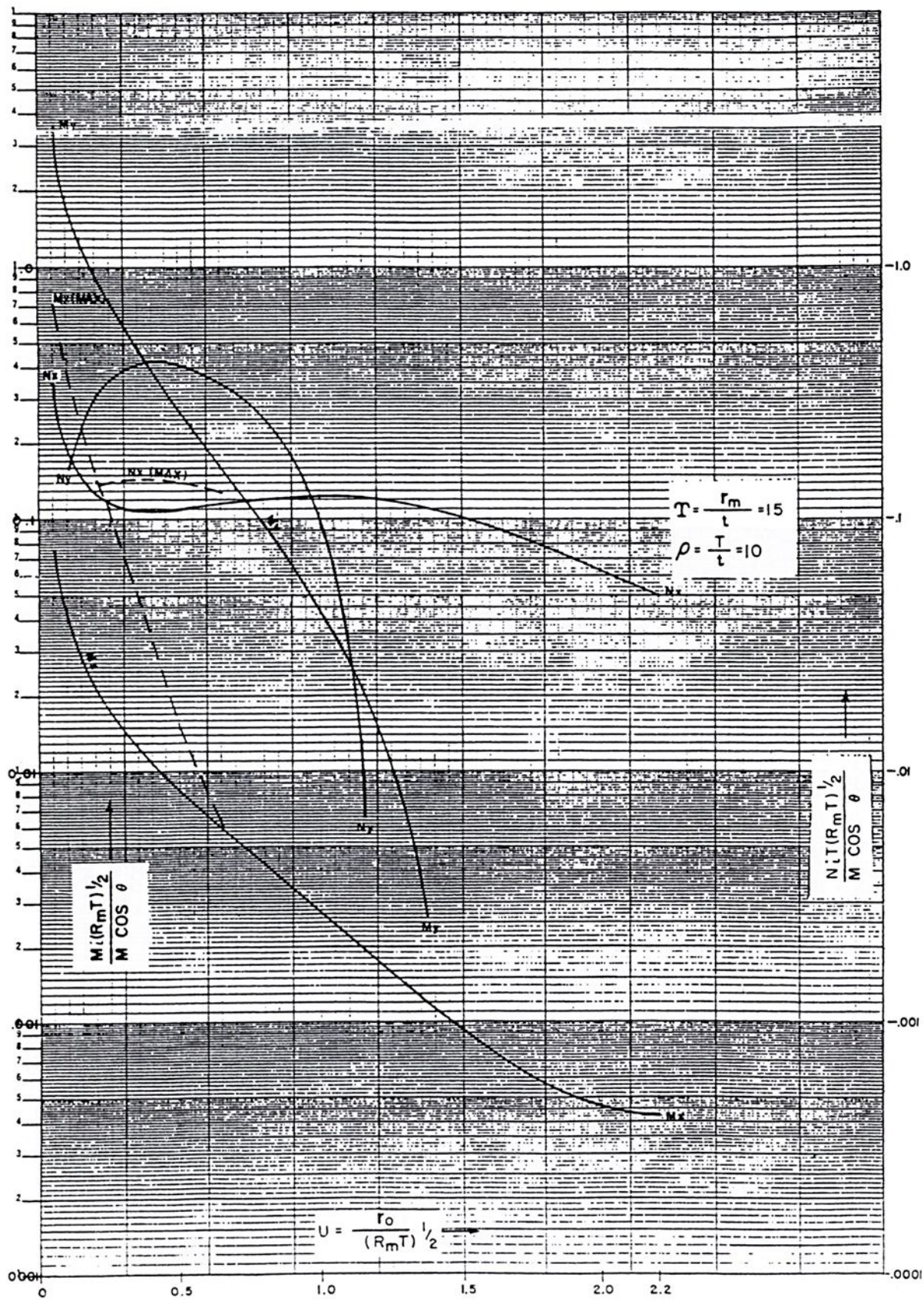


Figura A.18 – Tensões devidas ao momento M (SM-8)

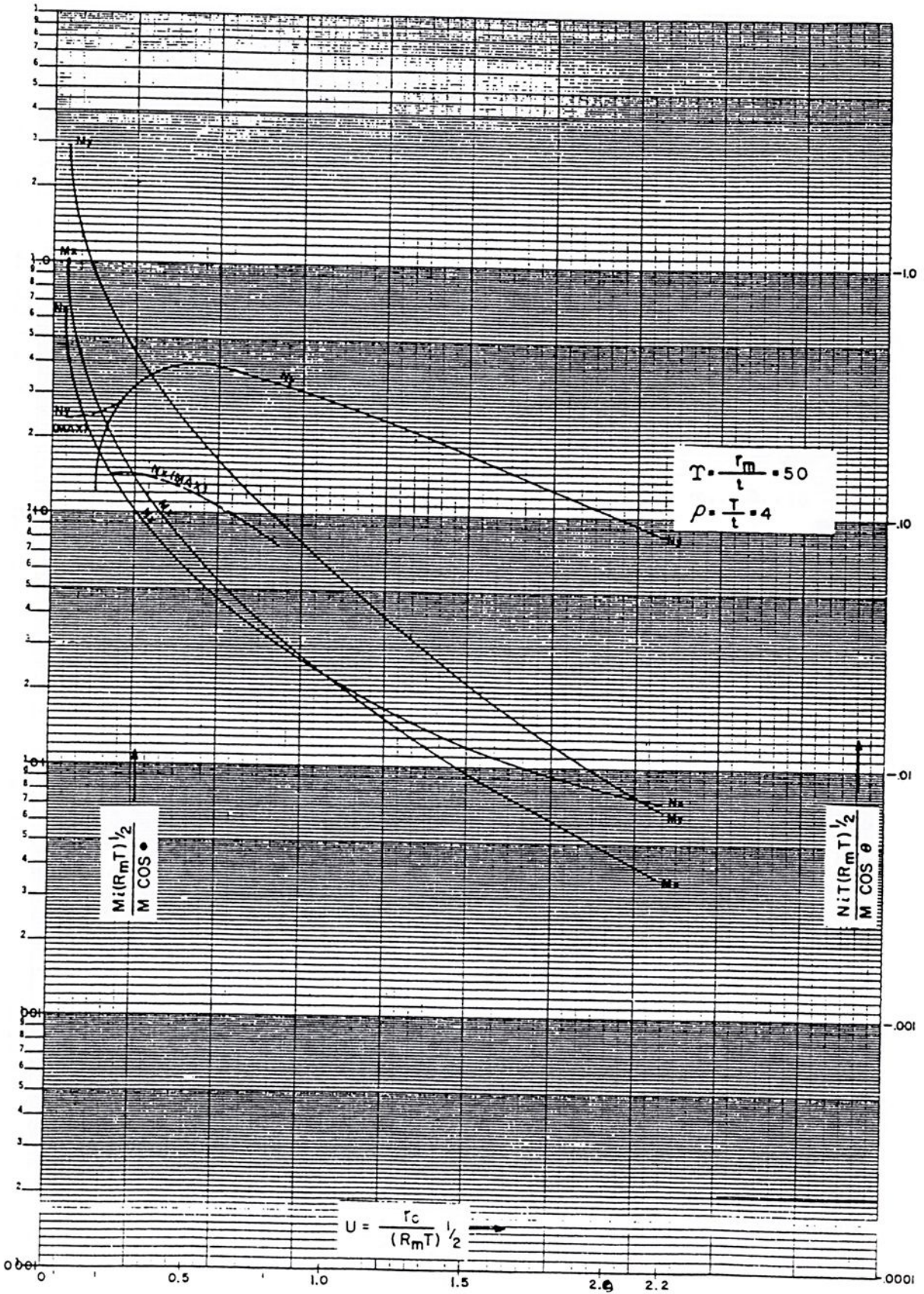


Figura A.19 – Tensões devidas ao momento M (SM-9)

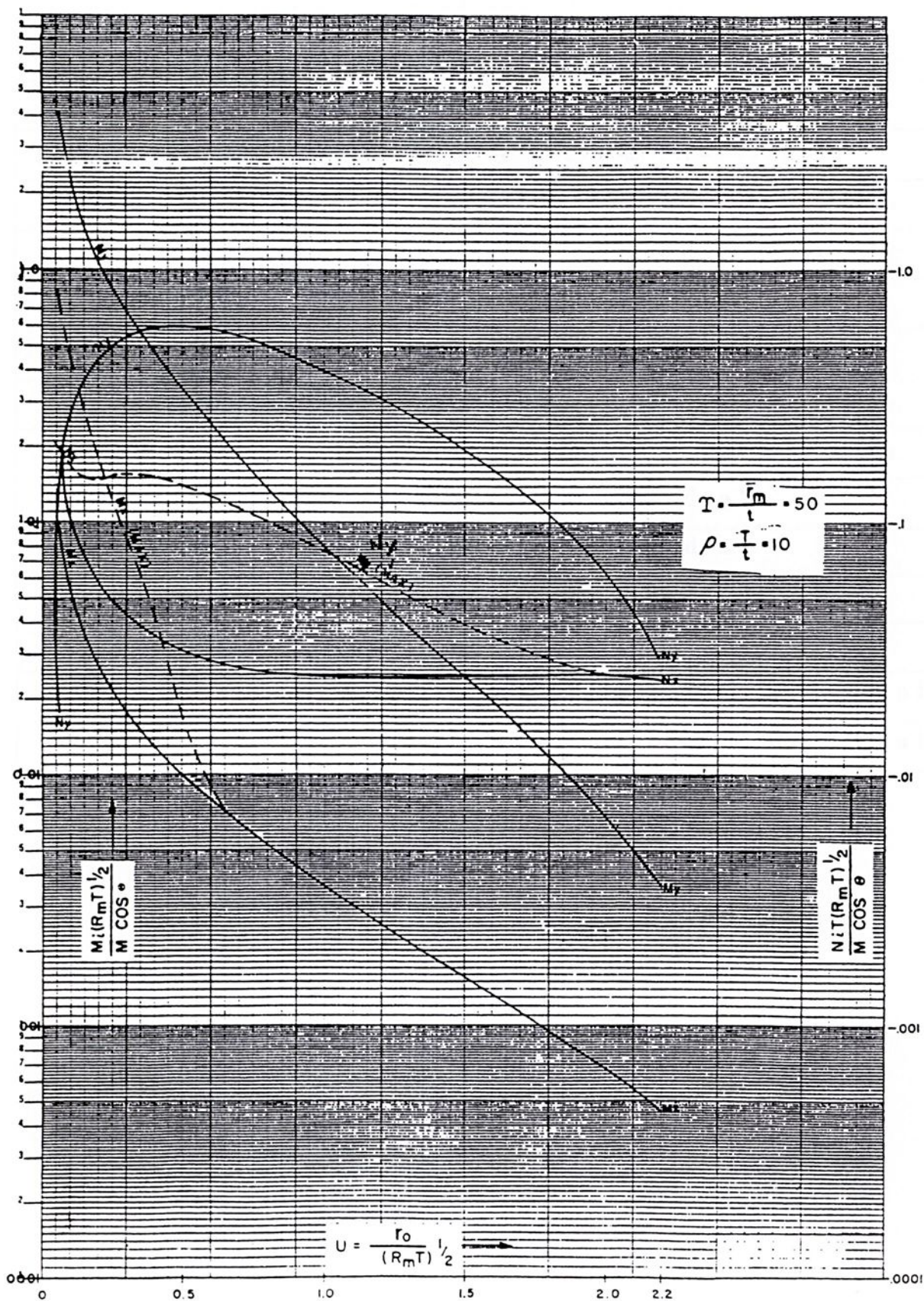


Figura A.20 – Tensões devidas ao momento M (SM-10)

APÊNDICE B – LISTA DE CURVAS ADIMENSIONAIS PARA CASCAS CILÍNDRICAS

Figura 1A	Momento $M_\phi / [(M_C / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_C
Figura 2A	Momento $M_x / [M_C / (R_m \cdot \beta)]$ devido a M_C
Figura 3A	Força de Membrana $N_\phi / [M_C / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_C
Figura 4A	Força de Membrana $N_x / [M_C / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_C
Figuras 1B ou 1B-1	Momento $M_\phi / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L
Figuras 2B ou 2B-1	Momento $M_x / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L
Figura 3B	Força de Membrana $N_\phi / [M_L / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_L
Figura 4B	Força de Membrana $N_x / [M_L / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_L
Figuras 1C	Momento M_ϕ / P devido a P
Figuras 1C-1	Momento M_x / P devido a P
Figuras 2C	Momento M_x / P devido a P
Figuras 2C-1	Momento M_ϕ / P devido a P
Figura 3C	Força de Membrana $N_\phi / (P / R_m)$ e $N_x / (P / R_m)$ devida a P
Figura 4C	Força de Membrana $N_x / (P / R_m)$ e $N_\phi / (P / R_m)$ devida a P

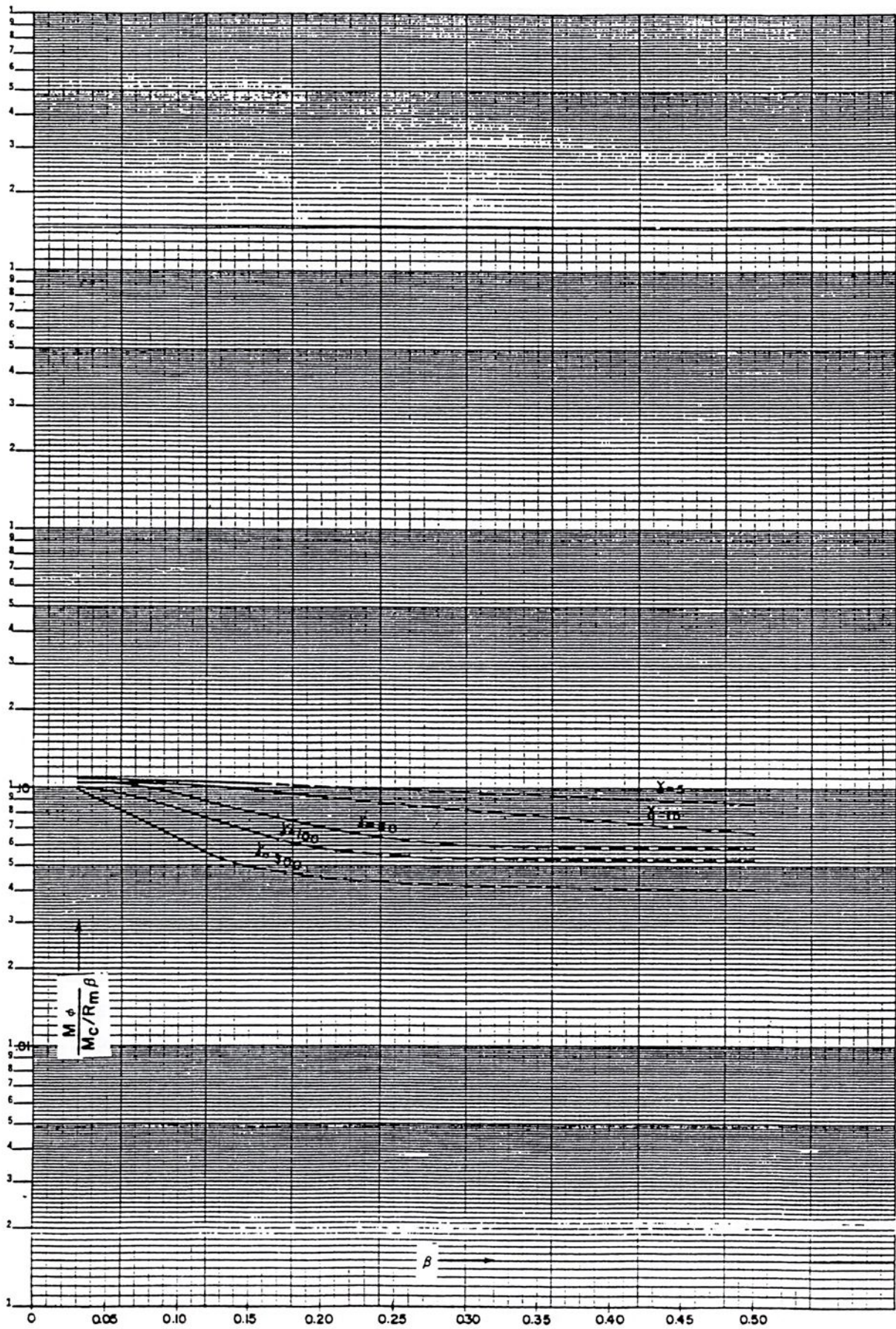


Figura B.1 – Momento $M_\phi / [(M_C / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_C (1A)

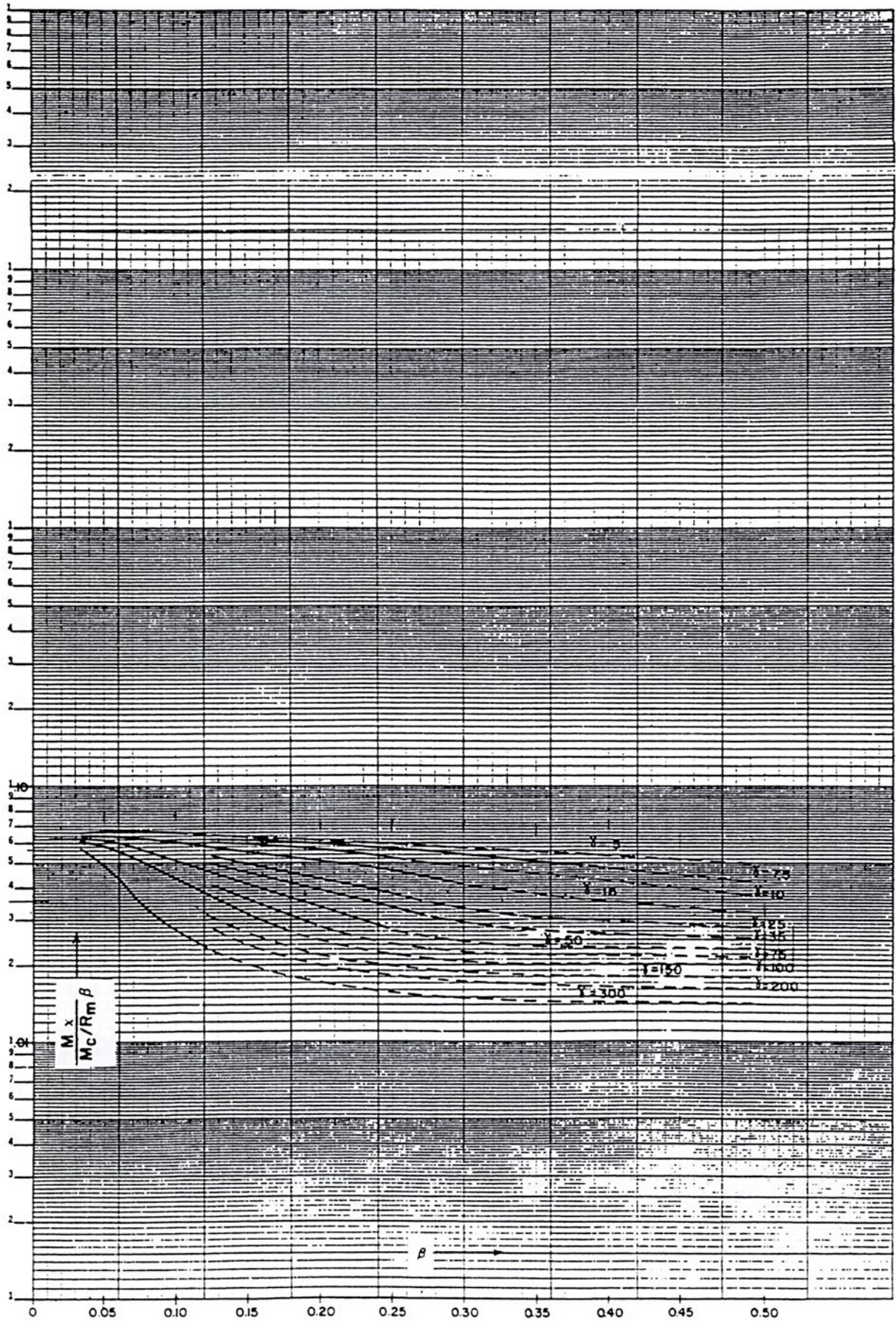


Figura B.2 – Momento $M_x / [M_c / (R_m \cdot \beta)]$ devido a M_c (2A)

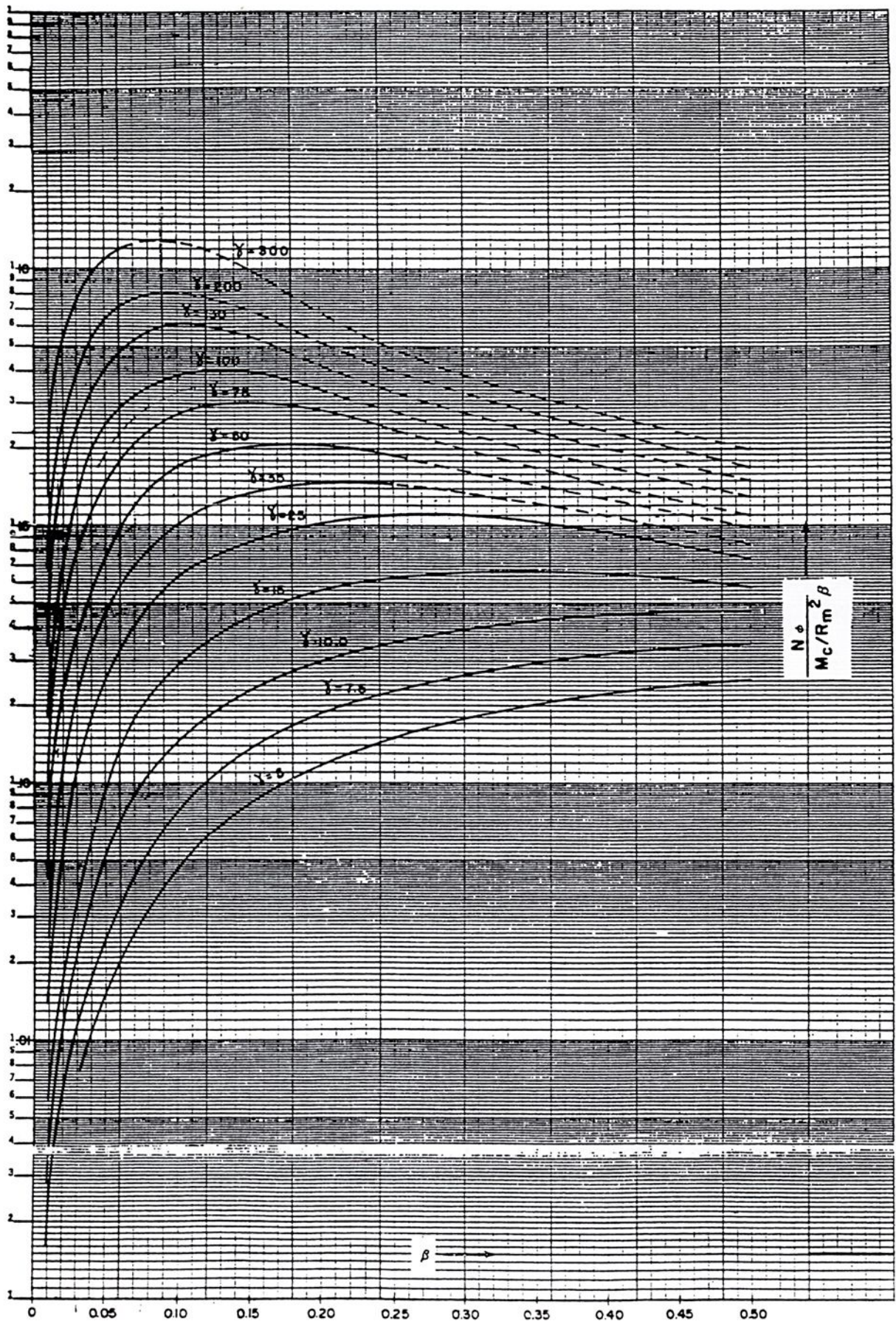


Figura B.3 – Força de Membrana $N_\phi / [M_C / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_C (3A)

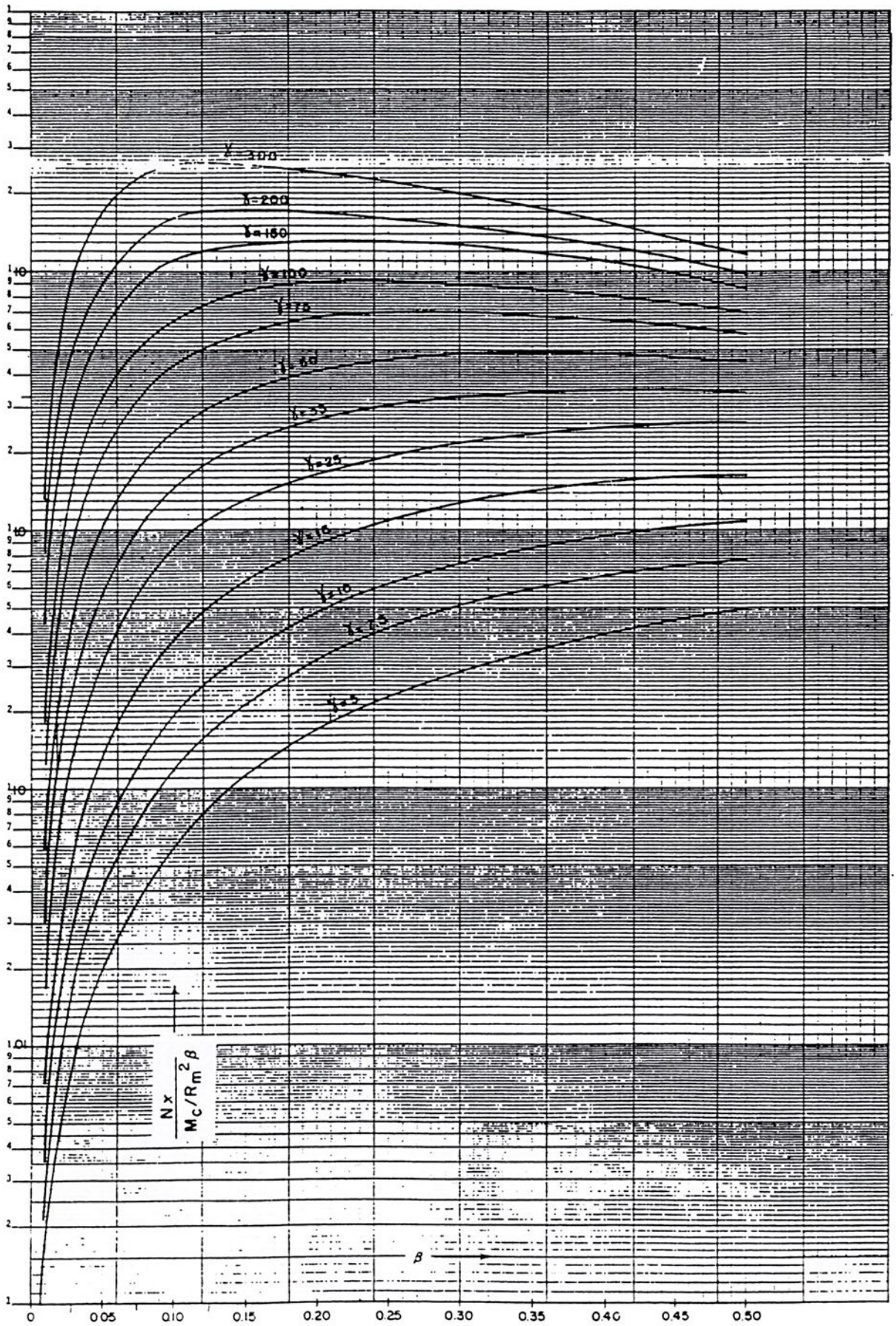


Figura B.4 – Força de Membrana $N_x / [M_C / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_C (4A)

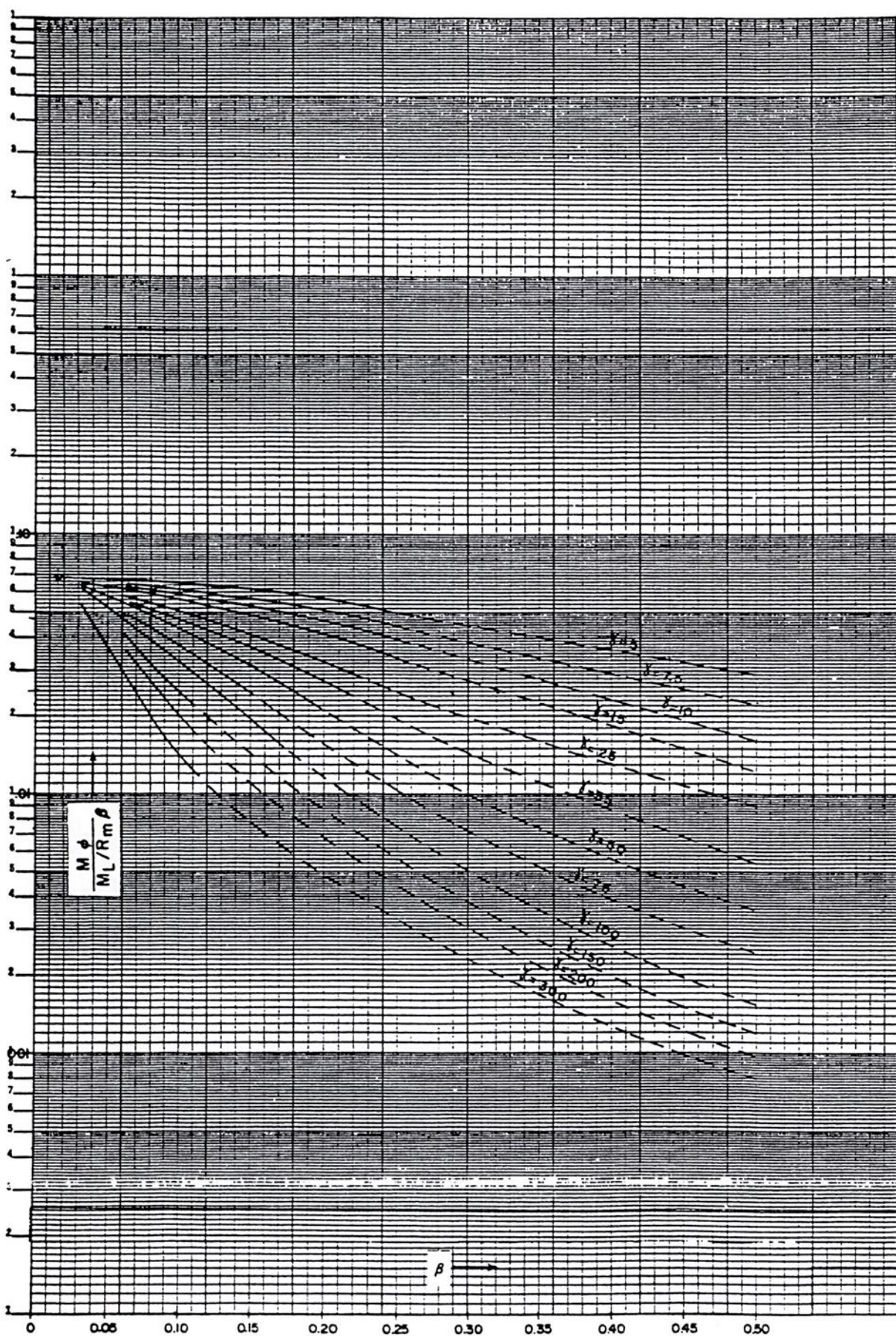


Figura B.5 – Momento $M_\phi / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L (1B)

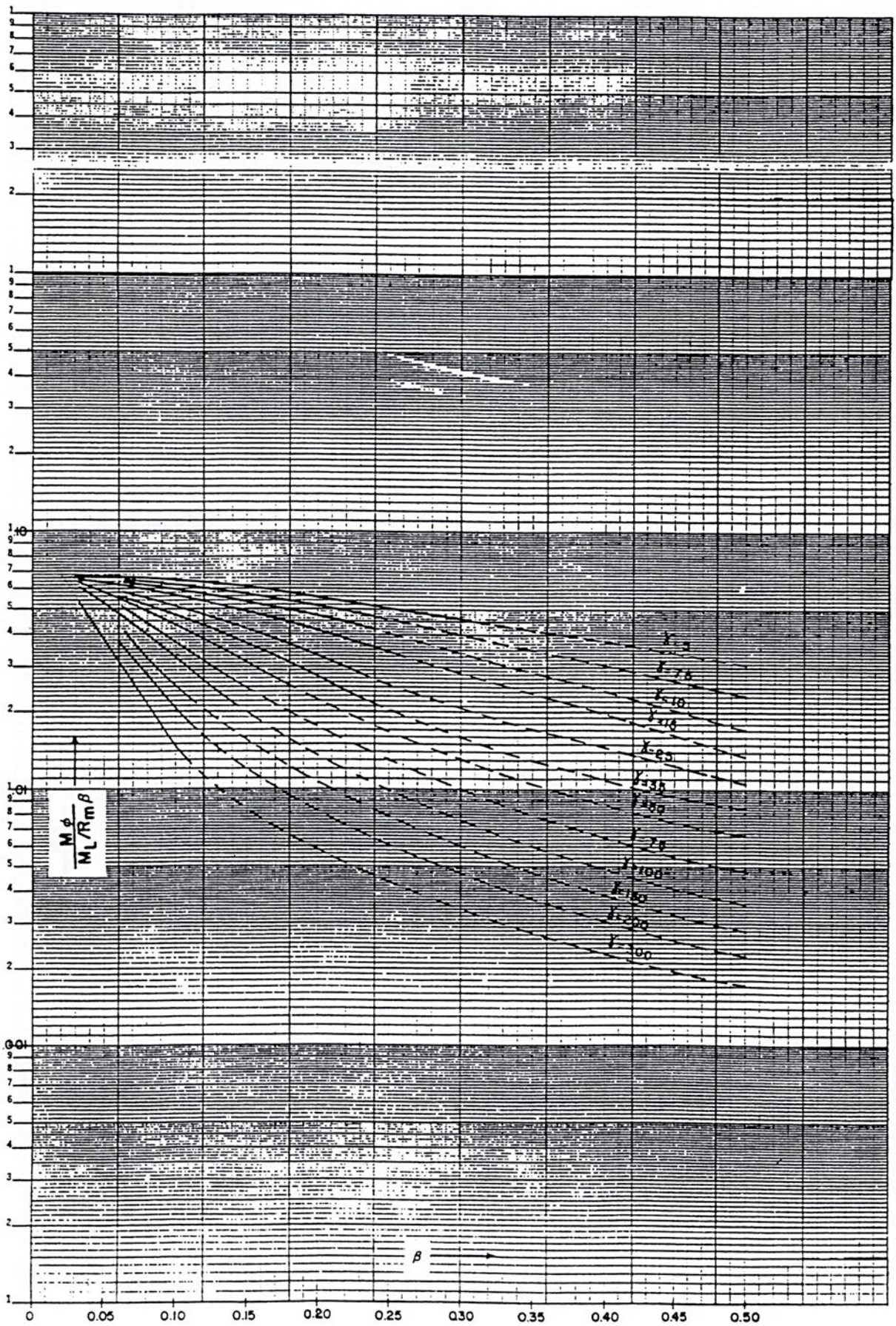


Figura B.6 – Momento $M_\phi / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L (1B-1)

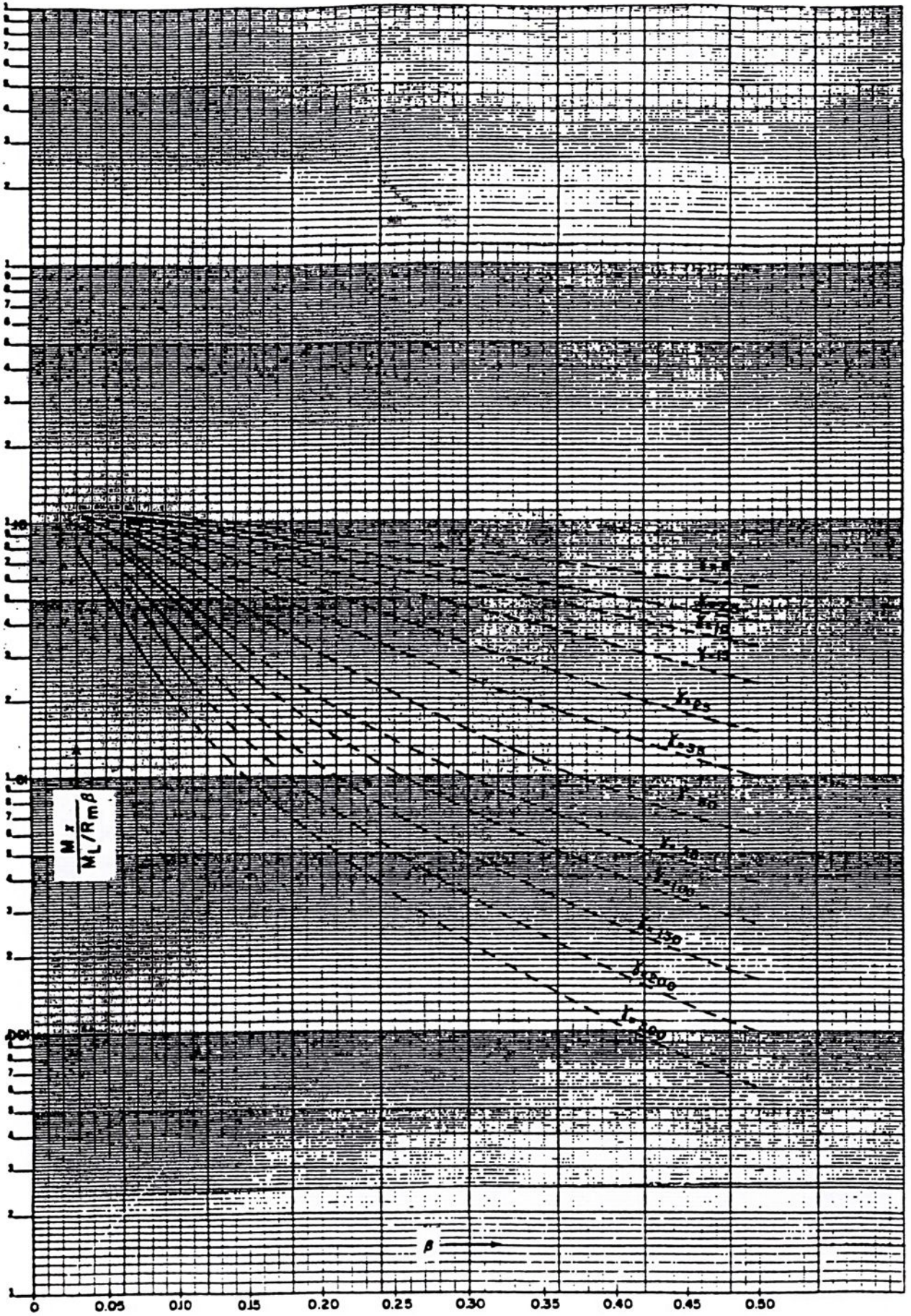


Figura B.7 – Momento $M_x / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L (2B)

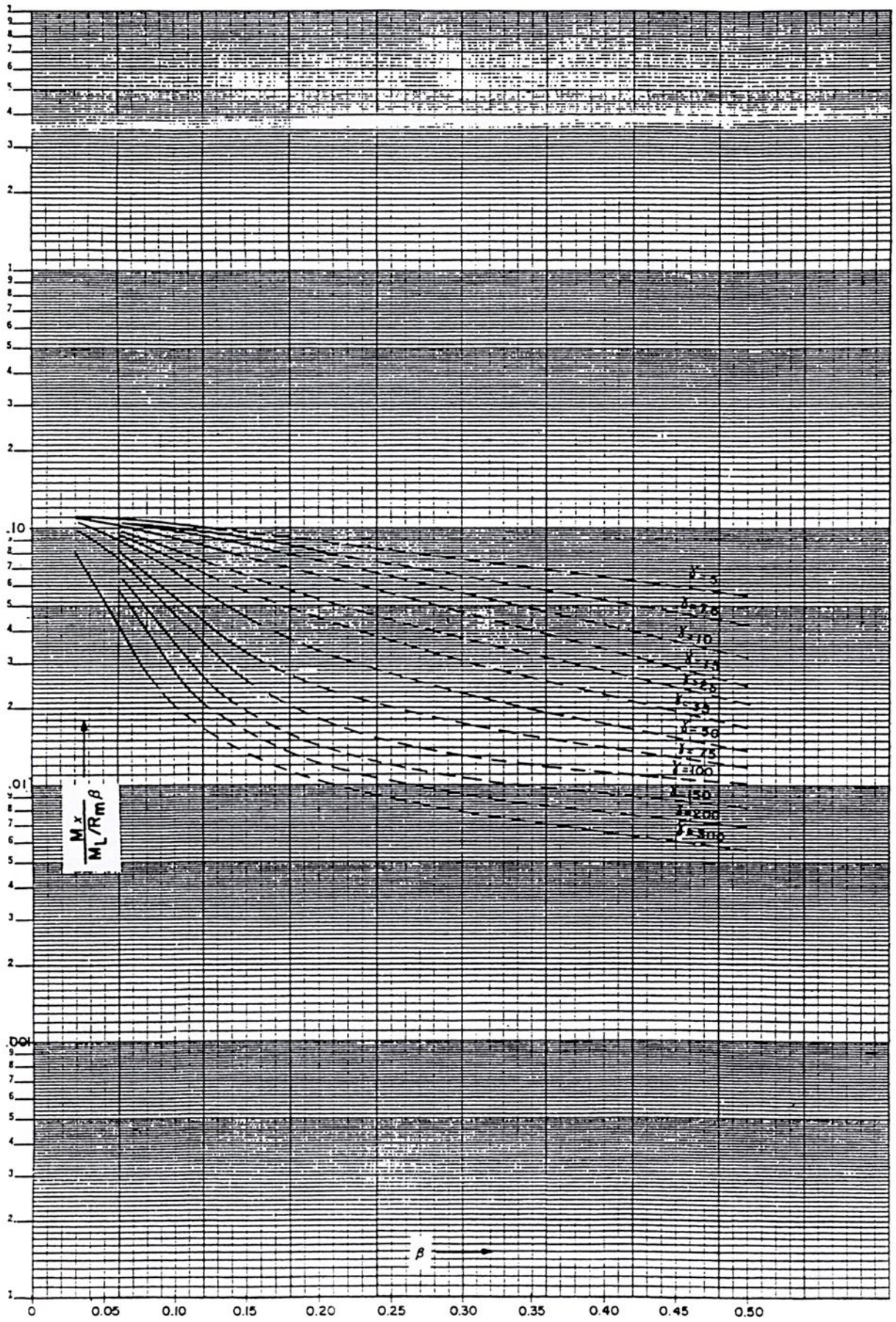


Figura B.8 – Momento $M_x / [(M_L / (R_m \cdot \beta))]$ devido a M_L (2B-1)

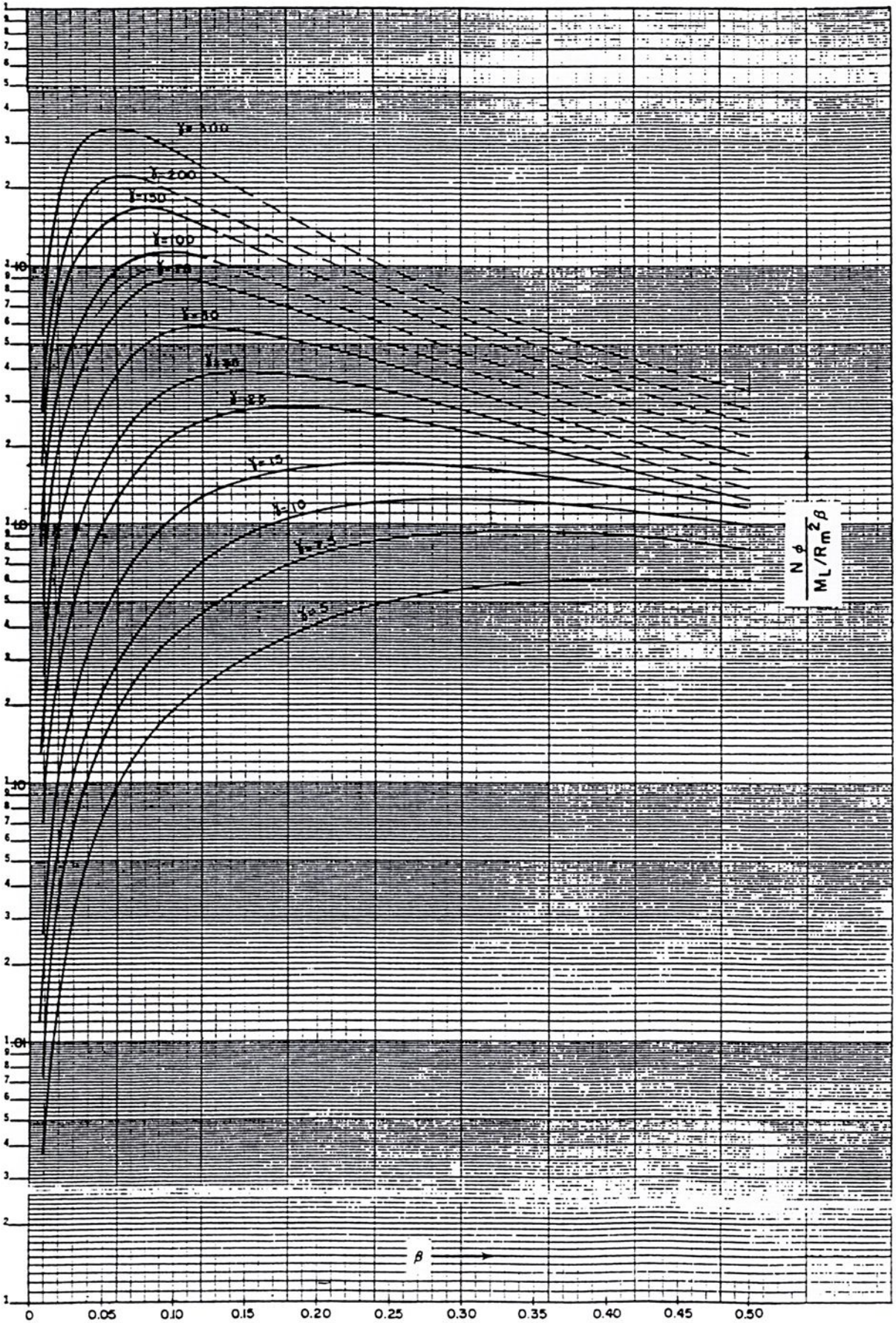


Figura B.9 – Força de Membrana $N_\phi / [M_L / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_L (3B)

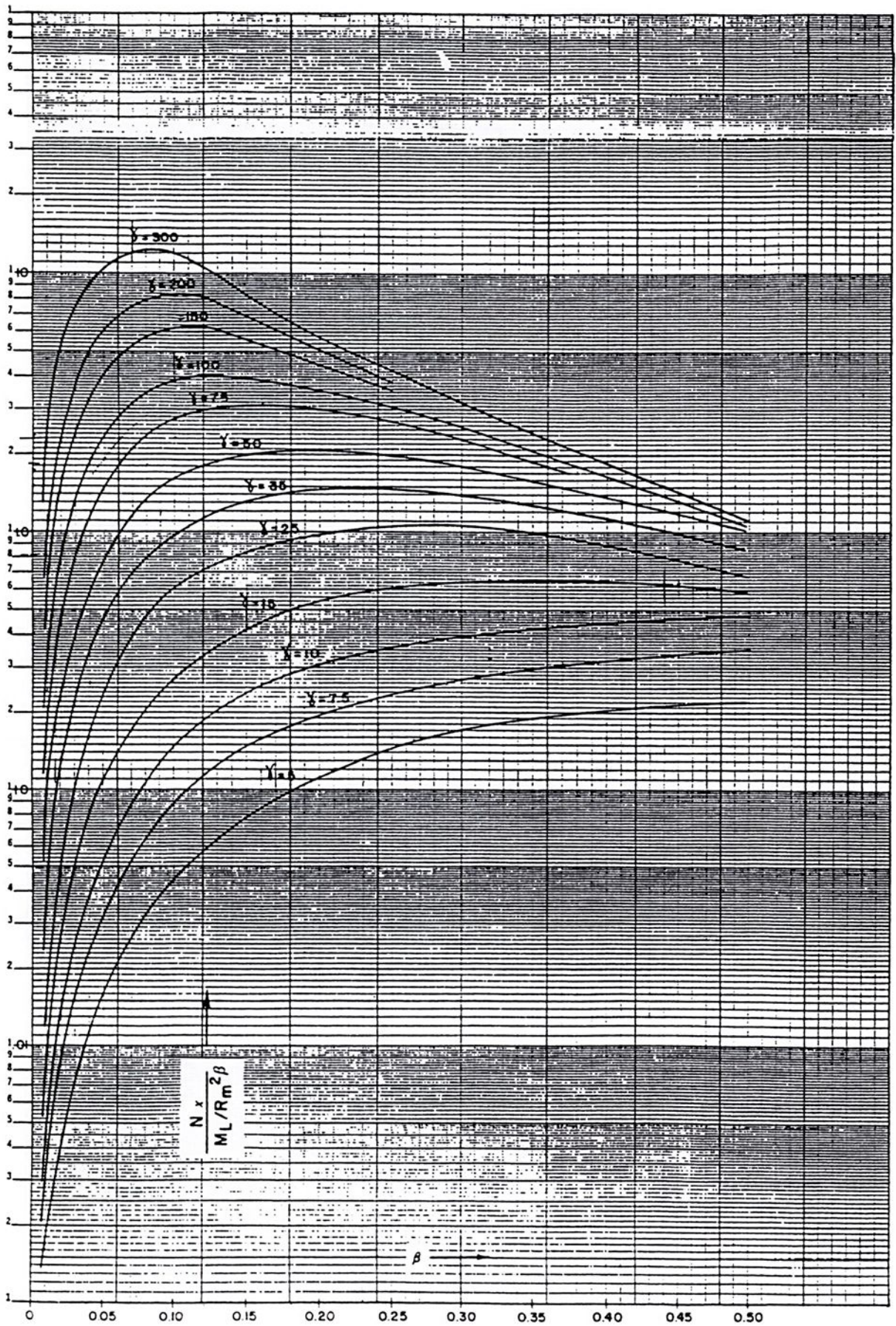


Figura B.10 – Força de Membrana $N_x / [M_L / (R_m^2 \cdot \beta)]$ devida a M_L (4B)

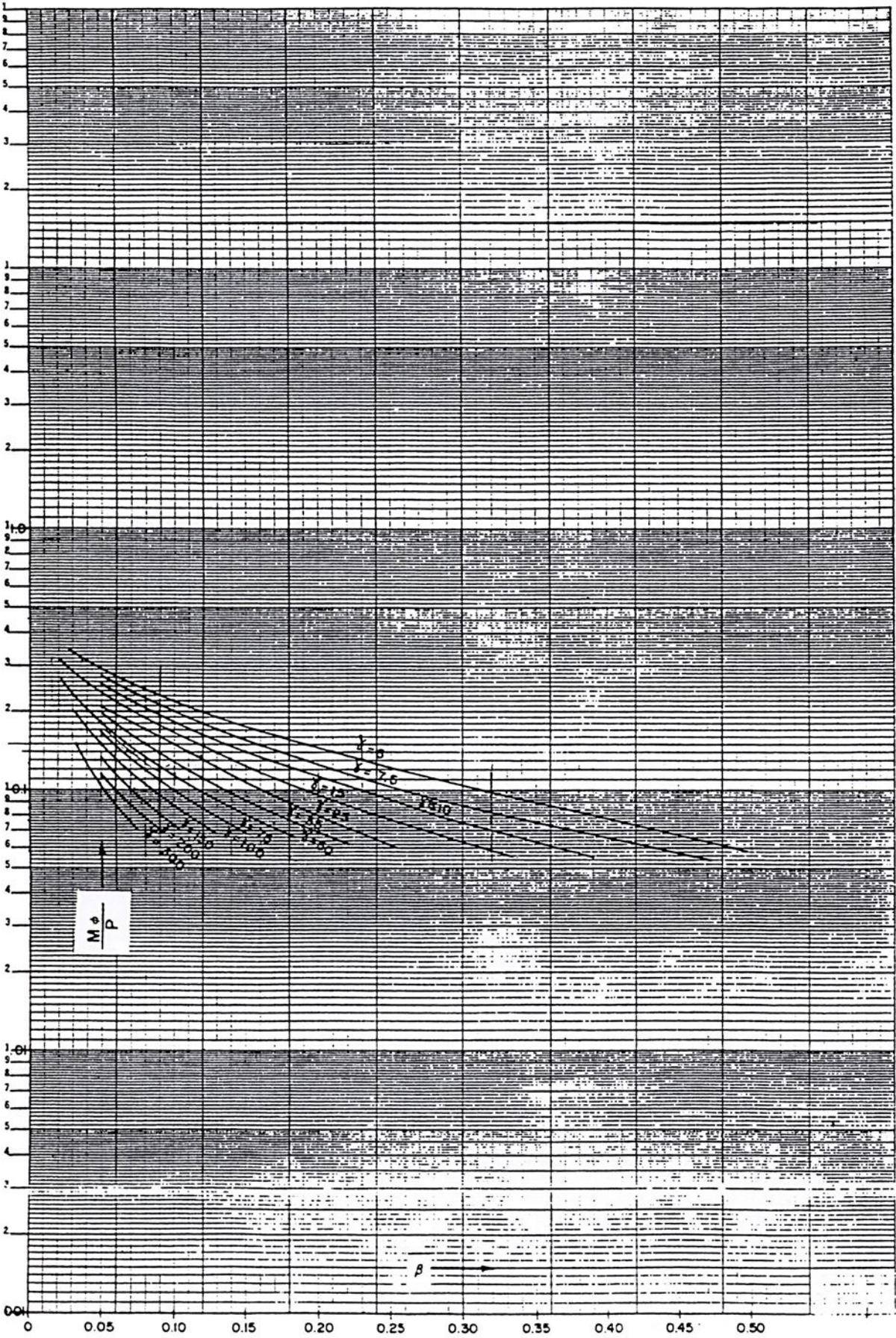


Figura B.11 – Momento M_ϕ / P devido a P (1C)

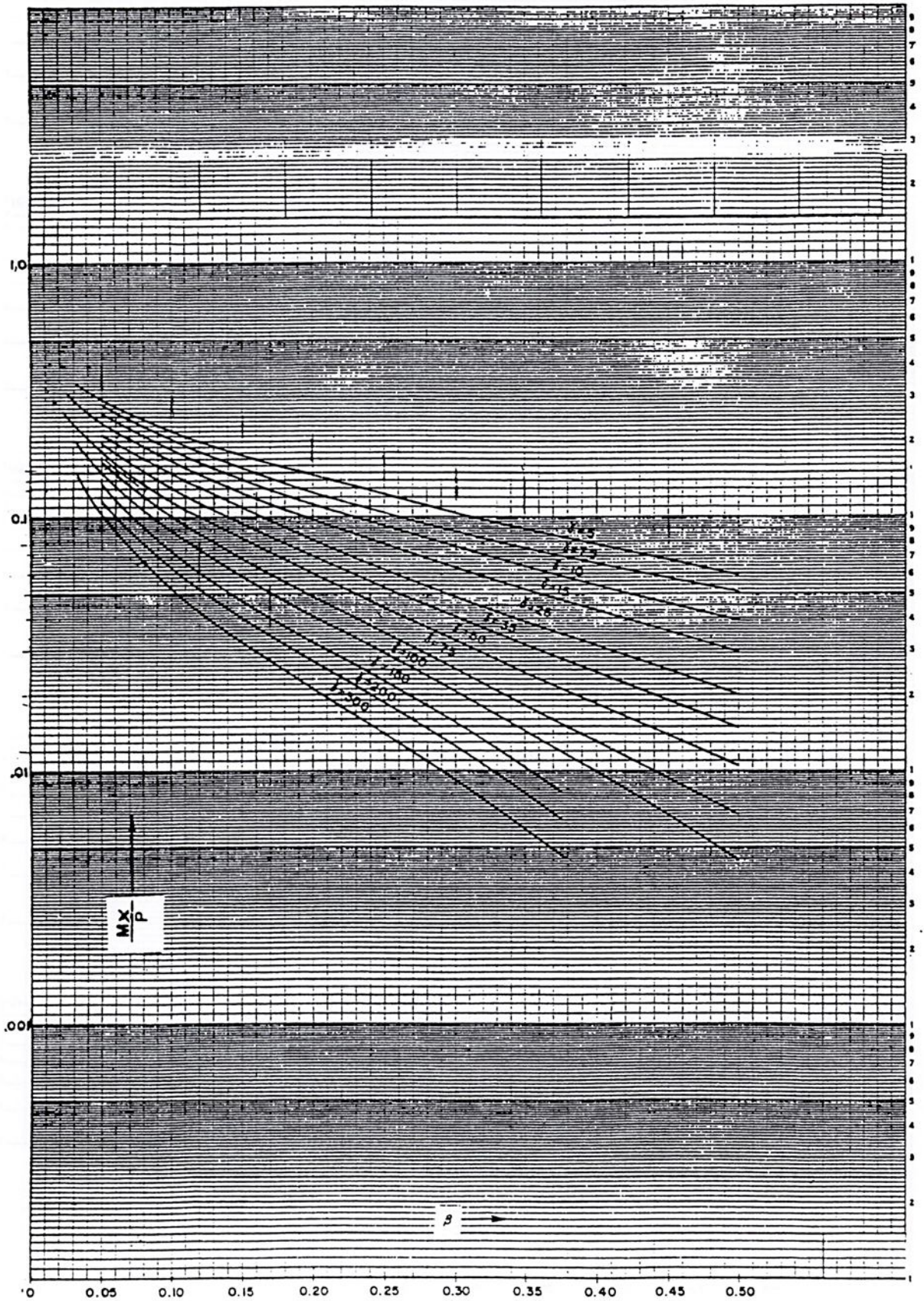


Figura B.12 – Momento M_x / P devido a P (1C-1)

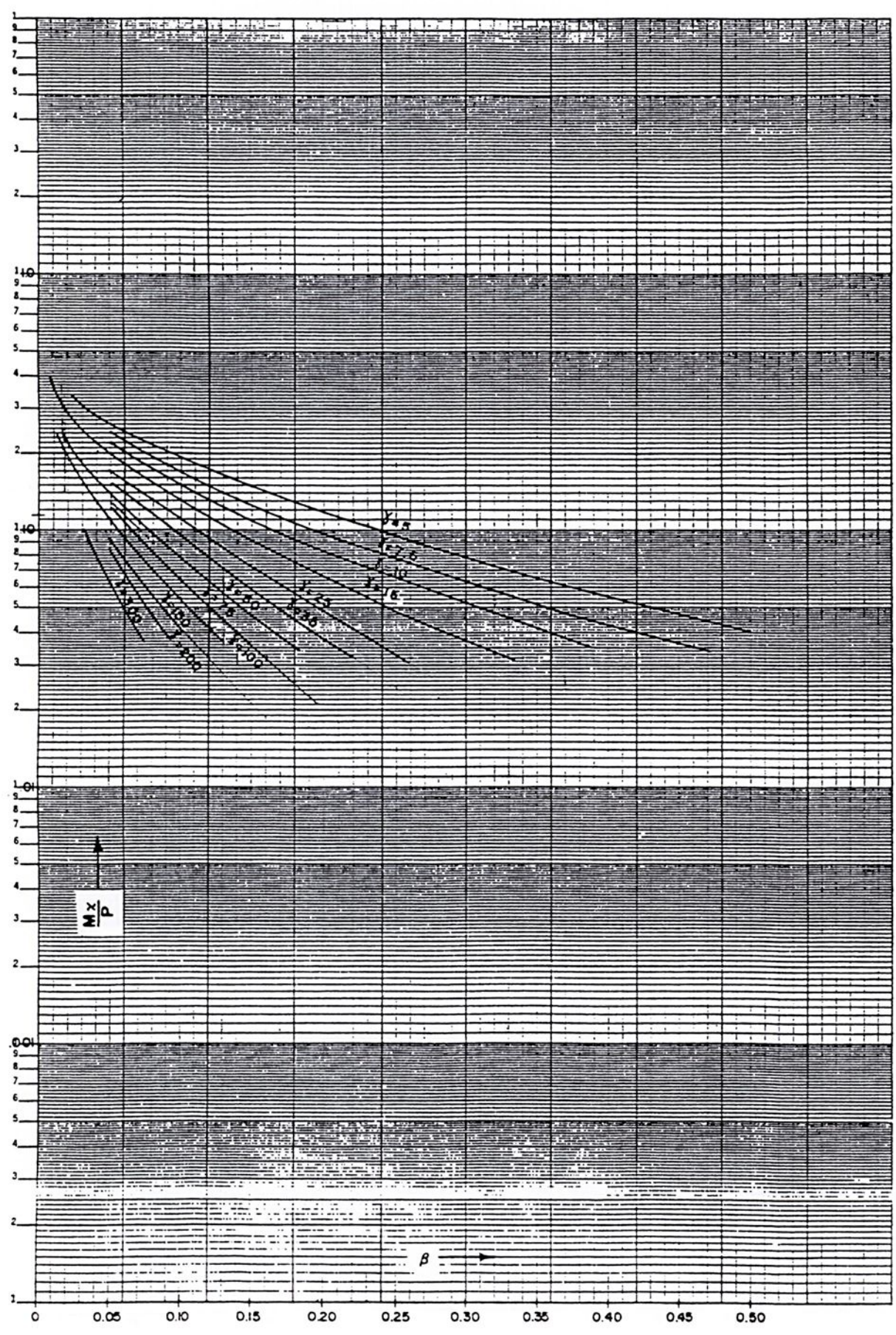


Figura B.13 – Momento M_x / P devido a P (2C)

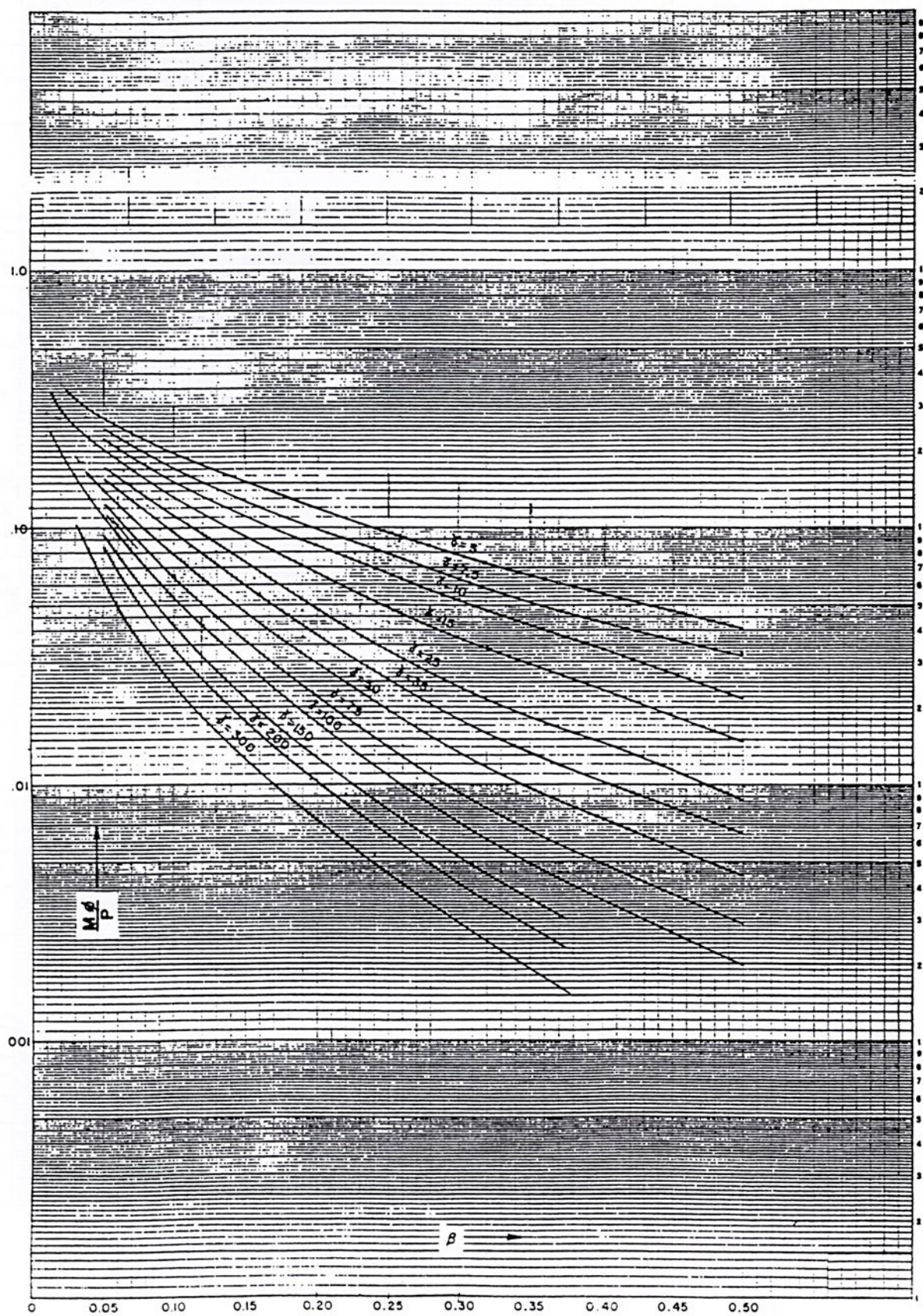


Figura B.14 – Momento M_ϕ / P devido a P (2C-1)

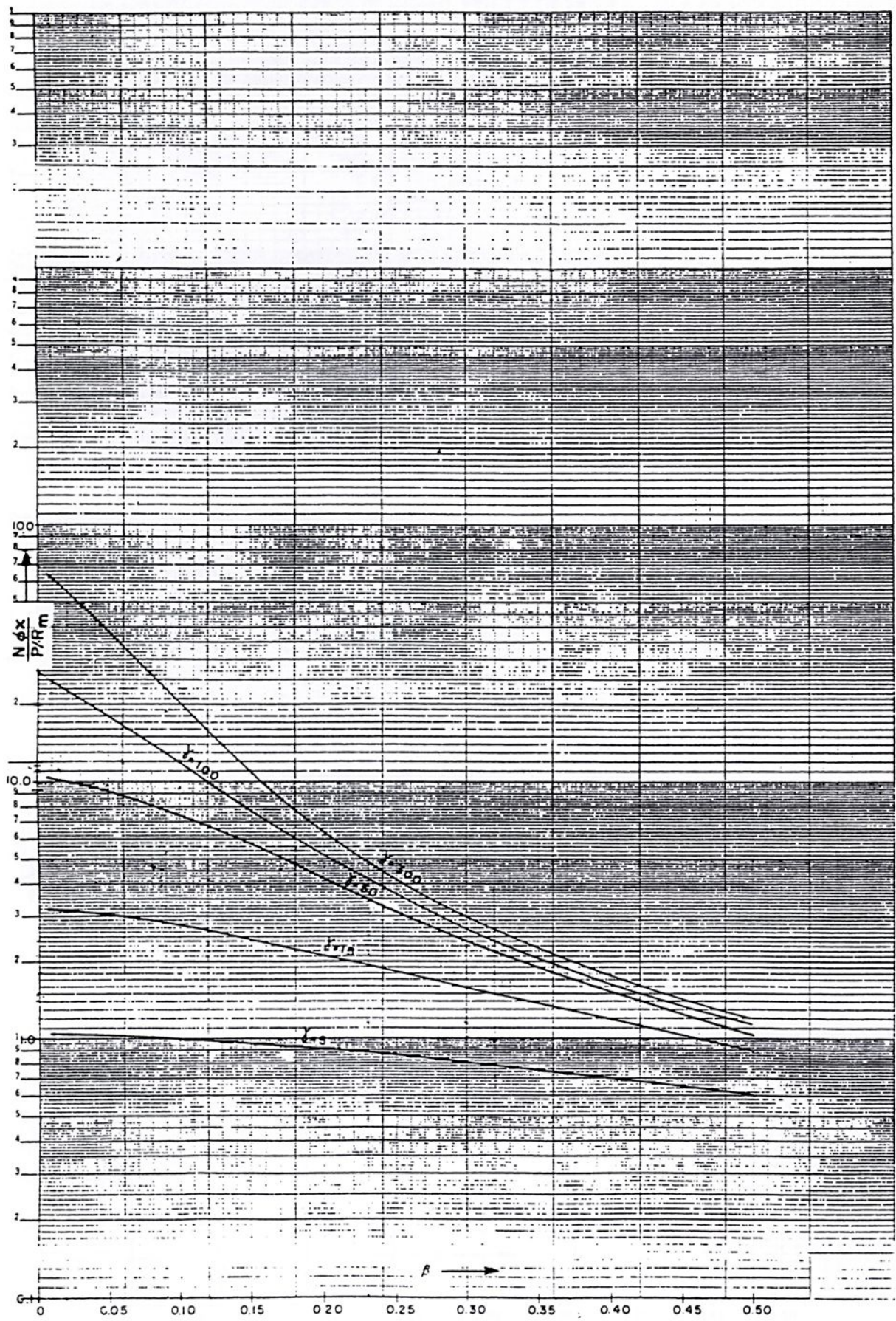


Figura B.15 – Força de Membrana $N_{\phi} / (P / R_m)$ e $N_x / (P / R_m)$ devida a P (3C)

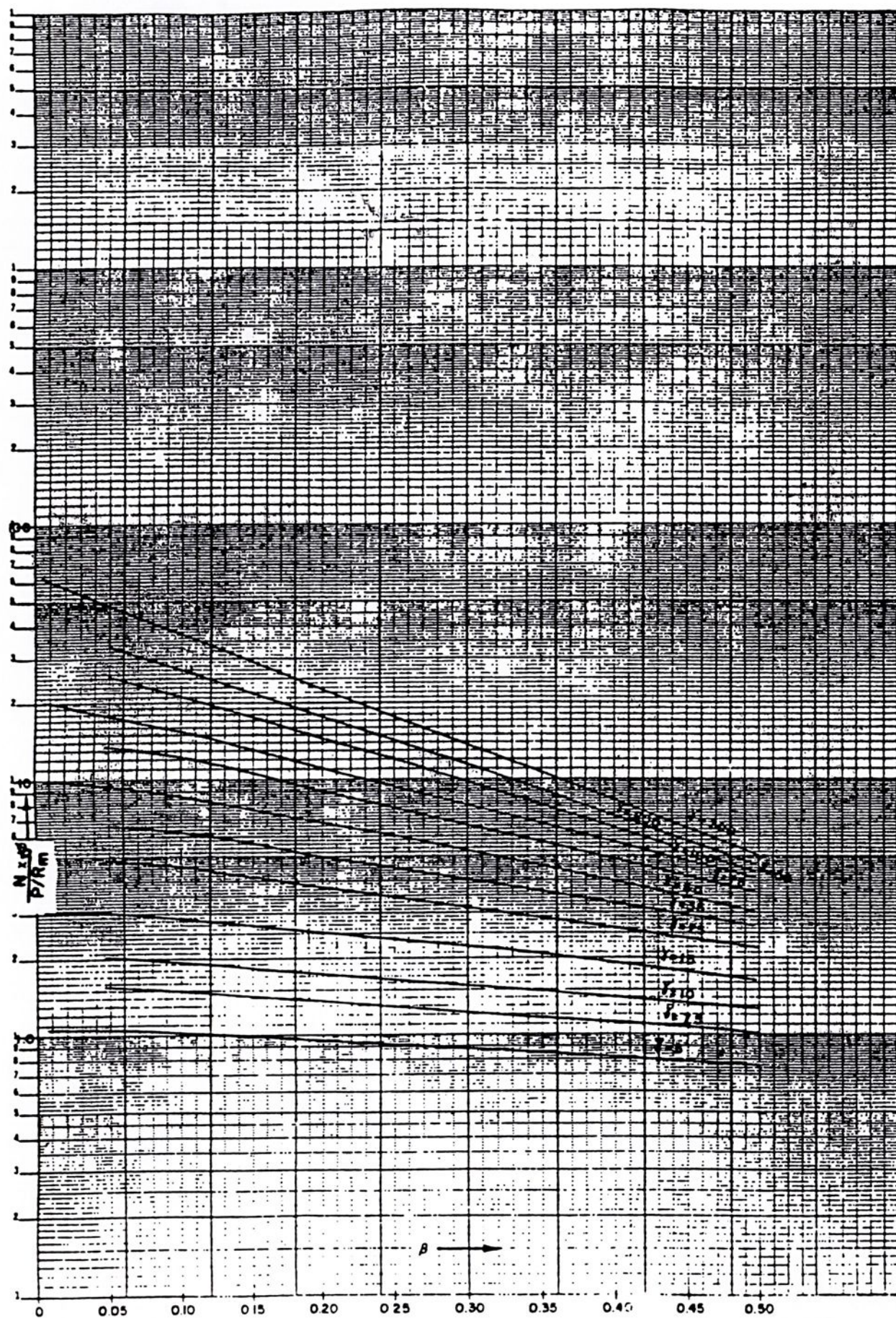


Figura B.16 – Força de Membrana $N_x / (P / R_m)$ e $N_\phi / (P / R_m)$ devida a P (4C)

