

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**COMPARAÇÃO DE MODELOS DE ANÁLISE DAS NORMAS ASME E EN 1591 PARA  
O PROJETO DE FLANGES COM JUNTAS CIRCULARES**

**Dissertação submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**para a obtenção do grau de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**IVO ANDREI DE OLIVEIRA LINO LIMA**

**Florianópolis, Novembro de 2005**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**

**ENGENHARIA MECÂNICA**

**COMPARAÇÃO DE MODELOS DE ANÁLISE DAS NORMAS ASME E  
EN 1591 PARA O PROJETO DE FLANGES COM JUNTAS CIRCULARES**

**IVO ANDREI DE OLIVEIRA LINO LIMA**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

**MESTRE PROFISSIONAL EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

sendo aprovada em sua forma final.

**Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. - Orientador**

**Prof. Júlio César Passos, Dr. – Coordenador Acadêmico**

**Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.- Coordenador do Programa**

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng. (Presidente)

---

Prof. Lauro César Nicolazzi, Dr. Eng.

---

Prof. José Carlos Pereira, Dr.

“Tudo termina bem ao final, se não terminou bem  
é por que o final ainda não chegou.”

À minhas queridas  
Adriana e Clarinha, pela  
paciência, apoio e suporte.

## **AGRADECIMENTOS**

Ao meu orientador e amigo Fancello, pelo comprometimento e pelo grande apoio.

À Braskem pelo incentivo ao constante crescimento e aprendizado profissional.

À Universidade de Santa Catarina que apostou neste Mestrado como uma forma de disseminar e perpetuar os conhecimentos tecnológicos pelo Brasil.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS .....	iii
LISTA DE TABELAS .....	v
SIMBOLOGIA .....	vi
RESUMO .....	x
ABSTRACT .....	xi
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 Modelo atual do ASME.....	5
2.1.1 Determinação da carga de projeto .....	5
2.1.2 Método analítico para verificação do flange .....	10
2.1.3 Determinação das tensões no flange .....	12
2.1.4 Critério para verificação das tensões.....	16
2.1.5 Comentários gerais.....	17
2.2 Modelo do ASME.....	18
2.2.1 Conceito do parâmetro de aperto.....	18
2.2.2 As novas constantes da gaxeta.....	21
2.2.3 Tensões de projeto da gaxeta.....	23
2.2.4 Considerações para determinar a seção transversal total dos parafusos $A_m$ e a força de aperto $W_{mo}$ pelo método do PVRC .....	25
2.2.5 Roteiro de cálculo para o método conservativo.....	27
2.2.6 Aperto máximo admissível.....	29
2.2.7 Comentários sobre as tensões no flange .....	30
2.3 Modelo do EN1591 .....	31
2.3.1 Constantes da gaxeta .....	31
2.3.2 Procedimento de cálculo do EN1591 .....	34
2.3.3 Verificação da admissibilidade de carga nos parafusos, gaxeta e flanges.....	43
2.4 Projeto através da análise de tensões.....	47
2.4.1 Categoria das tensões.....	48
2.4.2 Combinação das categorias de tensões.....	52
2.4.3 Limites das intensidades de tensões .....	54

3 AVALIAÇÃO E COMPARAÇÃO DOS MODELOS .....	57
3.1 Objetos de análise .....	57
3.2 Parâmetros de comparação .....	58
3.3 Métodos de análise .....	61
3.4 Descrição do modelo em elementos finitos .....	62
3.4.1 Modelo de elemento sólido 3D.....	62
3.4.2 Modelo de elemento axisimétrico 2D.....	63
3.4.3 Materiais .....	62
3.4.4 Carregamento.....	64
3.4.5 Seleção do modelo de análise .....	65
4 RESULTADOS OBTIDOS .....	66
4.1 Análise do caso 1 .....	66
4.1.1 Avaliação da força mínima requerida de aperto em função da pressão P, para uma classe de aperto $C=9,25$ do PVRC .....	67
4.1.2 Avaliação da força mínima requerida de aperto em função da pressão P, para uma classe de aperto $C=1,0$ do PVRC .....	68
4.1.3 Avaliação das foças de projeto em função da pressão.....	70
4.2 Avaliação dos casos 2.1, 2.2, 3.1, 3.2, 4.1, 4.2.....	72
4.2.1 Comparação das tensões resultantes .....	73
4.2.2 Avaliação dos critérios de falha.....	79
5 DISCUSSÃO E CONCLUSÕES .....	82
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	84
APÊNDICES .....	87

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Componentes principais da junta flangeada com gaxeta circular .....	3
Figura 2.1 – Principais dimensões, forças e reações envolvidas no projeto do flange.....	9
Figura 2.2 – Anel elástico submetido a um momento axisimétrico .....	10
Figura 2.3 – Par de flanges tipo anel sob condição de assentamento.....	13
Figura 2.4 – Esforços atuantes em seção longitudinal do flange de pescoço.....	15
Figura 2.5 – Direção das tensões nos elementos do flange .....	16
Figura 2.6 – Tensão atuante na gaxeta ( $S_g$ ) X parametro de aperto ( $T_p$ ).....	21
Figura 2.7 – Determinação das novas constantes através do grafico $S_g$ X $T_p$ .....	22
Figura 2.8 – Representação das tensões de projeto da gaxeta ( $S_{ya}$ ), ( $S_{m1}$ ) e ( $S_{m2}$ ) .....	25
Figura 2.9 – Comportamento da gaxeta sob o efeito da relaxação-fluência.....	33
Figura 2.10 – Rotação do flange.....	34
Figura 2.11 – Forças e braços de carga .....	37
Figura 2.12 – Rigidez rotacional e axial do anel e da barra .....	39
Figura 2.13 – Perda de aperto devido a interação elástica .....	40
Figura 2.14 – Diagrama de sequência de cálculo .....	46
Figura 2.15 – Estado geral de tensões .....	47
Figura 2.16 – Tensões primárias de membrana e flexão .....	50
Figura 2.17 – Decomposição de tensões .....	52
Figura 2.18 – Comportamento elasto-plástico ideal.....	54
Figura 2.19 – Limites de tensão para tensão de tração e flexão combinadas.....	55
Figura 2.20 – Comportamento de deformação .....	56
Figura 3.1 – Modelos em E.F. em 2D e 3D da conexão flangeada .....	62
Figura 3.2 – Cargas aplicadas na condição operacional.....	64
Figura 3.3 – Seções de análise.....	65
Figura 4.1 – Caso 1 - Força mínima requerida de aperto em função da pressão (P).....	67
Figura 4.2 – Caso 1 - Força mínima requerida de aperto em função da pressão (P) com uma classe de aperto padrão ( $C=1,0$ ) para PVRC.....	69



Figura 4.3 - Caso 1 - Força de Projeto em função da Pressão (P).....	70
Figura 4.4 – Força de projeto e pressão para atingir os limites admissíveis do flange e do parafuso .....	72
Figura 4.5 – Distribuição da tensão tangencial no anel.....	73
Figura 4.6 – Distribuição da tensão radial no anel .....	74
Figura 4.7 – Distribuição da tensão longitudinal no anel .....	74
Figura 4.8 – Razão entre as tensões no M.E.F e nos métodos analíticos para os casos 2.1,3.1 e 4.1 .....	76
Figura 4.9 – Razão entre as tensões no M.E.F e nos métodos analíticos para os casos 2.2,3.2 e 4.2.....	77
Figura 4.10 – Índice de Falha - condição de montagem – casos 2.1, 3.1 e 4.1. ....	80
Figura 4.11 – Índice de Falha - condição de operação – casos 2.2, 3.2 e 4.2.....	81

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1.1 – Comparação entre modelos mecânicos para conexão flangeada aparafusada.....	4
Tabela 2.1 – Critério de aperto para o projeto do flange – classes de aperto .....	19
Tabela 2.2 – Valores de C em função da classe de aperto.....	20
Tabela 2.3 – Constantes de Gaxeta.....	23
Tabela 2.4 – Eficiência do aperto .....	26
Tabela 2.5 – Características da gaxeta e o objetivo dos fatores de gaxeta .....	32
Tabela 2.6 – Comparação entre o fator m do ASME e os valores de $Q_1/P$ do EN1591 .....	35
Tabela 3.1 – Forças de aperto dos métodos analíticos .....	58
Tabela 3.2 – Tensões consideradas pelos métodos analíticos .....	59
Tabela 3.3 – Critérios de falha e Índice de falha ( $N_f$ ).....	59
Tabela 3.4 – Casos para análise.....	61
Tabela 4.1 – Relação entre as forças de projeto e as forças mínimas requeridas de aperto .....	67
Tabela 4.2 – Tensões resultantes para os casos 2.1 e 2.2 a pressão de 1,83 MPa .....	75

## SÍMBOLOGIA

### Alfabeto Grego;

$\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G$	Coeficiente de expansão térmica do parafuso, do flange e da gaxeta	$[10^{-6}/^{\circ}\text{C}]$
$\varepsilon_{+/-}$	Dispersão do valor da força de aperto nominal	-
$\sigma_t, \sigma_r, \sigma_h$	Tensões tangenciais, radiais e longitudinais	[MPa]

### Símbolos Latinos Maiúsculos;

$A_b$	Área total de seção transversal dos parafusos selecionados	$[\text{mm}^2]$
$A_g$	Área de contato da gaxeta	$[\text{mm}^2]$
$A_{Ge}$	Área efetiva da gaxeta	$[\text{mm}^2]$
$A_{Gt}$	Área teórica da gaxeta - calculada pelo produto da largura teórica da gaxeta pelo diâmetro teórico, $\pi d_{Gt} b_{Gt}$ .	$[\text{mm}^2]$
$A_i$	Área efetiva de atuação da pressão interna	$[\text{mm}^2]$
$A_m$	Área total requerida dos parafusos, o maior entre $A_{m1}$ e $A_{m2}$	$[\text{mm}^2]$
$A_{m1}$	Área total requerida dos parafusos para a condição de operação	$[\text{mm}^2]$
$A_{m2}$	Área total requerida dos parafusos para a condição de montagem	$[\text{mm}^2]$
$B$	Diâmetro interno do flange	[mm]
$D_t$	Diâmetro externo da gaxeta para cálculo de $T_p$	[mm]
$DE$	Diâmetro externo da gaxeta	[mm]
$E_F, E_G, E_B$	Módulos de elasticidade e compressão do flange, do parafuso e da gaxeta	[MPa]
$E_o$	Módulos de compressão inicial da gaxeta	[MPa]
$F$	Tensões de pico	[MPa]
$F_A$	Força axial externa	[N]
$F_{B0 \text{ máx}}$	Força máxima de aperto nos parafusos	[N]
$F_{B0 \text{ médio}}$	Força média de aperto nos parafusos	[N]
$F_{B0 \text{ nom}}$	Força nominal de aperto nos parafusos	[N]
$F_{B0 \text{ req}}$	Força requerida de aperto nos parafusos	[N]
$F_{G0 \text{ máx}}$	Força máxima de aperto na gaxeta	[N]
$F_{G0 \text{ mín}}$	Força mínima de aperto na gaxeta	[N]
$F_{G1 \text{ mín}}$	Força mínima requerida na gaxeta em operação	[N]
$F_{G0 \text{ req}}$	Força mínima requerida de aperto dos parafusos	[N]

$F_{GA}$	Força mínima requerida na gaxeta em montagem	[N]
$F_Q$	Força hidrostática	[N]
$F_R$	Força axial externa equivalente em operação	[N]
$F_{R0}$	Força axial externa equivalente na montagem	[N]
$F_U$	Força devida a dilatação diferencial entre o parafuso, a gaxeta e o flange	[N]
$G$	Diâmetro da locação da força de reação na gaxeta	[mm]
$G_b$	Ponto de interseção da linha de esmagamento (carregamento) inicial com o eixo da tensão atuante na gaxeta (Sg).	[MPa]
$G_S$	Ponto focal das linhas de alívio da pressão de esmagamento inicial (linhas de descarregamento).	[MPa]
$H$	Força hidrostática total	[N]
$H_D$	Força hidrostática na área interna do flange	[N]
$H_e$	Força axial externa equivalente	[N]
$H_G$	Força atuante na gaxeta	[N]
$H_T$	Diferença entre H e $H_D$	[N]
$K_1$	Coefficiente adimensional que determina a taxa de variação de $E_G$	-
$L_B$	Comprimento do parafuso	[mm]
$L_{rm}$	Vazamento em massa por unidade de diâmetro	[mg/seg-mm]
$L_{rm}'$	Vazamento em massa de referência	[mg/seg-mm]
$M_A$	Momento Externo atuante	[N.mm]
$M_t, M_o$	Momento total atuante no flange devido a força de aperto	[N]
$N_b$	Número de parafusos	-
$N_f$	Índice de falha	-
$P'$	Pressão atmosférica	[MPa]
$P_b$	Tensões de flexão	[MPa]
$P_l$	Tensões membrana local	[MPa]
$P_m$	Tensões de membrana	[MPa]
$Q_{Imín}$	Tensão mínima necessária na gaxeta em operação	[MPa]
$Q_{Imáx}$	Tensão máxima admissível na gaxeta em operação	[MPa]
$Q_{mín}$	Tensão mínima necessária na gaxeta em montagem	[MPa]
$Q_{máx}$	Tensão máxima admissível na gaxeta em montagem	[MPa]

$Q_0$	Tensão de aperto inicial da gaxeta	[MPa]
$Q_{rem}$	Tensão remanescente na gaxeta após o feito da fluência	[MPa]
$Q_I/P$	Relação constante entre a tensão requerida na gaxeta e a pressão	-
$S_a$	Tensão admissível do parafuso na temperatura ambiente	[MPa]
$S_n$	Tensão admissível á fadiga para o apêndice 4	[MPa]
$S_b$	Tensão admissível do parafuso na temperatura de operação	[MPa]
$S_f$	Tensão admissível no flange em uma determinada temperatura	[MPa]
$S_m$	Tensão admissível na temperatura de projeto para o apêndice 4	[MPa]
$S_{m1}$	Tensão requerida na gaxeta em operação para garantir o valor de $T_{pmin}$	[MPa]
$S_{m2}$	Tensão atuante na gaxeta após aplicação da pressão e das forças externas	[MPa]
$S_{médio}$	Tensão admissível obtida pela média entre a tensão da temperatura de montagem e da temperatura operação para o apêndice 4	[MPa]
$S_{ya}$	Tensão de montagem requerida	[MPa]
$S_y$	Tensão de escoamento	[MPa]
$S_{ym}$	Tensão máxima de esmagamento da gaxeta	[MPa]
$S_u$	Tensão de ruptura	[MPa]
$T_B, T_F, T_G,$	Temperatura de operação do parafuso, do flange e da gaxeta	[°C]

$T_p$	Parâmetro de aperto	-
$T_{p\text{mín}}$	Valor do Parâmetro de aperto para garantir a taxa de vazamento esperada	-
$T_0$	Temperatura de montagem	[°C]
$W$	Força de projeto de aperto dos parafusos; $W = W_{\text{amb}}$ na condição de assentamento e $W = W_{\text{op}}$ na condição de operação	[N]
$W_{\text{amb}}$	Força de projeto de aperto dos parafusos na condição de assentamento; $W_{\text{amb}} = \frac{1}{2} (A_m + A_b)$	[N]
$W_{\text{disp}}$	Força total disponível para aperto dos parafusos; igual ao produto de $A_b S_a$	[N]
$W_{m1}$	Força requerida de aperto dos parafusos na condição de operação; $W_{m1} = W_{\text{op}}$	[N]
$W_{m2}$	Força requerida de aperto dos parafusos na condição de assentamento;	[N]
$W_{mo}$	Força requerida de aperto	[N]
$W_{ym}$	Força máxima admissível para não colapsar a gaxeta	[N]
$X_{B,G}$	Módulo de flexibilidade axial do parafuso e da gaxeta	[mm <sup>-1</sup> ]
$Z_F$	Módulo de flexibilidade rotacional do flange	[mm <sup>-3</sup> ]

### **Símbolos Latinos Minúsculos;**

$a$	Inclinação da linha de esmagamento (carregamento) inicial	-
$b$	Largura efetiva da gaxeta (geralmente metade da largura real)	[mm]
$d_{Bo}$	Diâmetro nominal dos parafusos	[mm]
$e_F, e_G$	Espesuras do flange e da gaxeta respectivamente	[mm]
$g_c$	Fator de fluência	-
$h_G, h_D, h_T, h_H$	Braços de carregamento	[mm]
$m$	Fator de manutenção de gaxeta	-
$y$	Tensão mínima de assentamento da gaxeta	[MPa]

## RESUMO

Existem vários métodos analíticos que apresentam modelos para determinar os esforços atuantes no flange em função de uma determinada carga de aperto necessária para vedação da conexão e em função da pressão interna e de outras forças atuantes. Foram selecionados três dos principais métodos analíticos aplicados em projeto de vasos e tubulações industriais: o método atual do ASME baseado nas constantes de gaxeta  $m$  e  $y$  necessárias para determinar a força de aperto requerida, o novo método proposto para o ASME identificado aqui como o método do PVRC baseado nas novas constantes de gaxeta  $G_b$ ,  $a$  e  $G_s$  em substituição as constantes  $m$  e  $y$ , e o método do Comitê Europeu de Padronização identificado aqui como EN1591. Tanto o método do PVRC quanto o método do EN1591 foram desenvolvidos a partir de um conceito mais atualizado, na qual o valor da força requerida de aperto é determinado em função de uma determinada taxa de vazamento esperada, este conceito é diferente do praticado atualmente pelo método do ASME que não relaciona a força de aperto requerida com o desempenho de estanqueidade.

Diferentes considerações de contorno e critérios de cálculo dos três métodos analíticos resultam em diferentes valores de tensão encontrados para o flange, o que pode acarretar em subdimensionamentos para determinadas aplicações. O quanto divergente são estes resultados entre si e com a situação real é o objetivo final deste trabalho que analisou os três métodos analíticos através da avaliação das forças consideradas e das tensões determinadas por cada um dos seus modelos, comparando-os entre si e com os resultados de métodos numéricos mais precisos, sendo que para este trabalho foi considerado o método dos elementos finitos.

As forças de projeto dos métodos analíticos aplicadas ao método dos elementos finitos não resultaram em tensões que pudessem causar danos estruturais ao flange, já que as tensões se mantiveram dentro dos limites admissíveis para as diferentes categorias de tensão (primária e secundária) da norma ASME de Vasos de Pressão. Contudo, foram detectados alguns aspectos dentro de cada um dos modelos analíticos que merecem ser reavaliados e consolidados em outras simulações envolvendo testes práticos de campo para somar a avaliação mecânica a uma avaliação de estanqueidade, pois, mesmo que não haja comprometimento estrutural dos flanges, o nível de deformação ao qual estão sujeitos pode comprometer o desempenho de estanqueidade do conjunto e, portanto, os resultados mecânicos não garantem a plena segurança da conexão, já que além de possuir integridade mecânica devem evitar vazamentos.

## ABSTRACT

The existing analytical models determine the applied loads to seal the connection as function of the bolt load, external forces and internal pressure. Three analytical methods were selected to applied in design of industrial pressure vessel and piping: actual method of the ASME with the gasket constants  $m$  and  $y$ , the new method proposed for ASME described as PVRC method with the new gaskets constants ( $G_b$ ,  $a$  and  $G_s$ ) and European method EN1591. The PVRC and EN1591 method were based on the new concept where the required operating and seating loads are function of maximum acceptable leak rate, by the way, the actual ASME method do not use this concept, the required forces are not based on a admissible leak rate.

Different boundary conditions and criteria of calculation of the three methods obtain different stress values to the flanges that can results in failures to some cases. This work reviews the implications of these methods in design of the bolted flanges through a comparison of considered forces and stresses by this methods and with the results of finite element analysis.

The design forces generate by the analytical methods do not cause mechanical damage because the resultants stresses are below of admissible limits for the stress categories (primary and secondary) of the Pressure Vessel ASME code. However, were identified some aspects inside each analytical method that must be reviewed through practical tests to add the results of this mechanical analysis with the sealing analysis, because the strains can to decrease the sealing performance of the connection. The mechanical results do not warranty the safety of the connection.



## CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

As conexões aparafusadas através de flanges têm sido usadas largamente na indústria para conectar vasos de pressão a tubulações. Neste tipo de conexão mecânica existem duas preocupações principais, que são: a integridade (resistência mecânica de cada parte) e a capacidade de evitar vazamentos (estanqueidade) da conexão.

Os flanges devem ter resistência e rigidez suficientes para resistir aos carregamentos de aperto dos parafusos e aos carregamentos devido às condições de operação (pressão, temperatura, momentos e forças externas). Para garantir a estanqueidade é utilizado um elemento de vedação, a gaxeta<sup>1</sup>. A gaxeta ao ser apertada contra as superfícies dos flanges preenche as imperfeições entre eles, proporcionando a vedação. Para conseguirmos uma vedação satisfatória deve-se *assentar* a gaxeta durante a montagem. Este *assentamento* da gaxeta é conseguido com a aplicação de uma determinada força nos parafusos (carga de aperto). Após a pressurização do sistema, a carga de aperto nos parafusos deverá ser o suficiente para compensar as *perdas* de aperto devido à pressão e a outras forças atuantes, mantendo os flanges conectados, e uma carga residual sobre a gaxeta, de modo a mantê-la em contato com as superfícies dos flanges, evitando vazamentos.

Muitos projetos de conexões flangeadas são realizados conforme o apêndice 2 do ASME “Boiler and Pressure Vessel Code” (Section VIII, Div.I), aqui referenciado como método ou modelo atual do ASME. O ASME dimensiona os flanges através da verificação dos esforços atuantes devido à carga de aperto dos parafusos. Esta carga de aperto é determinada a partir do maior valor entre dois tipos de carregamento previstos: a força mínima  $W_{m1}$  necessária para manter o conjunto *conectado* durante a operação e a força mínima  $W_{m2}$  necessária para *assentar* a gaxeta durante a montagem. A primeira é proporcional a um fator  $m$ , denominado de fator de manutenção enquanto a segunda força é proporcional a um fator de assentamento  $y$ . Para cada tipo de gaxeta existe um par destes fatores *sugeridos* pelo ASME, independentemente do meio a ser selado. O ASME não leva em consideração performances de vedação. Este trabalha com o valor *mínimo de força necessária* para assentar a gaxeta sem, no entanto relacionar este valor a um possível *nível* de vazamento, ou seja, o apêndice 2 recomenda este valor com o intuito de

---

<sup>1</sup>Na petroquímica o elemento de vedação para conexões flangeadas é comumente conhecido como junta, e o termo gaxeta é usado somente para descrever os cordões de vedação de hastes e eixos. Neste texto o termo para descrever o elemento de vedação será gaxeta que é tecnicamente mais adequado e correspondente ao termo em inglês *gasket*.

garantir que a conexão flangeada seja estruturalmente segura, sendo indiferente à performance de vedação do conjunto.

Os fatores de gaxeta do apêndice 2 foram baseados no artigo publicado por Rossheim e Markl (1943), conforme citado por Payne & Schneider (1996), Veiga (1999), Zerres et al. (1998). Rossheim e Markl (1943) teriam estabelecido: “As atuais regras constituem uma extrema simplificação para um problema complexo e somente alguns efeitos elementares foram considerados. Porém, a proposta desta publicação é estimular a livre discussão entre os engenheiros interessados na fabricação e no uso de gaxetas, e com isto se espera que seja levado a um melhor entendimento do comportamento completo do assunto”.

Segundo Payne & Schneider (1996), numerosos questionamentos e solicitações sobre as bases e suficiência dos fatores  $m$  e  $y$  levaram o ASME a requisitar ao PVRC (*Pressure Vessel Research Comittee*) uma reavaliação dos fatores  $m$  e  $y$ . Após um programa de testes iniciado em 1974, a meta que era de apenas *aprimorar* os fatores  $m$  e  $y$  tornou-se simplista e irrealizável. Pois, não se conseguiu obter nos testes os valores sugeridos pelo código, devido à complexidade do comportamento das gaxetas, principalmente das gaxetas mais modernas. A natureza do programa foi então modificada para descobrir os fundamentos que caracterizavam o comportamento das gaxetas de forma que a performance de *estanqueidade* ou a *capacidade de conter vazamentos* da gaxeta pudesse ser quantificada. Identificou-se com este programa de testes que o conceito de junta “100% selada”, vazamento zero, está desatualizado. A partir deste trabalho, o PVRC sugeriu as novas constantes ( $G_b$ ,  $a$  e  $G_s$ ) para as gaxetas, além de outras mudanças para a tradicional regra de projeto de flanges do apêndice 2 do ASME. Ainda segundo Payne & Schneider (1996), estas novas regras estão sendo finalizadas para a criação de um novo apêndice não obrigatório da norma ASME, aqui referenciado como método das novas constantes do PVRC ou método do PVRC.

Ainda assim, o uso do novo método do PVRC, em substituição ao do ASME atual, não é suficiente para solucionar a complexidade do comportamento de uma conexão flangeada aparafusada. Isto requer que as interações entre todas as condições de serviço sejam levadas em conta; condição de aperto dos parafusos, condição de pressurização, forças/momentos externos e carregamentos térmicos. Além destes, deve ser considerado o comportamento de deformação distinto entre as partes: flanges, gaxeta e parafusos. O método mais completo e preciso para responder a este problema é o método dos elementos finitos (M.E.F). O M.E.F pode nos apresentar uma completa visão dos resultados dos deslocamentos, das deformações, e das

tensões, como função dos diferentes tipos de condições de borda definidos. Por outro lado, M.E.F apresenta uma maior dificuldade na aplicação para a execução do modelo, devido ao grande número de parâmetros e condições limites, além de exigir mais experiência e conhecimentos por quem o utiliza.

Atualmente também existe o método analítico do padrão Europeu EN1591, que utiliza considerações mais abrangentes do que as utilizadas pelos modelos do código ASME, sobre o material, o carregamento e o comportamento mecânico dos componentes da conexão flangeada. O EN 1591<sup>2</sup> foi desenvolvido a partir do trabalho da companhia Alemã LINDE e recebeu *status* de padrão nacional pelo CEN (Comitê Europeu de Padronização) em outubro de 2001. Este Comitê é formado por membros da Comunidade Européia e Reino Unido com intuito de estabelecer regras e requerimentos de segurança para produtos padronizados e outras aplicações dentro da Associação de Livre Comercio Européia.

Na unidade de reforma catalítica da central de matérias primas do Pólo petroquímico da Bahia existem cinco reatores que estão sujeitos a severas condições de temperatura e pressão. Todos os cinco reatores se interligam a fornos de processamento através de tubulações com conexões flangeadas tanto na entrada (topo) quanto na saída (fundo), ambas as conexões flangeadas falharam antes do término da segunda campanha operacional como resultado de trincas passantes. Após a análise metalúrgica da falha, por consultoria especializada, constatou-se que estas trincas eram devidas à fluência, provocada pela alta temperatura de operação entre 425°C e 535°C, e provavelmente associada a tensões elevadas às quais as conexões estariam sujeitas. Após a análise dos esforços atuantes, a explicação para a elevada intensidade das tensões apontava para os possíveis excessos de aperto durante a instalação das conexões. Entretanto, os valores de carga de aperto aplicados estavam em acordo com os limites definidos pelo método atual do ASME. Posteriormente, a análise em elementos finitos ratificou que estes valores de aperto provocavam elevadas tensões em regiões de concentração não previstas pelo método do ASME. Constatou-se desta forma que este método de cálculo não apresentava resultados compatíveis com a situação real da instalação e que estas conexões que eram padrão ASME estariam subdimensionados para as condições de operação. Isto originou a necessidade de uma avaliação mais detalhada do modelo do ASME, já que mais de 95% de todos os flanges utilizados na indústria de Petróleo e Petroquímica seguem o padrão ASME e os seus limites de aplicação.

---

<sup>2</sup>Maiores detalhes de sua origem estão descritos no trabalho de Woelfel (1992).

Este era o objetivo inicial deste trabalho, entretanto, com o desenvolvimento de um novo modelo do ASME pelo PVRC e do surgimento do modelo do EN1591 com uma abordagem mais abrangente, buscou-se a ampliação do trabalho com uma análise comparativa entre os três modelos de projeto de flanges com gaxetas circulares. A metodologia aplicada foi à subdivisão da análise em duas partes: na primeira parte foram avaliadas e comparadas às forças de aperto consideradas no dimensionamento do flange, na segunda parte, foram avaliadas e comparadas às tensões resultantes, obtidas em cada método analítico, com as tensões alcançadas por modelos em elementos finitos. No capítulo 2 são apresentados os principais conceitos, as premissas e os procedimentos de cálculo das forças de aperto e das tensões resultantes adotado pelos métodos analíticos das normas ASME e EN1591. Ainda no capítulo 2, são revisados os conceitos e critérios do ASME para classificação das tensões em categorias e determinação dos seus limites admissíveis para utilização no modelo em elementos finitos. No capítulo 3 são definidos os casos analisados, as condições de contorno, as variáveis utilizadas e os parâmetros mais relevantes comparados. No capítulo 4 são apresentados os resultados dos casos analisados e as comparações entre os modelos, e finalmente no capítulo 5 é feita uma discussão sobre os resultados e são apresentadas as conclusões finais.

A figura 1.1 apresenta os componentes principais da junta<sup>3</sup> flangeada com gaxeta circular e a tabela 1.1 apresenta as diferenças entre alguns dos modelos mecânicos citados.

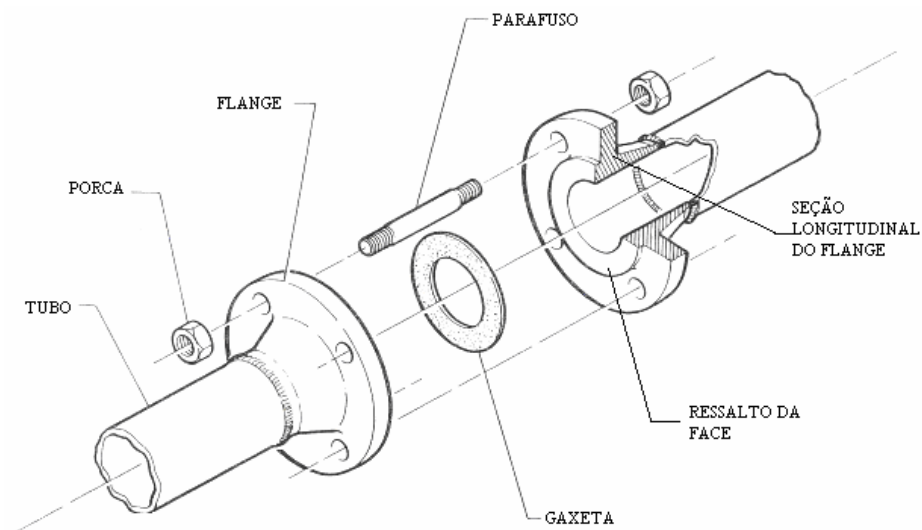


Figura 1.1 – Componentes principais da junta flangeada com gaxeta circular

<sup>3</sup> O termo junta, aplicado aqui, é equivalente ao termo em inglês *Joint* que significa conexão.

Tabela 1.1 – Comparação entre os modelos mecânicos para conexão flangeada aparafusada

		<b>Modelo atual do ASME</b>	<b>Modelo do EN 1591</b>	<b>Modelo axisimétrico do MEF</b>	<b>Modelo tri-dimensional do MEF</b>
<b>Modelagem do comportamento Mecânico</b>	Gaxeta	Nenhuma relação entre força e a deformação	Compressão	Deformação axialmente simétrica	Deformação 3D
	Parafusos	Nenhuma relação entre força e a deformação	Tração	Deformação axialmente simétrica	Deformação 3D
	Flanges	Flexão	Flexão	Deformação axialmente simétrica	Deformação 3D
<b>Modelagem do Material</b>	Gaxeta	Nenhuma caracterização	Variando linearmente com a temperatura e carga máxima de aperto	Variando linearmente ou não-linearmente com a temperatura	Variando linearmente ou não-linearmente com a temperatura
	Parafuso	Nenhuma caracterização	Variando linearmente com a temperatura	Variando linearmente com a temperatura	Variando linearmente com a temperatura
	Flange	Variando linearmente com a temperatura	Variando linearmente com a temperatura	Variando linearmente com a temperatura	Variando linearmente com a temperatura
<b>Tratamento das Cargas</b>	Pressão	Pressão devido ao efeito da extremidade fechada	Pressão devido ao efeito da extremidade fechada	Pressão radial + Pressão devido ao efeito da extremidade fechada	Pressão radial + Pressão devido ao efeito da extremidade fechada
	Térmicas	Nenhum tratamento	Nenhum tratamento	Expansão térmica diferencial	Expansão tri-dimensional
	Forças e momentos externos	Nenhum tratamento	Força axial e momento fletor	Força axial e momento fletor	Força axial, momento fletor e momento torsor

Fonte: Zerres, Pérez, Lemauviel, e Sciffet, 1998.

## CAPÍTULO 2

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 Modelo atual do ASME

O apêndice 2 do ASME VIII div. I fornece um procedimento mandatório para o projeto de flanges com gaxetas circulares. Contudo, o apêndice 2 apenas *sugere* (mas não obriga) o uso de determinados fatores específicos de gaxeta, o fator de manutenção,  $m$  e o fator de assentamento da gaxeta,  $y$ . Isto permite ao projetista estabelecer o menor valor da carga requerida de aperto dos parafusos que garantirá o assentamento da gaxeta na montagem e a *união* da conexão em operação. Esta mesma carga também é utilizada para verificar a integridade do flange.

##### 2.1.1 Determinação das cargas de projeto

Os passos abaixo devem ser seguidos pelo projetista para determinação das cargas de projeto pelo procedimento do apêndice 2:

**Passo 1** – O projetista define as dimensões<sup>1</sup> do flange a ser usado.

**Passo 2** – Define as seguintes condições de projeto:

- a) Temperatura de projeto;
- b) Pressão de projeto;
- c) Materiais e suas propriedades — para os flanges, os parafusos e a gaxeta;
- d) Tensões admissíveis — para os flanges, os parafusos e a gaxeta.

**Passo 3** – O projetista calcula as cargas requeridas de aperto dos parafusos: a requerida para assentamento da gaxeta,  $W_{m2}$ , e a requerida para prevenir a separação dos flanges durante a pressurização do sistema (condições de operação e teste, por exemplo),  $W_{m1}$ . Para a execução destes cálculos as constantes  $m$  e  $y$  **sugeridas** pelo ASME são então utilizadas conforme descrito abaixo:

- Carga mínima de aperto dos parafusos para assentamento da gaxeta,  $W_{m2}$ .

$$W_{m2} = \pi b G y \quad (2.1)$$

---

<sup>1</sup> O procedimento do ASME, assim como em outros métodos analíticos como o EN1591, não determina as dimensões requeridas, somente verifica se as dimensões utilizadas pelo projetista estão adequadas para determinada aplicação.

- Carga mínima de aperto dos parafusos para a condição de pressurização do sistema,  $W_{m1}$ .

$$W_{m1} = \pi/4G^2P + 2\pi G b m P \quad (2.2)$$

Onde:

$G$  = diâmetro do vaso de pressão ou tubulação no ponto médio da gaxeta;

$P$  = pressão contida;

$b$  = largura efetiva da gaxeta (geralmente metade da largura real);

$y$  = tensão mínima de assentamento da gaxeta;

$m$  = fator de manutenção da gaxeta, adimensional.

Observe que a equação de  $W_{m2}$  é simplesmente a área da superfície de contato da gaxeta  $\pi bG$  vezes a tensão de assentamento recomendada para a gaxeta,  $y$ . Ela define a força de aperto total que os parafusos devem exercer sobre a gaxeta, durante a montagem, para assentamento da mesma.

A carga de aperto  $W_{m1}$  (equação 2.2) é definida pela soma dos seguintes termos:

- a) Pela força requerida para resistir à tendência de separação dos flanges devido à pressão interna  $\pi/4G^2P$ .
- b) Pela força adicional requerida para que a gaxeta fique assentada totalmente na superfície de contato, evitando o vazamento do fluido  $2b\pi GmP$ . O fator de manutenção  $m$  é a razão entre a pressão residual (força de aperto nos parafusos menos a força de separação exercida pelo fluido pressurizado) sobre a gaxeta e a pressão interna do sistema. Quanto maior o valor de  $m$  maior será a segurança do sistema contra “vazamentos”, ou de outra forma, a garantia de não separação dos flanges conectados.

**Passo 4** – Após a determinação das cargas  $W_{m1}$  e  $W_{m2}$ , o projetista determina a área mínima requerida de seção transversal dos parafusos,  $A_m$ :

$$A_m = \max \{A_{m1}; A_{m2}\}$$

$$A_{m1} = W_{m1}/S_b \quad (2.3)$$

$$A_{m2} = W_{m2}/S_a \quad (2.4)$$

Onde:

$S_b$  = Tensão admissível do parafuso na temperatura de operação.

$S_a$  = Tensão admissível do parafuso na temperatura de montagem (assentamento da gaxeta).

**Passo 5** – Escolhe-se o tipo de parafuso em função de dimensão disponível (comercializável), definindo a área total da seção transversal dos parafusos selecionados (área resistente da raiz)  $A_b$ .

**Passo 6** - Define a primeira **carga de projeto** de aperto dos parafusos para a **condição de assentamento ou montagem**,  $W_{amb}$ , obtido através da média aritmética entre a área da seção transversal mínima requerida e a área total disponível dos parafusos:

$$W_{amb} = \frac{(A_m + A_b)S_a}{2} \quad (2.5)$$

**Observação 1:** O ASME definiu este valor para prevenir contra o possível *overbolting*.

O *overbolting* pode ocorrer da seguinte maneira:  $A_b$  deverá ser sempre maior ou no mínimo igual a  $A_m$  para garantir força disponível suficiente nos parafusos para **assentar** a gaxeta e manter a conexão **selada** durante operação. No caso de  $A_b$  ser muito maior do que  $A_m$ , a força de aperto disponível nos parafusos, se utilizada na sua totalidade, pode danificar o flange, ocorrendo o *overbolting*. Para minimizar este risco, o ASME determina a força de dimensionamento do flange como sendo o valor de  $W_{amb} = \frac{1}{2}(A_m + A_b) S_a$ , isto é, acima do valor mínimo necessário (o maior entre  $W_{m1}$  e  $W_{m2}$ ), permitindo a existência de força extra admissível durante o aperto. Contudo, o ASME aceita a utilização do valor de força máxima disponível nos parafusos,  $W_{amb}=A_b S_a$  para projeto do flange, ficando esta opção a livre escolha do projetista. Obviamente esta escolha definirá um flange mais **robusto** com conseqüentes custos adicionais de fabricação.

**Passo 7** – Define a segunda **carga de projeto** de aperto dos parafusos para a **condição de operação**,  $W_{op}$ , como:

$$W_{op} = W_{m1} \quad (2.6)$$

**Observação 2:** Observe que o ASME define duas cargas distintas de projeto de aperto dos parafusos ( $W_{amb}$  e  $W_{op}$ ), a primeira definida pela equação 2.5 para a condição de montagem (sem pressurização do sistema) e a segunda pela equação 2.6 para a condição de operação (com pressurização do sistema). Na prática, a diferença entre estas duas condições (montagem e



operação) é somente a pressão interna exercida pelo fluido, ou seja, a carga de aperto atuante no parafuso é a mesma, exceto pelo fato de que a pressão interna tende a separar os flanges e estes por sua vez tracionam ainda mais os parafusos. Conclui-se que, no caso de aplicação  $W_{amb}$  como carga de aperto durante a montagem e sendo este maior do que  $W_{m1}$  (ver equação 2.6), a carga de aperto dos parafusos em operação será maior do que a prevista pelo ASME.

**Passo 8** – São determinadas as cargas atuantes na conexão para as condições de **montagem e operação**. Estas cargas são:

- $H_D$  - Carga axial devido à força hidrostática na área interna do flange<sup>2</sup>, originária do efeito de extremidade fechada do vaso de pressão ou sistema de tubulação.

$$H_D = \pi/4B^2P \quad (2.7)$$

- $H_T$  - Carga axial devido à pressão agindo na área anular entre o diâmetro  $G$  e o diâmetro interno do flange  $B$ .

$$H_T = H - H_D = \pi/4G^2P - \pi/4B^2P = \pi/4 P (G^2 - B^2) \quad (2.8)$$

- $H_G$  - Carga residual na gaxeta, que é a diferença entre a carga de projeto de aperto dos parafusos ( $W_{amb}$  ou  $W_{op}$ ) e a força hidrostática<sup>3</sup> total  $H$  devido ao efeito de extremidade fechada atuando em toda a seção da conexão.

$$H_G = W - H = W - \pi/4G^2P \quad (2.9)$$

Onde:

$W = W_{amb}$  para condição de montagem. Neste caso  $H = 0$ , ou seja,  $H_G = W_{amb}$ ;

$W = W_{op}$  para a condição de operação.

A força  $W$  na condição de montagem poderá ser maior que  $W_{amb} = 1/2(A_m + A_b) S_a$ , podendo chegar ao valor máximo de  $W_{amb} = A_b S_a$  conforme descrito anteriormente no passo 6. Para a condição de operação,  $W$  sempre será igual a  $W_{m1}$  (ver equação 2.6).

<sup>2</sup>Para alguns projetos, a exemplo do projeto para flange solto, a força  $H_D$  é zero, pois a pressurização da conexão não produz “puxão axial”.

<sup>3</sup> $H$  é igual à força hidrostática total atuando em toda seção de área da conexão, limitada pelo diâmetro  $G$ .

A figura 2.1 mostra as principais dimensões da seção longitudinal do flange (ver a identificação da figura 1.1), as forças e as reações utilizadas no projeto do flange.

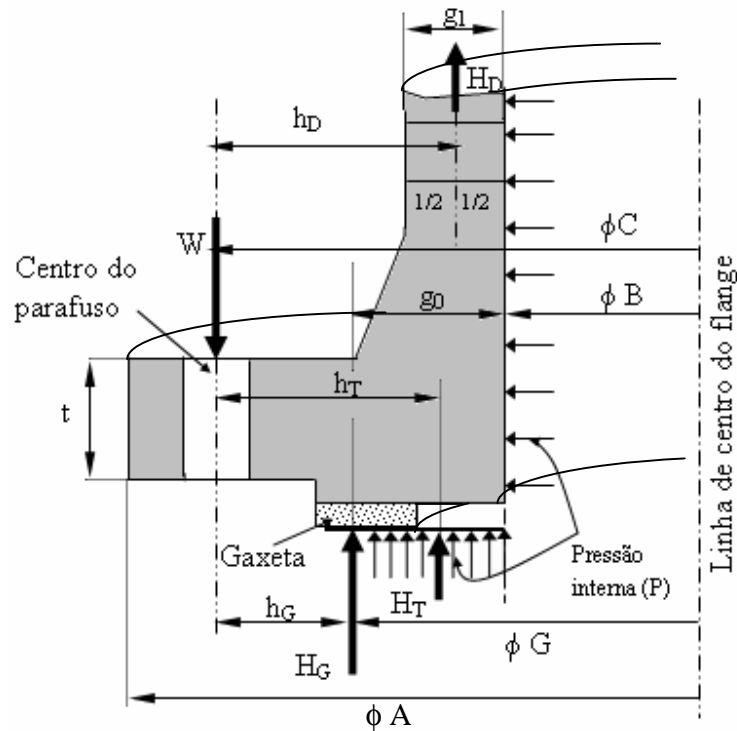


Figura 2.1 – Principais dimensões, forças e reações envolvidas no projeto do flange

**Passo 9** – Tendo calculado as quatro cargas no flange ( $W$ ,  $H_G$ ,  $H_T$  e  $H_D$ ), o projetista pode calcular os momentos  $M_{o1}$  e  $M_{o2}$  dados pelo produto das cargas e os seus respectivos braços de alavanca para as condições de montagem e operação respectivamente:

$$M_{o1} = M_G \quad (2.10)$$

$$M_{o2} = M_G + M_T + M_D \quad (2.11)$$

Onde:

$M_G = H_G h_G$ , sendo  $H_G$  dado pela equação 2.9.

$M_T = H_T h_T$ , sendo  $H_T$  dado pela equação 2.8.

$M_D = H_D h_D$ , sendo  $H_D$  dado pela equação 2.7.

As tensões produzidas por estes momentos são comparadas com os limites admissíveis nas duas condições de projeto (montagem e operação), caso em uma destas condições os limites

admissíveis sejam ultrapassados, a geometria e as propriedades do flange definidas inicialmente (**Passo 1**) estão reprovadas, o projetista deverá retornar ao início e selecionar novos parâmetros para uma nova tentativa.

### 2.1.2 Método analítico para verificação do flange

Pelo fato de estarem solidários a equipamentos e tubulações, as tensões e deformações que ocorrem nos flanges são complexas devido à descontinuidade geométrica entre as partes. Credita-se a Waters, Rossheim, Wesstrom e Williams (1937) o pioneirismo no desenvolvimento de um consistente tratamento analítico para os flanges. O trabalho deles publicado em 1949 pela Taylor Forge & Pipe Works recebeu aceitação da indústria americana de vasos de pressão. As regras atuais do ASME para flanges são quase que inteiramente baseadas nesta publicação. Para avaliação destas regras será utilizado o texto de Singh e Soler (1984) que analisou em detalhes o trabalho de Waters, Rossheim, Wesstrom e Williams (1949). O diagrama de corpo livre da figura 2.2 apresenta as dimensões da seção longitudinal da conexão e os esforços internos considerados pelo método. A seção longitudinal da conexão é subdividida em três partes: casco, cubo e anel, sendo que o anel e o cubo compõem a seção do flange e o casco é a seção do tubo ou costado do equipamento conectado ao flange.

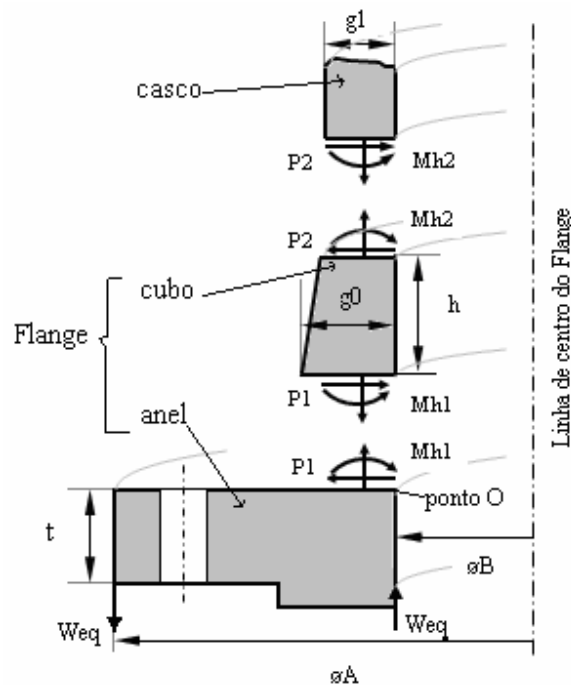


Figura 2.2 – Diagrama de corpo livre da seção longitudinal da conexão flangeada

Segundo Singh e Soler (1984), Waters, et al. procuraram desenvolver o método analítico para os flanges de tal maneira que o cálculo fosse feito manualmente através de gráficos e tabelas. Desta forma, várias premissas foram adotadas para tornar isto possível. As mais importantes premissas são:

(i) Anel: O anel do flange foi modelado como uma placa anular e as equações de flexão de placa de Kirchoff foram utilizadas para caracterizar este comportamento.

(ii) Parafusos: A carga de aperto dos parafusos é, obviamente, aplicada de forma discreta nos locais dos parafusos. Porém, para o modelo adotado, esta carga é suposta como uniformemente distribuída sobre a circunferência de posicionamento dos parafusos.

(iii) Momentos no anel: Os momentos  $M_{o1}$  e  $M_{o2}$  são substituídos por forças iguais e opostas  $W_{eq}$  na circunferência interna e externa do anel tal que os momentos não se alteram (ver figura 2.2).

(iv) Ponto O da figura 2.2: é considerado ter deslocamento radial igual à zero para simplificação do modelo.

(v) Cubo: O cubo é modelado como uma casca fina com a espessura variando na direção axial do casco. A ação da pressão local na superfície do cubo é negligenciada.

(vi) Casco: O casco, assim como o cubo, é considerado como casca fina e a pressão local é também negligenciada. O casco é suficientemente longo tal que o efeito das cargas  $P_2$  e  $M_{h2}$  não são considerados na extremidade oposta ao cubo.

O objetivo deste desenvolvimento é determinar os esforços na descontinuidade geométrica devido à carga imposta no anel: a força cisalhante  $P_2$  e o momento  $M_{h2}$  na interface casco/cubo e a força cisalhante  $P_1$  e o momento  $M_{h1}$  na interface cubo/anel. A determinação destas cargas é feita de forma que a compatibilidade geométrica nas bordas das interfaces seja respeitada.

Como não é o intuito deste trabalho, não será estendido à complexidade das demonstrações e desenvolvimento de cada uma das equações do modelo de Waters, et al. Serão apresentadas apenas às tensões máximas atuantes em cada elemento do flange, sua definição, seus limites e sua aplicação nas regras de projeto do ASME.

### 2.1.3 Determinação das tensões no flange

O método do ASME determina a tensão longitudinal ou axial no cubo e as tensões radial e tangencial no anel que são indexadas como  $\sigma_h$ ,  $\sigma_r$  e  $\sigma_t$  respectivamente.

#### (a) Tensão longitudinal ou axial no cubo

A equação utilizada pelo procedimento de cálculo do apêndice 2 do ASME para determinação da tensão longitudinal ou axial no cubo se apresenta da seguinte forma:

$$\sigma_h = \frac{f M_o}{g_1^2 BL} \quad (2.12)$$

Onde:

$f$  = Fator de correção de tensão, representa a razão entre as tensões na maior e na menor extremidade do cubo, obtido principalmente em função das dimensões do cubo através de gráfico ( $f > 1$ );

$L$  = Constante obtida através de gráficos plotados oriundos das equações desenvolvidas pelo trabalho de Waters, et. al.;

$g_1$  = valor da dimensão do menor lado do cubo, para o flange analisado  $g_1$  é igual à espessura do casco (ver figura 2.2);

$B$  = diâmetro interno da conexão (ver figura 2.2);

$M_o$  = Momentos  $M_{o1}$  ou  $M_{o2}$  definidos pelas equações 2.10 e 2.11 para as condições de montagem e operação respectivamente.

É importante notar que a equação 2.12 apesar de estar na forma de equação de tensão devido à flexão, ela é resultado do desenvolvimento das equações obtidas em função dos momentos  $M_{h1}$  e  $M_{h2}$  e das forças cisalhantes  $P_1$  e  $P_2$ . Por ser uma tensão originada a partir de momentos e cisalhamentos devido a descontinuidade geométrica, trata-se de uma tensão de categoria secundária (Q)<sup>4</sup>.

<sup>4</sup>Referente à categoria das tensões do apêndice 4 do ASME séc. VIII div. 2, como será descrito no item 2.4.

Para o apêndice 2 do ASME seção VIII div. I, a tensão longitudinal ou axial  $\sigma_h$  é limitada por:

$$\sigma_h \leq 1,5S_f \quad (2.13)$$

Onde:

$S_f$  é tensão admissível do flange na temperatura de análise. Sendo que para a condição de montagem a temperatura geralmente é a ambiente e para a condição de operação a temperatura é a máxima de temperatura de operação do fluido.

A pior situação entre as condições de montagem e de operação é que irá determinar o limite resistência do cubo.

Como poderá ser visto em maiores detalhes no item 2.4, este limite poderia estar acima do escoamento considerando o critério de análise por tensão do ASME seção VIII divisão 2 apêndice 4 para tensões secundárias. Segundo Singh e Soler (1984), o ASME, na divisão I, provavelmente utilizou limites de tensão mais baixos no cubo do que para outras tensões secundárias, mais por uma razão de performance de estanqueidade da conexão do que por integridade do flange. Provavelmente, o ASME considera que tensões admissíveis de  $\sigma_h$  acima do escoamento poderiam causar uma deformação permanente no cubo que afetaria a estanqueidade da conexão.

A figura 2.3 mostra a distribuição da tensão longitudinal ou axial no cubo.

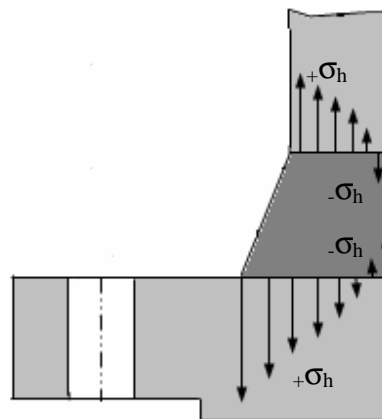


Figura 2.3 – Tensão longitudinal ou axial no cubo

### (b) Tensões radial e tangencial no anel

Os esforços que atuam no anel geram tensões radiais e tangenciais, estas tensões radiais e tangenciais podem ser descritas da seguinte forma:

#### ▪ Tensão radial no anel

A equação utilizada pelo procedimento de cálculo do apêndice 2 do ASME para determinação da tensão radial no anel se apresenta da seguinte forma:

$$\sigma_r = \frac{M_o}{LBt^2} \left[ 1 + \frac{4}{3} te \right] \quad (2.14)$$

Onde:

L, e = Constantes obtidas através de gráficos plotados oriundos das equações desenvolvidas pelo trabalho de Waters, et. al.;

t = espessura do anel do flange (ver figura 2.2);

B = diâmetro interno da conexão (ver figura 2.2);

M<sub>o</sub> = Momentos M<sub>o1</sub> ou M<sub>o2</sub> definidos pelas equações 2.10 e 2.11 para as condições de montagem e operação respectivamente.

A tensão radial é composta por tensões normais de flexão e de membrana oriundas do carregamento externo aplicado, trata-se de uma tensão de categoria primária (P<sub>m</sub> e P<sub>b</sub>)<sup>5</sup>.

Para o apêndice 2 do ASME seção VIII div. I, a tensão radial  $\sigma_r$  é limitada por:

$$\sigma_r \leq S_f \quad (2.15)$$

Onde:

S<sub>f</sub> é tensão admissível do flange na temperatura de análise.

A pior situação entre as condições de montagem e de operação é que irá determinar o limite de resistência do anel quanto à tensão radial.

A figura 2.4 mostra a distribuição da tensão radial no anel.

<sup>5</sup>Referente à categoria das tensões do apêndice 4 do ASME séc. VIII div. 2, como será descrito no item 2.4.

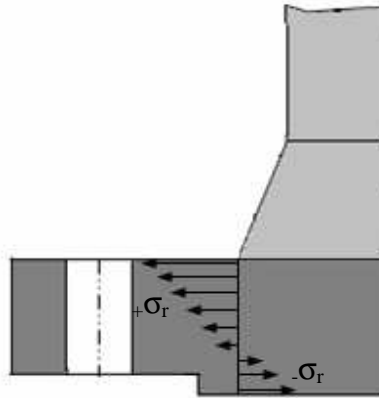


Figura 2.4 – Tensão radial no anel

▪ **Tensão tangencial no anel**

A equação utilizada pelo procedimento de cálculo do apêndice 2 do ASME para determinação da tensão radial no anel se apresenta da seguinte forma:

$$\sigma_t = \frac{M_o Y}{B t^2} - Z \sigma_r \quad (2.16)$$

Onde:

$Y, Z$  = Constantes obtidas através de gráficos plotados oriundos das equações desenvolvidas pelo trabalho de Waters, et. al.;

$\sigma_r$  = Tensão radial conforme equação 2.14.

$t$  = espessura do anel do flange (ver figura 2.2);

$B$  = diâmetro interno da conexão (ver figura 2.2);

$M_o$  = Momentos  $M_{o1}$  ou  $M_{o2}$  definidos pelas equações 2.10 e 2.11 para as condições de montagem e operação respectivamente.

Assim como a tensão radial, a tensão tangencial é composta por tensões normais de flexão e de membrana oriundas do carregamento externo aplicado, trata-se também de uma tensão de categoria primária ( $P_m$  e  $P_b$ ).



Para o apêndice 2 do ASME seção VIII div. I, a tensão tangencial  $\sigma_t$  é limitada por:

$$\sigma_t \leq S_f \quad (2.17)$$

Onde:

$S_f$  é tensão admissível do flange na temperatura de análise.

A pior situação entre as condições de montagem e de operação é que irá determinar o limite de resistência do anel quanto à tensão tangencial.

A figura 2.5 mostra a distribuição da tensão tangencial no anel cuja direção é paralela a normal do plano da seção longitudinal do flange.

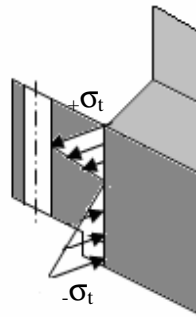


Figura 2.5 – Tensão tangencial no anel

#### 2.1.4 Critério para verificação das tensões

Além dos critérios apresentados pelas equações 2.13, 2.15 e 2.17, o apêndice 2 do ASME seção VIII div. I ainda utiliza um quarto critério de verificação das tensões no flange, definido por:

$$\max [0,5(\sigma_h + \sigma_t) \text{ e } 0,5(\sigma_h + \sigma_r)] \leq S_f \quad (2.18)$$

Todos os critérios são aplicados para as condições de montagem e operação, a pior situação encontrada irá definir o limite de resistência mecânica do flange.

### 2.1.5 Comentários gerais

O ASME não relaciona as forças de aperto, determinadas pelos fatores  $m$  e  $y$ , com níveis de vazamento esperados ou performances de estanqueidade em função das condições de aplicação, isto pode levar a pensar que a aplicação dos valores determinados por estas constantes garantem uma vedação 100% estanque. Sabe-se, porém, que para este tipo de conexão mecânica é pouco provável a estanqueidade total, sendo mais adequado trabalhar com níveis aceitáveis de taxa de vazamento, fato que já é considerado pelo modelo proposto do PVRC, no qual, as constantes da gaxeta são determinadas não somente em função do material utilizado, mas também em função da carga de aperto e dos níveis admissíveis de vazamento.

O procedimento atual do ASME também não faz menção às forças externas, devidas, por exemplo, a dilatação da tubulação ou a deslocamentos existentes no sistema, que podem afetar nos valores finais de carga requerida de aperto dos parafusos e, portanto, nas tensões resultantes do flange. Existem ainda outros fatores importantes que não são considerados pelo apêndice 2, mas, já são alvos de preocupação de modelos como do EN1591, tais como, fluência-relaxação (creep) na gaxeta, devido aos efeitos deletérios da temperatura sobre o material, e tolerâncias de montagem no valor da força de aperto devido a diferentes tipos de ferramentas utilizadas.

## 2.2 Modelo do ASME baseado nos novos conceitos do PVRC

Os comitês do ASME e do PVRC estão atualmente trabalhando para definir o uso apropriado das novas constantes da gaxeta ( $G_b$ ,  $a$  e  $G_s$ ). O objetivo principal é a substituição dos fatores atuais  $m$  e  $y$ , porém evitando ao máximo qualquer mudança desnecessária. Esta é a principal afirmação de todas as publicações de referência utilizadas (Bickford, 1990; Paine & Schneider, 1996; Zerres et al., 1998; Veiga, 1999). O método aqui apresentado se baseia nestas publicações e não possui nenhuma referência oficial do ASME, já que ainda se encontra em fase de aprovação.

O novo modelo altera apenas a forma de como determinar a carga de aperto dos parafusos, baseado agora em performance de estanqueidade e nas novas constantes da gaxeta. O método de verificação das tensões no flange permanece essencialmente o mesmo. As principais inclusões e modificações propostas para o novo apêndice do ASME são:

- a) Introdução do parâmetro de aperto (Tightness Parameter)  $T_p$ , como um critério de projeto.
- b) Implementação da taxa de vazamento baseada nas constantes  $G_b$ ,  $a$  e  $G_s$ , e o correspondente método de carga de aperto dos parafusos.
- c) Modificações na determinação da seção de área transversal dos parafusos e da carga de aperto dos mesmos ( $W$ ).

### 2.2.1 Conceito do parâmetro de aperto

O método do PVRC tem como principal conceito: a estanqueidade é uma função direta do aperto aplicado sobre a gaxeta, quanto maior este aperto melhor a estanqueidade. Com todas as outras variáveis iguais, uma gaxeta mais **apertada** requer uma pressão interna maior para provocar a mesma taxa de vazamento do fluido contido.

Para correlacionar a pressão interna aplicada, a taxa de vazamento esperada e a carga de aperto atuante na gaxeta o método do PVRC utiliza o parâmetro de aperto  $T_p$  que pode ser interpretado como sendo a medida da habilidade da gaxeta para controlar a taxa de vazamento em função da carga de aperto aplicada (Bickford, 1997).

O parâmetro de aperto  $T_p$  é expresso da seguinte forma (Veiga, 1999):

$$T_p = \frac{P}{P'} \left( \frac{L_{rm'}}{L_{rm} D_t} \right)^b \quad (2.19)$$

Onde:

$0,5 < b < 1,2$  sendo 0,5 para gases e 1,2 para líquidos;

$P$  = pressão interna aplicada [MPa];

$P'$  = pressão atmosférica [0,1013 MPa];

$L_{rm}$  = taxa de vazamento admissível em massa por unidade de diâmetro [mg/seg-mm];

$L_{rm}'$  = taxa de vazamento em massa de referência, 1 mg/seg-mm. Normalmente tomado para uma gaxeta padrão de 150 mm de diâmetro externo;

$D_t$  = diâmetro externo da gaxeta [mm].

Para utilização do parâmetro de aperto  $T_p$  deve-se definir inicialmente a taxa de vazamento  $L_{rm}$  admissível. Para isto, o PVRC definiu três níveis de “taxa de vazamento admissível” em função de classes de aperto: econômica, padrão e apertada. A tabela 2.1 apresenta a taxa de vazamento para cada uma destas classes de aperto.

Tabela 2.1 – Critério de aperto para o projeto do flange – Classes de aperto

Classes de aperto	Taxa de Vazamento por unidade de diâmetro ( $L_{rm}$ )	
	(mg/seg-mm)	(lbm/h-in)
T1-Econômica	1/5	1/25
T2-Padrão	1/500	1/2480
T3-Apertada	1/50.000	1/248.000

Fonte: Veiga, 1999, p.36

A classe econômica se aplica as linhas de ar e água em baixa pressão ou serviços de baixa responsabilidade. A classe padrão é utilizada como a escolha mais comum para os serviços gerais ou serviços de média responsabilidade. A classe apertada pode ser utilizada para combater vazamentos para serviços mais severos ou de alta responsabilidade. Obviamente outras classes de aperto poderão surgir, tais como T4, T5, etc, e mesmo, T2.5 como observado por Payne & Scheider (1996), pois no futuro, talvez possa surgir uma classificação dos diferentes fluidos para diferentes classes de vazamento, levando – se em conta os danos ao meio ambiente, riscos de incêndio, explosão, etc.

Para a realização das simulações deste trabalho, a equação 2.19 foi utilizada em uma forma mais simplificada que relaciona de forma mais direta o parâmetro  $T_p$  e a pressão interna  $P$  aplicada, para isto são consideradas as seguintes condições:

1. Diâmetro externo da junta  $D_t$  de 150 mm;
2. Pressão relativa  $P_r = P / P'$ , onde  $P' = 101,3$  KPa é a pressão atmosférica;
3. Serviço com gás com o expoente  $b = 0,5$ ;
4. Taxa de vazamento de referência  $L_{rm'} = 1$  mg/seg-mm e taxa de vazamento admissível  $L_{rm} = 1/500$  mg/seg-mm.

Com estas considerações a equação 2.19 pôde ser reescrita como segue:

$$T_{p\text{mín}} = P_r 1,8257 C \quad (2.20)$$

Onde  $C$  é uma constante de proporcionalidade tabelada em função da classe de aperto, conforme apresentada na tabela 2.2.

A equação 2.20 determina o menor valor do parâmetro de aperto  $T_{p\text{mín}}$  necessário para garantir a taxa de vazamento esperada numa determinada pressão. Com esta equação basta definir a constante de proporcionalidade  $C$  para selecionar a classe de aperto, facilitando assim o processo de obtenção de  $T_{p\text{mín}}$  para uma determinada taxa de vazamento esperada na pressão interna aplicada.

Tabela 2.2 – Valores de  $C$  em função da classe de aperto

Classes de aperto	Constante $C$	Razão entre o parâmetro de aperto e da pressão relativa $T_{p\text{mín}} / P_r$
T1-Econômica	1/10	0,18257
T2-Padrão	1	1,8257
T3-Apertada	10	18,257

Fonte: Veiga, 1999, p.36

### 2.2.2 As novas constantes da gaxeta

A partir do teste de vazamento ROTT (Room Temperature Tightness Test), desenvolvido pelo PVRC, foi possível representar a performance de estanqueidade da gaxeta em um gráfico log-log que relaciona a tensão atuante na gaxeta  $S_g$  com o parâmetro de aperto  $T_p$ . A figura 2.6 apresenta a curva  $S_g \times T_p$  que é dividida em duas partes: parte A, que é a seção de compressão da gaxeta ou carregamento e a parte B, que é a seção de descompressão da gaxeta ou descarregamento.

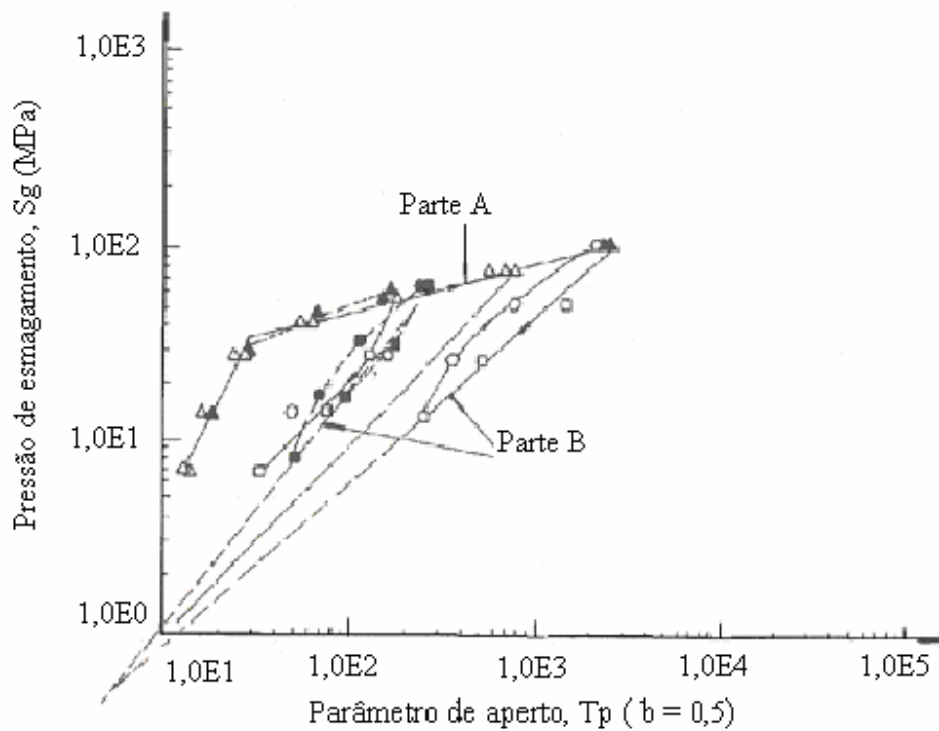


Figura 2.6 – Tensão atuante na gaxeta  $S_g$  x Parâmetro de aperto  $T_p$

Fonte: Veiga, 1999, p.34.

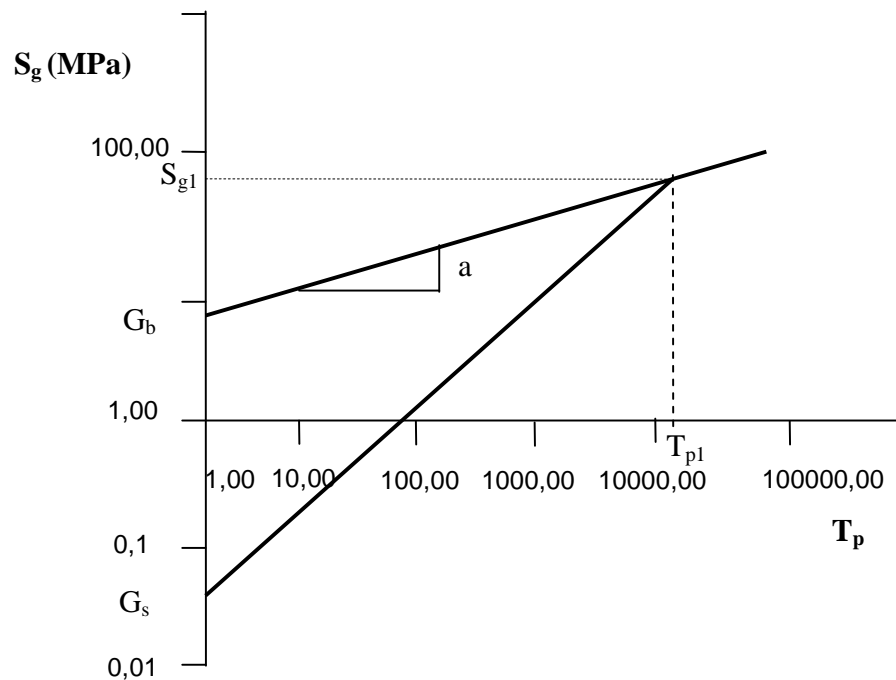


Figura 2.7 – Determinação das novas constantes através do gráfico  $S_g \times T_p$

Fonte: Veiga, 1999, p.36.

Nas várias gaxetas onde foi aplicado o teste de aperto ROTT, foram obtidos comportamentos semelhantes. Durante o carregamento (parte A) a tensão de compressão na gaxeta se comporta não retilineamente e durante o descarregamento (parte B), a tensão de compressão se apresenta em forma de reta (logarítmica). Observou-se também que as curvas de descarregamento (parte B) se projetam ou se interceptam em um mesmo ponto, que foi chamado de  $G_s$  (ponto focal de alívio da pressão de esmagamento). Também foi possível determinar um comportamento padrão para a curva de carregamento (parte A), na qual esta pôde ser descrita por uma reta de inclinação  $a$  e pelo ponto de interceptação com eixo das ordenadas,  $G_b$ .

A partir destes ensaios medidos pelo PVRC, obtiveram-se valores constantes que determinam experimentalmente o comportamento da gaxeta. Estes valores são denominados *constantes da gaxeta*:

- $G_b$  = ponto de interseção da linha de esmagamento (carregamento) com o eixo vertical em que  $T_p = 1,0$  (ver figura 2.7);
- $a$  = inclinação da linha de esmagamento (ver figura 2.7);
- $G_s$  = ponto focal das linhas de alívio da pressão de esmagamento ou linhas de descarregamento (ver figura 2.7).

A tabela 2.3 apresenta algumas constantes para alguns dos tipos de gaxetas mais utilizados.

Tabela 2.3 – Constantes da gaxeta

<b>Material da Gaxeta</b>	<b><math>G_b</math> (MPa)</b>	<b>a</b>	<b><math>G_s</math> (MPa)</b>
Papelão hidráulico com fibra de amianto			
1.6 mm espessura	17,240	0,150	0,807
3.2 mm espessura	2,759	0,380	0,690
Gaxeta espirometálica em aço inox + grafite			
Sem anel interno	15,862	0,237	0,090
Com anel interno	17,448	0,241	0,028
Gaxeta dupla camisa em aço carbono + grafite			
Lisa	20,000	0,230	0,103
Corrugada	58,621	0,134	1,586

Fonte: Veiga, 1999, p.35.

Como pode ser visto pela tabela 2.3, para cada tipo de gaxeta há uma constante  $a$  que define a inclinação da reta de carregamento e uma constante  $G_b$  que é nada mais do que o valor de  $S_g$  correspondente a  $T_p = 1$  (ou  $\log T_p = 0$ ), com estes valores define-se a curva de carregamento da gaxeta. Se uma gaxeta for carregada na montagem com valor  $S_{g1}$  constante, mesmo durante a pressurização do sistema (através de uma máquina de controle de carga, por exemplo), obtem-se o aperto  $T_p = T_{p1}$  (conforme indicado na figura 2.7) com a relação entre a pressão interna  $P$  e a taxa de vazamento  $L_{rm}$  esperada. Porém, numa condição normal, após a gaxeta ser tensionada na montagem de  $S_{g1}$ , ocorre o seu descarregamento (ou perda de compressão) pela pressurização do sistema e/ou por outras forças atuantes tais como, forças/momentos externos, cargas térmicas, fluência-relaxação da gaxeta, ocasionando uma tensão menor na gaxeta e conseqüentemente um valor de  $T_p \neq T_{p1}$ . Esta tensão atuante na gaxeta se descarrega retilineamente na direção do ponto  $G_s$  através da curva de descarregamento. O ponto focal de alívio da tensão de esmagamento,  $G_s$ , é o ponto na qual todas as curvas de descarregamento, para uma determinada gaxeta, se projetam.

### 2.2.3 Tensões de projeto da gaxeta

O valor da tensão de montagem ( $S_{ya} = S_{g1}$  na figura 2.7) deverá garantir uma tensão residual na gaxeta, suficiente para manter um valor mínimo de aperto  $T_{p\text{mín}}$  em operação após a gaxeta sofrer descompressão pela pressão e outras forças atuantes. Para isto define-se um valor  $T_{pa} > T_{p\text{mín}}$  e para este aperto, o valor  $S_{ya}$  (figura 2.8).



Com os pontos  $(G_b, T_p=1)$ ,  $(S_{ya}, T_{pa})$  e  $(G_s, T_p=1)$  traça-se a curva de carregamento e descarregamento conforme apresentado na figura 2.8. Com as curvas definidas, determinam-se os seguintes pontos:

- $S_{m1}$  – A tensão de operação requerida na gaxeta para garantir o valor de  $T_{p\text{mín}}$ .
- $S_{m2}$  – A tensão atuante na gaxeta após aplicação da pressão e das forças externas.

A partir da determinação dos valores  $S_{m1}$  e  $S_{m2}$  têm-se duas possíveis situações:

**Caso 1** –  $S_{m2} \geq S_{m1}$ , neste caso a tensão de montagem  $S_{ya}$  adotada é suficiente para garantir a manutenção de uma taxa de vazamento  $L_{rm}$  abaixo da admissível definida pelo  $T_{p\text{mín}}$ .

**Caso 2** –  $S_{m2} < S_{m1}$ , neste caso a tensão de montagem  $S_{ya}$  assumida não é suficiente para manter uma taxa de vazamento abaixo da admissível definida pelo  $T_{p\text{mín}}$ . Neste caso deverá ser escolhido um novo valor de  $S_{ya}$  até que  $S_{m2} \geq S_{m1}$ . A figura 2.8 apresenta o caso em que  $S_{m2} < S_{m1}$ .

Obviamente, que o valor de  $S_{ya}$  estará diretamente relacionado com a área de parafusos requerida  $A_m$ . Quanto maior  $S_{ya}$  maior deverá ser  $A_m$ , e quanto maior for  $A_m$  maior o número de parafusos ou maior o diâmetro dos parafusos e, portanto maior o flange a ser projetado. O objetivo é otimizar a área requerida  $A_m$  para garantir que  $S_{m2} \geq S_{m1}$  e ao mesmo tempo não superdimensionar o flange. A otimização da área requerida  $A_m$  é obtida através de cálculo iterativo, até que  $S_{m2}$  seja igual a  $S_{m1}$ . Este método de cálculo é chamado de **método flexível ou iterativo**. Há também um método mais conservativo na qual basta que  $S_{m2}$  seja maior do que  $S_{m1}$ , chamado de **método conveniente**, que não envolve iteração. O método conveniente é mais rápido e de mais fácil aplicação. Segundo Bickford (1990), no momento este é o método mais recomendado pelo ASME, e por isto será o método utilizado por este trabalho.

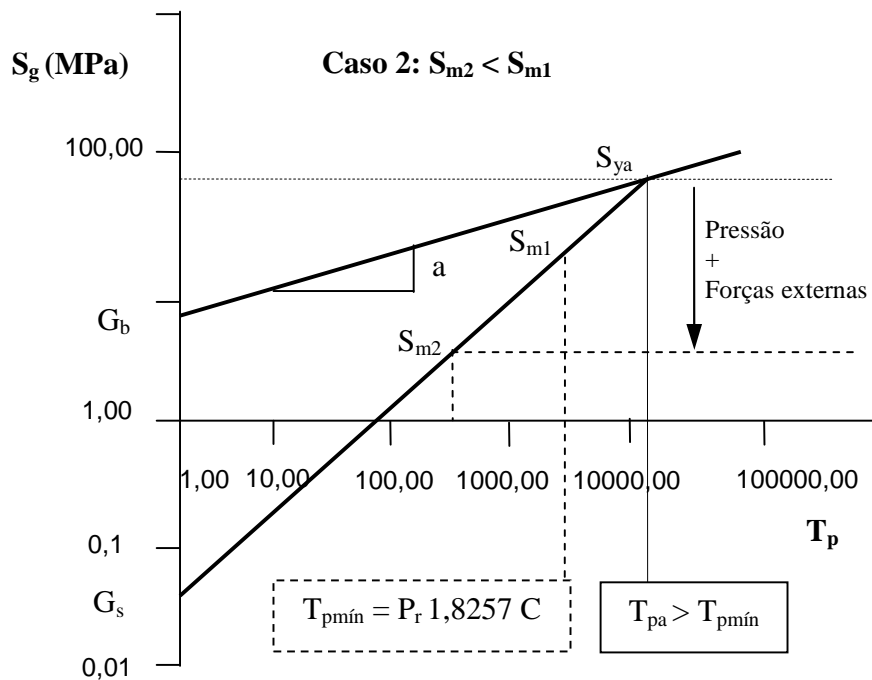


Figura 2.8 – Representação das tensões de projeto da gaxeta  $S_{ya}$ ,  $S_{m1}$  e  $S_{m2}$ .

#### 2.2.4 Considerações para determinar a seção transversal total dos parafusos $A_m$ e a força de aperto $W_{mo}$ pelo método do PVRC

O novo procedimento do PVRC para determinar a área requerida  $A_m$  e a força de aperto dos parafusos, usando como condição de projeto o parâmetro de aperto  $T_p$  é baseado nas constantes de gaxeta  $G_b$ ,  $a$  e  $G_s$  e envolve as seguintes considerações :

- O valor do parâmetro de aperto  $T_{pmín}$  determina o menor valor de tensão  $S_{m1}$  que a gaxeta deve possuir para garantir uma máxima taxa de vazamento em massa admissível  $L_{tm}$  em função de uma classe de aperto  $C$ , aplicado a uma pressão de projeto  $P$ .  $S_{m1}$  corresponde à interseção da curva de descarregamento e a linha vertical desenhada a partir de  $T_{pmín}$  no eixo das abscissas conforme apresentado na figura 2.8.
- Para garantir o  $T_{pmín}$  na pressurização do sistema, durante a montagem a gaxeta deverá ser apertada de um valor  $S_{ya} > S_{m1}$  que deverá determinado pelo parâmetro de aperto de montagem  $T_{pa} \geq 1,5 T_{pmín}$ . O fator 1,5 é um valor empírico utilizado pelo método para iniciar o processo de determinação do valor de  $T_{pa}$ . Para o método convencional se utiliza um fator  $\alpha = 1,5(S_a / S_b)$  que garantirá o valor de  $T_{pa} \geq 1,5 T_{pmín}$ .  $S_a$  e  $S_b$  são as tensões admissíveis do parafuso na temperatura de montagem e operação respectivamente.

- Durante a montagem, a tensão atuante nos parafusos deverá ser igual a  $1,5S_a$ . Portanto, a tensão de assentamento na gaxeta é  $S_{ya} = (1,5 S_a A_m) / A_g$ , onde  $A_g$  é a área de contato da gaxeta. (O valor de  $1,5S_a$  é uma recomendação do apêndice S do ASME seção VIII div. 1 que adota este valor para garantir a estanqueidade da conexão durante a execução do teste hidrostático que é realizado geralmente a 1 ½ vezes a pressão de projeto).
- A carga de aperto dos parafusos, durante a operação, corresponde a  $W_{mo} = A_m S_b$ . A tensão na gaxeta, durante a operação, é  $S_{m2} = [W_{mo} - PA_i] / A_g$ , onde  $A_i$  é a área efetiva de atuação da pressão do fluido. Se as cargas externas (forças e momentos) estão presentes,  $S_{m2} = [W_{mo} - PA_i - H_e] / A_g$ , onde  $H_e$  é a resultante do somatório das forças axiais e da conversão dos momentos fletores em forças axiais.

Diferentemente do método atual do ASME, o novo método considera como carga atuante na gaxeta, **em operação**, a diferença entre a força de aperto aplicada durante a montagem e força hidrostática devido à pressão interna (rever observação 2 do passo 7 do item 2.1). Isto será bastante relevante nos valores das tensões no flange como poderá ser visto nos resultados apresentados no capítulo 4.

- A tensão de projeto na gaxeta para garantir que  $S_{m1} \leq S_{m2}$ , na condição de operação, é  $S_{mo} = \max \{S_{m1}; S_{m2}; 2P\}$ .
- O valor da carga de aperto de projeto  $W_{mo}$  e da área requerida de parafusos  $A_m$  é determinado da seguinte forma:

$$W_{mo} = S_{mo} A_g + PA_i + H_e \quad (2.21)$$

$$A_m = W_{mo} / S_b \quad (2.22)$$

- Como ocorre uma grande variação da força exercida por cada parafuso mesmo em situações de torque controlado, o PVRC sugeriu a introdução de um fator de eficiência de aperto diretamente relacionado com o método e com a ferramenta usada na montagem. Os valores da eficiência do aperto estão apresentados na tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Eficiência do aperto

Método de Aperto	Eficiência do aperto “ $\eta$ ”
Torquímetro de impacto ou alavanca	0,5
Torque aplicado com precisão (+/- 3%)	0,85
Tensionamento direto e simultâneo	0,95
Medição direta da tensão	1,00

Fonte: Veiga, 1999, p.37, tabela 2.9

### 2.2.5 Roteiro de cálculo para o método conservativo

O processo de obtenção de  $W_{mo}$  é resumido da seguinte forma:

- (i) Defini-se as constantes da gaxeta  $G_b$ ,  $a$  e  $G_s$  (tabela 2.3)
- (ii) Defini-se a taxa de vazamento admissível através da classe de aperto e sua constante  $C$  (tabela 2.2).
- (iii) Determina-se a eficiência de montagem,  $\eta$ , de acordo com o método de aperto a ser utilizado (tabela 2.4).
- (iv) Calcula-se a área de contato da gaxeta,  $A_g$  (área total):

$$A_g = \pi (DE - N)N \quad (2.23)$$

Onde:

DE = diâmetro externo da gaxeta;

N = largura da gaxeta - Os testes do PVRC mostraram que o vazamento é uma função não clara da largura da gaxeta N, por isto todas as tensões determinadas na gaxeta são baseadas na largura total da gaxeta N, em contato com a face dos flanges.

- (v) Calcular a área efetiva de atuação da pressão do fluido,  $A_i$ :

$$A_i = (\pi/4)G^2 \quad (2.24)$$

Onde:

G = diâmetro efetivo = DE - 2b e;

b =  $0,5(b_o)^{0,5}$  ou b =  $b_o$  se  $b_o$  for menor do que 6,4 mm, conforme método atual do ASME, sendo que  $b_o = N/2$ .

- (vi) Calcular o parâmetro de aperto mínimo,  $T_{pmín}$ :

$$T_{pmín} = P_r 1,8257C$$

- (vii) Calcular o parâmetro de aperto de montagem,  $T_{pa}$ .

$$T_{pa} = 1,5(S_a / S_b)T_{pmín} \quad (2.25)$$

- (viii) Calcular a razão dos parâmetros de aperto:

$$T_r = \log (T_{pa}) / \log (T_{pmín}) \quad (2.26)$$

- (ix) Os dados de (i) a (viii) nos permitem calcular as tensões de projeto:

- (ix.1) Calcula-se a tensão de assentamento ou montagem da gaxeta  $S_{ya}$ :

$$S_{ya} = (G_b / \eta)( T_{pa})^a \quad (2.27)$$

- (ix.2) Calcula-se a tensão mínima necessária na gaxeta para garantir  $T_{pmín}$ :

$$S_{ml} = G_s (\eta S_{ya} / G_s)^{(1/T_r)} \quad (2.28)$$

(ix.3) Calcula-se a tensão na gaxeta durante a pressurização do sistema:

$$S_{m2} = [W_{mo} - PA_i - H_e]/A_g$$

Como  $W_{mo} = A_m S_b$  e  $A_m = \frac{S_{ya} A_g}{1,5S_a}$  tem-se,

$$S_{m2} = \left[ \frac{S_{ya} S_b}{1,5S_a} \right] \left[ \frac{PA_i - H_e}{A_g} \right] \quad (2.29)$$

Onde  $H_e$  é a soma das forças axiais atuantes mais a conversão dos momentos fletores atuantes em força axial. Para converter os momentos fletores em força axial utiliza-se a seguinte equação (Hwang & Stallings, 1992):  $F_{eq} = 2M / r$ , onde  $r$  é o raio médio da seção transversal do tubo e  $M$  é o resultante dos momentos fletores atuantes, desconsiderando o momento torsor.

(ix.4) Seleciona-se o valor de  $S_{mo}$ , o maior valor entre  $S_{m1}$ ,  $S_{m2}$  e  $2P$ .

(x) Calcula-se a **força mínima** necessária para aperto nos parafusos  $W_{mo}$ .  $W_{mo}$  é usado nos lugares de  $W_{amb}$  e  $W_{op}$  do método atual do ASME, descritos no item 2.1.

$$W_{mo} = S_{mo} A_g + PA_i + H_e \quad (2.30)$$

(xi) Calcula-se a área mínima resistiva dos parafusos:

$$A_m = W_{mo} / S_b \quad (2.31)$$

(xii) Número dos parafusos  $N_b$ :

$$N_b \geq A_m / A_b \quad (2.32)$$

Onde  $A_b$  é a área total dos parafusos obtidos a partir da seção transversal de parafusos comerciais.

O método apresentado determina a força de aperto mínima para assegurar a vedação desejada, e conforme os estudos do PVRC quanto maior o aperto maior a estanqueidade, portanto, conhecendo-se o aperto máximo admissível pode-se tirar proveito da possibilidade de uma maior estanqueidade.

### 2.2.6 Aperto máximo admissível

O limite máximo de aperto deve estar logicamente limitado à resistência dos parafusos, ao esmagamento máximo admissível da gaxeta e ao limite de resistência do flange. Utilizando apenas os limites de resistência do parafuso e da gaxeta podemos calcular a força máxima de aperto disponível através do seguinte procedimento:

- (xiii) Calcula-se a força máxima disponível para o esmagamento,  $W_{disp}$ :

$$W_{disp} = A_b S_a \quad (2.33)$$

Onde  $A_b$  é área de seção total resistente dos parafusos.

- (xiv) Calcula-se a força máxima admissível para não colapsar a gaxeta:

$$W_{ym} = S_{ym} A_g \quad (2.34)$$

Sendo que  $S_{ym}$  é a tensão de esmagamento máxima fornecida pelo fabricante da gaxeta.

- (xv) Defini-se o valor da força máxima,  $W_{m\acute{a}x}$ :

$$W_{m\acute{a}x} = \min \{ W_{ym} ; W_{disp} \} \quad (2.35)$$

Com o valor da força máxima disponível de aperto,  $W_{m\acute{a}x}$ , e a mínima necessária de aperto,  $W_{mo}$ , pode-se efetuar a seguinte avaliação:

$$W_{m\acute{a}x} < W_{mo}$$

- Se o valor de  $W_{m\acute{a}x}$  for menor do que  $W_{mo}$ , a combinação gaxeta e parafusos não é adequada para a aplicação, pois não há força de aperto suficientemente disponível para garantir o valor mínimo necessário ( $W_{mo}$ ) durante a montagem, e conseqüentemente a taxa de vazamento esperada.

$$W_{m\acute{a}x} > W_{mo}$$

- Se o valor de  $W_{m\acute{a}x}$  for maior que a  $W_{mo}$ , a combinação gaxeta e parafusos é satisfatória, ou seja, existe força de aperto suficiente para garantir o valor mínimo necessário ( $W_{mo}$ ) durante a montagem.

O valor de  $W_{m\acute{a}x}$  foi obtido a partir dos limites admissíveis tanto dos parafusos quanto da gaxeta, para a maioria dos casos isto é bem aplicável. Contudo, existem casos em que o valor de  $W_{m\acute{a}x}$  será obtido a partir dos limites admissíveis do flange, como por exemplo, sistemas em alta temperatura na qual a tensão admissível do flange decai muito. No capítulo 4 são analisados alguns casos em que esta situação ficou bem caracterizada, com flanges padronizados

ultrapassando seus limites admissíveis de resistência em condições de pressão e temperatura abaixo do limite máximo da sua classe de pressão.

### 2.2.7 Comentários sobre as tensões no flange

As tensões no flange pelo método do PVRC são obtidas da mesma forma que o atual método do ASME, a diferença entre os dois métodos está na obtenção da força requerida de aperto dos parafusos para a determinação do momento total  $M_o$ . O método atualmente proposto pelo ASME possui duas forças de projeto,  $W_{op} = W_{m1}$ , para a condição de operação e  $W_{amb}$  para a condição de montagem. O novo método proposto pelo PVRC considera uma única força de projeto nos parafusos,  $W_{mo}$ . Isto impactará principalmente nos resultados das tensões na condição de operação, na qual, os valores dos momentos atuantes no conceito do PVRC sempre estarão bem acima dos valores utilizados pelo método do ASME, já que  $W_{mo}$  é maior do que  $W_{m1}$ . No método do PVRC,  $W_{mo}$  é igual ao somatório de  $S_{mo} A_g + PA_i + H_e$ , onde  $S_{mo} A_g$  é a parte devido ao assentamento da gaxeta que equivaleria ao  $W_{m2}$ . O termo  $PA_i + H_e$  é a parte da força necessária para manter a gaxeta apertada em operação que equivaleria ao  $W_{m1}$ , ou seja,  $W_{mo}$  representa a soma dos valores de  $W_{m1}$  e  $W_{m2}$  do método atual. Portanto, em qualquer condição operacional  $W_{mo}$  supera  $W_{m1}$  e, conseqüentemente as tensões encontradas pelo método do PVRC sempre estarão acima das tensões encontradas pelo método atualmente proposto pelo ASME.

Devido a este fato, os flanges que atualmente estão aprovados pelo método do ASME, poderão estar subdimensionados com a aplicação do novo método do PVRC.

### 2.3 Modelo do EN 1591

O modelo do EN1591 surgiu do trabalho dos últimos anos do EPERC (European Pressure Equipment Research Council) para melhorar as bases do conhecimento da resistência e da estanqueidade das conexões flangeadas. Unindo o método das tradicionais normas Alemãs DIN e AD-Merkblatt com novos testes e ensaios de vedação, na busca por taxa de vazamento ou classes de aperto associadas à tensão na junta, assim como no modelo do PVRC, o EN 1591 satisfaz tanto ao critério de estanqueidade quanto ao critério de resistência.

Os parâmetros levados em consideração incluem não somente os fatores básicos como:

- a) Pressão do fluido;
- b) Valores de resistência dos flanges, dos parafusos e da gaxeta;
- c) Constante de compressão da gaxeta;
- d) Carga de aperto dos parafusos;

mas também:

- e) Perda de aperto dos parafusos devido à seqüência de aperto durante a montagem (interação elástica);
- f) Mudanças na força de esmagamento da gaxeta devido à deformação de todos os componentes da gaxeta;
- g) Influência do casco ou tubo conectado;
- h) Efeito das forças axiais e momentos fletores externos;
- i) Efeito da diferença de temperatura entre os parafusos, a gaxeta e os flanges;
- j) Variação do módulo de elasticidade da gaxeta em função da tensão de compressão;
- k) Efeito da relaxação-fluência (creep) na gaxeta.

#### 2.3.1 Constantes da Gaxeta

Segundo a proposta do modelo do EN1591, tanto no estágio da montagem como durante a operação, a tensão atuante na gaxeta deve estar dentro de certos limites: a tensão na gaxeta deve ser maior do que a tensão mínima necessária de aperto  $Q_{\min}$ , para satisfazer o critério da estanqueidade, e deve ser menor do que a tensão máxima admissível na gaxeta  $Q_{\max}$ , para satisfazer o critério de resistência.

Além do par  $(Q_{\min}, Q_{\max})$ , outros três fatores são considerados para o projeto da força de aperto da gaxeta: (1) o módulo de compressão, (2) o fator de relaxação-fluência, e (3) o coeficiente de expansão térmica. Na tabela 2.5 estão resumidos os fatores de gaxeta, sua aplicação no modelo e os testes de laboratório utilizados para a sua determinação.



Tabela 2.5: Características da gaxeta e o objetivo dos fatores de gaxeta

	Característica da gaxeta	Objetivo do fator	Teste	Fator
Montagem	Tensão mínima necessária	Garantir o assentamento da gaxeta	Teste de vazamento	$Q_{\text{mín}}$
	Tensão máxima admissível	Evitar o excesso de deformação ou destruição da gaxeta	Teste de compressão	$Q_{\text{máx}}$
Sistema Pressurizado	Tensão mínima necessária	Garantir o assentamento da gaxeta	Teste de vazamento	$Q_{\text{Imín}}$
	Tensão máxima admissível	Evitar o excesso de deformação ou destruição da gaxeta	Teste de compressão	$Q_{\text{Imáx}}$
	Variação do módulo de compressão $E_0$ em função da tensão inicial $Q_0$	Calcular a variação do valor do módulo de compressão na gaxeta após a variação da pressão no sistema (entre a montagem e operação ou entre a montagem e o teste, etc)	Teste de compressão	$E_G$
	Perda de aperto pelo efeito da relaxação-fluência (creep)	Compensar as mudanças da carga de aperto na gaxeta devido ao efeito da relaxação-fluência	Teste de relaxação	$g_c$
	Coefficiente de expansão térmica	Calcular a variação da força de aperto devido à diferença de dilatação térmica entre os elementos da conexão	Teste de expansão	$\alpha_G$

### (1) Módulo de compressão da gaxeta

O comportamento de deformação da gaxeta, dos flanges e dos parafusos é considerado linear e caracterizado pelos seus respectivos módulos de compressão e elasticidade. Diferentemente dos flanges e dos parafusos, com a gaxeta ocorre uma mudança no valor do módulo de compressão  $E_G$  em função da intensidade da força de aperto  $Q_0$ , ao qual ela foi sujeita previamente na montagem, ou seja, o valor do módulo de compressão da gaxeta depende da tensão de compressão inicial.

No modelo do EN 1591 é considerado que  $E_G$  varia linearmente com a tensão de compressão inicial  $Q_0$ .

$$E_G = E_0 + K_1 Q_0 \quad (2.36)$$

Onde:

$E_0$  é o valor inicial de  $E_G$ ;

$K_1$  é o coeficiente adimensional que determina a taxa de mudança de  $E_G$  com a tensão.

O EN1591 tabela os valores de  $E_0$  e  $K_1$  obtidos em testes de compressão para os vários tipos de gaxetas não-metálicas e metálicas comumente utilizadas na indústria.

## (2) Fator de relaxação-fluência

Além da variação do valor do módulo de compressão em função da tensão inicial aplicada, o modelo do EN1591 também leva em consideração o fenômeno da relaxação-fluência que deforma a gaxeta reduzindo a sua carga de compressão. Para compensar este efeito de perda de aperto e garantir a estanqueidade, o módulo de compressão  $E_G$  é corrigido pelo fator  $g_c$ . O fator  $g_c$  é um fator empírico obtido em testes de relaxação-fluência e representa uma relação entre a tensão inicial aplicada  $Q_0$  e a tensão remanescente na gaxeta  $Q_{rem}$ . A figura 2.9 apresenta o efeito da fluência na perda de aperto da gaxeta e a compensação do fator  $g_c$  no valor do módulo de compressão da gaxeta para minimizar este efeito.

## (3) Coeficiente de dilatação térmica

O coeficiente de dilatação térmica da gaxeta é utilizado para calcular a variação da força de aperto devido à diferença de dilatação entre os componentes da conexão (flanges, parafusos e gaxeta). Esta diferença de dilatação é compensada somando-se à força de aperto o valor da força de dilatação equivalente devido à diferença de elongação entre as partes.

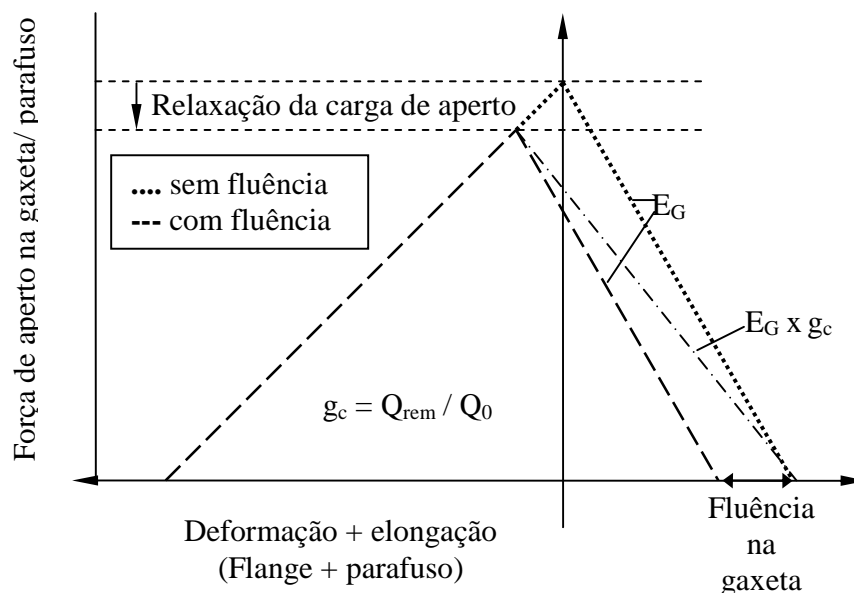


Figura 2.9 – Comportamento da Gaxeta sob o efeito da relaxação-fluência

Fonte: Hans & Roos, 1998, p.5, figura 4.

### 2.3.2 Procedimento de Cálculo do EN1591

O procedimento de cálculo do EN1591 envolve as seguintes etapas e considerações:

#### I) Determinação da força mínima necessária para o assentamento da gaxeta

Assim como nos modelos anteriores (ASME e PVRC), neste modelo se determina a força mínima necessária para assentar a gaxeta multiplicando a área de contato  $A_{Ge}$  da gaxeta pela tensão mínima de assentamento  $Q_{mín}$  que exerce a mesma função do fator  $y$  do ASME.  $Q_{mín}$  é um fator tabelado obtido em testes de vedação para cada tipo de gaxeta, conforme mostrado anteriormente pela tabela 2.5.

Diferentemente do modelo atual do ASME e do PVRC, a área efetiva de contato da gaxeta  $A_{Ge}$  é determinada iterativamente em função da força de assentamento  $F_G$ , ou seja, a área esmagada depende não somente da geometria da gaxeta mas também da intensidade da força de aperto e do efeito de rotação do flange provocado por esta força. Por se tratar de um cálculo iterativo é escolhido um valor inicial de  $F_G$  igual a  $1/3$  da força disponível nos parafusos, isto é,  $F_G = A_b f_{B0}/3$ , onde  $A_b$  é área de parafusos disponíveis e  $f_{B0}$  é a tensão admissível na temperatura ambiente do parafuso.

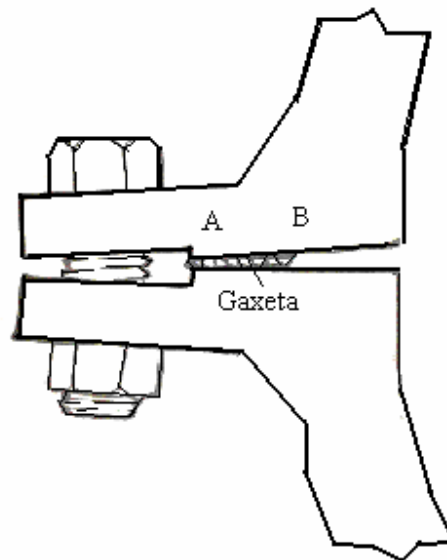


Figura 2.10 – Rotação do flange

Fonte: Bickford, 1998.

A rotação pode ocorrer quando flanges com face com ressalto são utilizados. A parte interna (B) da gaxeta pode ser parcialmente descarregada por este processo. A expansão térmica e/ou a pressão interna também podem causar a rotação do flange.

A força mínima para assentamento é então determinada por:

$$F_{G0\text{mín}} = A_{Ge}Q_{\text{mín}} \quad (2.37)$$

## II) Determinação da força mínima na gaxeta, em operação, para garantir a estanqueidade

Assim como no PVRC, o EN1591 utiliza uma taxa mínima de vazamento esperada como parâmetro de projeto para determinação da força de aperto. Através de testes de vazamento, uma relação entre  $Q_I/P$ , sendo  $Q_I$  a tensão de compressão da gaxeta e  $P$  a pressão interna aplicada, é determinada para uma requerida taxa de vazamento de nitrogênio. Esta relação  $Q_I/P$  determina uma constante de proporcionalidade  $\beta$  tal que para uma pressão interna  $P$  aplicada, a tensão residual de compressão deverá ser  $Q_I = \beta P$  para garantir a taxa requerida de vazamento em operação.

A tabela 2.6 apresenta alguns valores de  $Q_I/P$  tabelados pelo EN1591. Todos estes valores se referem a uma taxa de vazamento de nitrogênio de 1ml/min em uma pressão de  $P = 3,92$  MPa, com uma gaxeta de diâmetro externo  $d_{G0} = 90$  mm, e diâmetro interno  $d_{Gi} = 50$  mm. Esta taxa de vazamento representa 0,000185 mg/seg-mm, o que equivaleria uma classe intermediária entre a classe Padrão (0,002 mg/seg-mm) e a classe Apertada (0,00002 mg/seg-mm) do modelo do PVRC (ver tabela 2.2).

Tabela 2.6 – Comparação entre o fator  $m$  do ASME e os valores de  $Q_I/P$  do EN1591

Tipo de Gaxeta	$Q_I/P$	Fator $m$ do ASME
Espirometálica com enchimento de grafite e anel externo	1,6	3,0
Anel sólido de aço carbono (RTJ)	2,0	5,50

Fontes: European Standard EN 1591-2, 2001, p. 6 e 8.

ASME sec.VIII div. I appendix 2, 1998, tabela 2-5.1.

Comentário: O EN 1591 não faz nenhuma menção sobre como relacionar os valores de  $Q_I/P$ , obtidos nas condições de laboratório com outras condições distintas de pressão, de taxa de vazamento e de dimensão da gaxeta aplicada. Assim, a relação de  $Q_I/P$  termina por desempenhar um papel similar ao fator  $m$  do método do ASME, ou seja, um valor único para cada tipo de gaxeta que determina quantas vezes a tensão residual na gaxeta deve ser maior do que a pressão interna aplicada. Um outro modo de obter valores de  $Q_I$  específicos para cada tipo de condição atuante é utilizar a relação entre  $Q_I$  e as constantes ( $G_s$ ,  $a$ ,  $G_b$ ) do PVRC conforme as equações desenvolvidas por Kockelmann, Roos e Bartonicek, 1998 e reescritas a seguir:

$$Q_{\text{mín}} = G_b(T_{\text{pmín}})^a \quad (2.38)$$

$$Q_{I\text{mín}} = G_s T_{\text{pmín}}^{(a \log(Q_0/G_s)) / (\log(Q_0/G_b))} \quad (2.39)$$

Contudo, para o presente trabalho serão utilizados os dados integralmente fornecidos pelo EN 1591, de forma a não interferir nos resultados de comparação dos métodos.

Para determinar a força mínima requerida ou residual na gaxeta, em operação, que garantirá a taxa de vazamento esperada, o EN1591 utiliza a seguinte expressão:

$$F_{GI\text{mín}} = \max \{ A_{Ge} Q_I ; F_Q + F_R \} \quad (2.40)$$

Onde:

$A_{Ge}$  (Área efetiva de contato da gaxeta) é igual a  $\pi d_{Ge} b_{Ge}$  [ $\text{mm}^2$ ];

$d_{Ge}$  é o diâmetro efetivo da gaxeta, onde as forças resultantes na gaxeta se localizam [mm];

$b_{Ge}$  é a largura efetiva esmagada da gaxeta obtida iterativamente em função da força  $F_G$  aplicada [mm];

$Q_I$  é a tensão de compressão mínima requerida na gaxeta em operação [MPa];

$F_Q$  (Força Hidrostática) é igual a  $(\pi/4)d_{Ge}^2 P$  [N];

$F_R$  (Força axial equivalente externa) é igual à  $F_A \pm (4/d_{3e}) M_A$  [N];

$F_A$  é a força axial externa [N];

$M_A$  é o momento fletor externo convertido em uma força axial equivalente [N.mm];

$d_{3e}$  é o diâmetro efetivo de aplicação da força de aperto dos parafusos [mm].

A figura 2.11 apresenta as principais cargas (forças e momentos) e características geométricas consideradas pelo EN 1591.

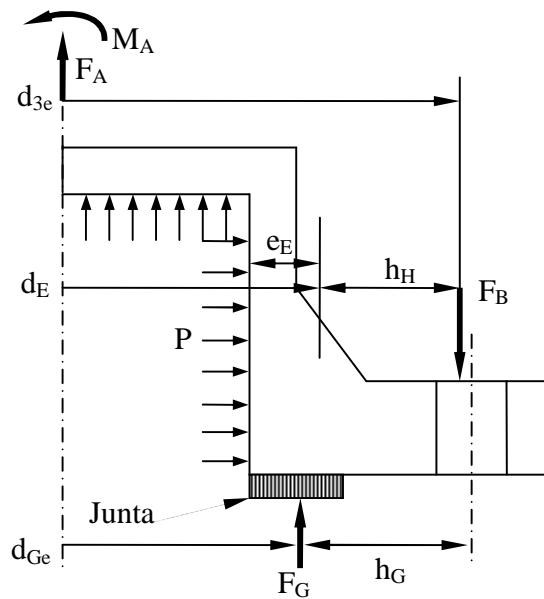


Figura 2.11 - Forças e braços de carga

Fonte: European Standard EN 1591 - 1, figura 1, p.13.

### III) Determinação da força requerida de aperto dos parafusos

Para garantir que a força atuante na gaxeta nunca fique abaixo do valor de  $F_{G\text{mín}}$  em operação, dado pela equação 2.40, a força de aperto da gaxeta é definida pelo EN1591 como sendo no mínimo o seguinte:

$$F_{G\Delta} = F_{G\text{mín}} + F_Q + F_R + F_U \quad (2.41)$$

Observa-se que além da força mínima residual  $F_{G\text{mín}}$ , da força hidrostática  $F_Q$  e da força axial equivalente externa  $F_R$ , já mencionadas, o EN1591 leva em consideração uma outra força  $F_U$  gerada pela dilatação diferencial entre as partes da conexão (flanges, gaxeta e parafusos). O valor da força  $F_U$  é obtido através do produto da diferença de dilatação  $\Delta U$  entre as partes (flanges, gaxeta e parafusos) e o inverso do módulo de flexibilidade axial do conjunto descrito pela equação 2.44 abaixo.

$$F_U = \frac{\Delta U}{Y_{GO}} \quad (2.42)$$

Sendo que a dilatação diferencial é determinada por:

$$\Delta U = L_B \alpha_B (T_B - T_0) - 2e_F \alpha_F (T_F - T_0) - e_G \alpha_G (T_G - T_0) \quad (2.43)$$

Onde:

$\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G$  são os coeficientes de dilatação linear das partes [1 / °C];

$L_B, e_F, e_G$  são os comprimentos axiais das partes [mm];

$T_B, T_F, T_G$  são as temperaturas em operação [°C];

$T_0$  é a temperatura inicial de montagem [°C].

O módulo de flexibilidade axial do conjunto é obtido por:

$$Y_{G0} = \frac{2Z_F h_G^2}{E_F} + \frac{X_B}{E_B} + \frac{X_G}{E_G g_c} \quad (2.44)$$

Onde:

$Z_F$  é o módulo de flexibilidade rotacional do flange [1/mm<sup>3</sup>];

$X_B, X_G$  são os módulos de flexibilidade axial dos parafusos e da gaxeta [1/mm];

$E_F, E_B, E_G$  são as constantes elásticas das partes [MPa];

$g_c$  é o fator de relaxação-fluência;

$h_G$  é o braço de alavanca da força  $F_G$  com relação ao centro do parafuso (figura 2.11), [mm].

O módulo de flexibilidade rotacional<sup>6</sup> do flange  $Z_F$  é obtido a partir do desenvolvimento do inverso da rigidez torcional de um anel circular de diâmetro externo  $d_F$ :

$$Z_F = \frac{3d_F}{\pi b_F e_F^3} \quad (2.45)$$

O módulo de flexibilidade axial do parafuso e da gaxeta ( $X_B, X_G$ ) são obtidos a partir do inverso da rigidez axial de uma barra:

$$X_B = \frac{4L_B}{\pi d_B^2 n_B} \quad (2.46)$$

$$X_G = \frac{e_G}{A_{Gt}} \quad (2.47)$$

Onde:

$n_B$  é igual ao número de parafusos;

$L_B$  é o comprimento do parafuso [mm];

$d_B$  é o diâmetro da seção transversal do parafuso [mm];

<sup>6</sup>As equações, aqui apresentadas, são sem os fatores de correção utilizados pelo EN1591. Para a verificação do seu desenvolvimento completo ver EN1591 parte 1.

$A_{Gt}$  é a área teórica da gaxeta, calculada pela largura e pelo diâmetro obtidos a partir do dimensional da gaxeta aplicada.  $A_{Gt} \neq A_{Ge}$ , definida anteriormente pela equação 2.40, [mm<sup>2</sup>].

A figura 2.12 apresenta a formulação básica da rigidez torcional do anel e axial da barra.

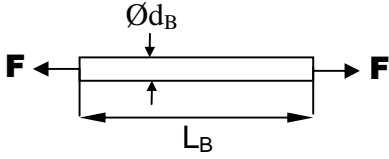
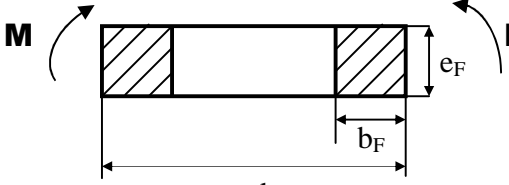
<p><b>BARRA</b></p>  <p>F – força axial</p>	$A = d_B^2 \pi / 4$ $K = E A / L_B$ $X = K^{-1} = (L_B / A) E$	<p>Área da seção transversal</p> <p>Rigidez axial</p> <p>Flexibilidade axial</p>
<p><b>ANEL</b></p>  <p>M – momento torsor</p>	$I = (\pi/3) b_F e_F^3$ $K = E I / d_F$ $Z = K^{-1} = (d_F / I) E$	<p>Momento de inércia seção</p> <p>Rigidez torcional</p> <p>Flexibilidade rotacional</p>

Figura 2.12 – Flexibilidade rotacional (Z) e axial (X) do anel e da barra

Observa-se que os valores dos módulos de flexibilidade axial ( $X_B$  e  $X_G$ ) e torcional ( $Z_F$ ) dos flanges, parafusos e gaxeta são os valores da flexibilidade axial (X) e torcional (Z) da barra e do anel sem o valor do módulo de elasticidade (E).

Após determinação das forças mínimas necessárias para atender as condições de operação e assentamento, a força requerida de aperto da gaxeta é definida pela seguinte expressão:

$$F_{G0req} = \max \{ F_{G0mín}; F_{G\Delta} \} \quad (2.48)$$

Fazendo um paralelo com o método do ASME,  $F_{G0mín}$  seria a força  $W_{m2}$  (equação 2.1), ou seja, o valor da força mínima de aperto necessária para *assentar a gaxeta* e  $F_{G\Delta}$  seria  $W_{m1}$  (equação 2.2), ou seja, a menor força de aperto necessária para manter o sistema selado durante a operação do sistema.

O EN1591 leva ainda em consideração os esforços externos ( $F_{R0}$ ) durante a *montagem*, portanto a força requerida final para aperto dos parafusos é determinada por:

$$F_{B0req} = F_{G0req} + F_{R0} \quad (2.49)$$



#### IV) Determinação da força máxima atuante na gaxeta e nos parafusos na montagem

Durante a montagem existe um grau de imprecisão resultante do procedimento de aperto aplicado, das ferramentas utilizadas e de fenômenos como a interação elástica. A interação elástica representa uma variação do valor de aperto dos parafusos pelo próprio processo de aperto, ao se apertar um dos parafusos provoca-se uma perda de aperto nos parafusos vizinhos. Uma das maneiras de reduzir esta variação é através de procedimentos específicos de aperto, tais como, executar sequenciamento de aperto cruzado, apertar vários parafusos ao mesmo tempo com uma determinada carga ou utilizar valores de carga diferentes para cada parafuso. Estes são meios que reduzem, mas não eliminam totalmente a interação elástica.

A figura 2.13 apresenta a diferença de alongação nos parafusos de um flange de 16 furos, devido à perda de aperto pela interação elástica. A diferença entre as linhas mostra a perda de aperto da carga inicial dos parafusos.

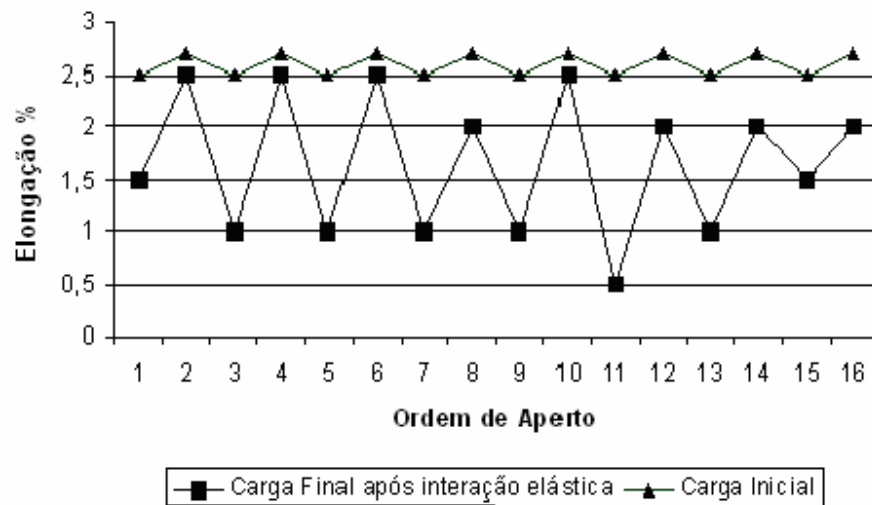


Figura 2.13 – Interação Elástica

Fonte: Bickford, 1995, p.202.

O EN 1591 define valores de dispersão  $\epsilon_+$  e  $\epsilon_-$  para vários tipos de métodos de aperto tais como aperto manual, aperto com torquímetro, aperto com tensionadores hidráulicos, etc. Assim, pode-se determinar uma faixa de valores de aperto efetivo nos parafusos:

$$F_{B0\min} \leq F_{B0\text{nom}} \leq F_{B0\max} \quad (2.50)$$

Onde:

$$F_{B0\min} = F_{B0\text{nom}}(1 - \epsilon_-) \quad (2.51)$$

$$F_{B0\max} = F_{B0\text{nom}}(1 + \epsilon_+) \quad (2.52)$$

Como após a conclusão da montagem, nenhum parafuso poderá ter uma força de aperto menor do que  $F_{B0\text{req}}$  (equação 2.49) deve-se satisfazer:

$$F_{B0\min} \geq F_{B0\text{req}} \quad (2.53)$$

O valor de  $F_{B0\text{nom}}$  (equações 2.51 e 2.52) deve ser determinado das seguintes formas:

(i) Para métodos com controle do valor de carga:

$$F_{B0\text{nom}} \geq F_{B0\text{req}} / (1 - \epsilon_-) \text{ onde } \epsilon_- = 0,05 \quad (2.54)$$

(ii) Para aperto manual:

O EN1591 estima um valor médio de força  $F_{B0\text{médio}}$  que equivale ao valor de  $F_{B0\text{nom}}$ . Este valor de  $F_{B0\text{médio}}$  é determinado por:

$$F_{B0\text{méd}} = \frac{A_b 1000}{d_{B0}^2} \quad (2.55)$$

Onde:

$A_b$  é área total da seção transversal dos parafusos [ $\text{mm}^2$ ];

$d_{B0}$  é o diâmetro nominal [mm].

Ainda para a condição de aperto manual a seguinte sentença deve ser atendida:

$$F_{B0\text{nom}} = F_{B0\text{médio}} \geq F_{B0\text{req}} / (1 - \epsilon_-) \text{ onde } \epsilon_- = 0,5 \quad (2.56)$$

Para efeito de cálculo e realização deste trabalho está sendo considerado o controle do valor da carga com aplicação do torquímetro e, portanto, o valor de força nominal  $F_{B0\text{nom}}$  será determinado pela equação 2.54 com  $\epsilon_- = 0,05$ .

Para determinação da máxima força de aperto esperada deve-se estabelecer inicialmente a força de aperto nominal  $F_{B0nom}$ .

$$F_{B0nom} = F_{B0req} / 0,95 \quad (2.57)$$

Com o valor de  $F_{B0nom}$  obtido pela equação (2.57), a equação (2.52) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$F_{B0máx} = (F_{B0req}/0,95)(1,05) = 1,105F_{B0req} \quad (2.58)$$

Finalmente, utilizando a equação (2.49) pode-se encontrar o valor da força máxima atuante na gaxeta:

$$F_{G0máx} = F_{B0máx} - F_{R0} = 1,105F_{B0req} - F_{R0} \quad (2.59)$$

#### V) Determinação das forças nas condições operacionais

Para prevenir contra o vazamento da conexão, a força atuante ou residual na gaxeta em todas as condições operacionais deverá ser a mínima requerida  $F_{GImin}$  definida pela equação 2.40. Esta força corresponde a uma força de aperto da gaxeta em montagem igual à  $F_{G\Delta}$  definida pela equação 2.41. A admissibilidade das cargas atuantes na conexão é uma função indiretamente proporcional a estas forças (ver equações 2.48 e 2.49).

Na prática uma carga de aperto do parafuso  $F_{B0} > F_{G\Delta} + F_{R0}$  é aplicada, e deformações plásticas podem ocorrer em condições de carga subsequentes, mas a deformação plástica global é prevenida pelo critério da admissibilidade de cargas. Contudo, no caso de freqüentes remontagens (na qual cada uma delas pode gerar uma nova carga de aperto de  $F_{G\Delta} + F_{R0}$ ) é importante evitar acúmulo de deformação plástica que pode ocorrer nas partidas após cada remontagem. O método do EN1591 verifica a admissibilidade de carga para estes casos estimando valores de força de aperto de montagem  $F_{G0d}$  maiores do que  $F_{G\Delta}$  em função do número de remontagens ou re-apertos  $N_R$ , determinadas pela seguinte expressão:

$$F_{G0d} = \max \{ F_{G\Delta}; (2/3) (1 - 10/N_R) F_{B0máx} - F_{R0} \} \quad (2.60)$$

A partir deste valor  $F_{G0d}$  determinam-se as forças atuantes, em operação, na gaxeta  $F_{GI}$  e nos parafusos  $F_{BI}$  para verificação da admissibilidade de carga:

$$F_{GI} = F_{G0d} - \{ F_Q + F_R + F_U \} \quad (2.61)$$

$$F_{BI} = F_{GI} + \{F_Q + F_R + F_U\} \quad (2.62)$$

Quando a distorção progressiva não controla o projeto, isto é, quando  $F_{G0d} = F_{G\Delta}$  na equação 2.60, as forças  $F_{GI}$  e  $F_{BI}$  definidas pelas equações 2.61 e 2.62 se apresentam da seguinte forma:

$$F_{GI} = F_{GI\text{mín}} \quad (2.63)$$

$$F_{BI} = F_{GI\text{mín}} + \{F_Q + F_R + F_U\} \quad (2.64)$$

Observa-se pelas expressões 2.64 e 2.49 que  $F_{BI} \approx F_{B0\text{req}}$ , então para a condição acima descrita a admissibilidade de carga é verificada em função das forças mínimas requeridas  $F_{GI\text{mín}}$  e  $F_{B0\text{req}}$ , de forma contrária a condição de montagem que é verificada em função das máximas forças possíveis  $F_{B0\text{máx}}$  e  $F_{G0\text{máx}}$ .

As expressões 2.63 e 2.64 foram utilizadas para a realização dos cálculos das simulações deste trabalho.

## VI) Iteratividade do processo de cálculo

Por se tratar de um processo iterativo devido a necessidade de determinar a área efetiva da gaxeta  $A_{Ge}$  em função da força de aperto, conforme visto na seção I), o EN1591 recomenda um valor inicial de  $F_{G0}$  em função da área disponível de parafusos  $A_b$  e de 1/3 da tensão admissível a temperatura ambiente. A figura 2.14 apresenta o processo de cálculo no formato de diagrama para obtenção das forças de aperto dos parafusos ( $F_B$ ) e da gaxeta ( $F_G$ ).

### 2.3.3 Verificação da admissibilidade de carga nos parafusos, gaxeta e flanges

Com os valores de  $F_{B0\text{max}}$ ,  $F_{BI}$ ,  $F_{G0\text{máx}}$  e  $F_{GI}$  podem-se avaliar os limites admissíveis de resistência dos parafusos, da gaxeta e dos flanges na condição de montagem e operação.

A gaxeta é verificada em função das forças de compressão  $F_{G0\text{máx}}$  e  $F_{GI}$  limitadas pelas tensões máximas de esmagamento admissível  $Q_{\text{máx}}$  e  $Q_{I\text{máx}}$  (ver tabela 2.5).

$$F_{G0\text{máx}} / (A_{Gt} Q_{\text{máx}}) \leq 1 \quad (2.65)$$

$$F_{GI} / (A_{Gt} Q_{I\text{máx}}) \leq 1 \quad (2.66)$$

O parafuso é verificado em função da tração e do momento torsor provocados pelo processo de torqueamento. A tensão atuante ( $S$ ) é determinada pela seguinte expressão<sup>7</sup>:

$$(S)^2 = \left[ \frac{F_B}{A_b} \right]^2 + 3 \left[ \frac{4}{3} M_{t,b} \frac{1}{I_B} \right]^2 \quad (2.67)$$

Onde:

$A_b = (\pi d_{B0}^2 N_B) / 4$  é a soma da área resistente da seção transversal de todos os parafusos [ $\text{mm}^2$ ];

$F_B$  é o somatório das forças de aperto dos parafusos [N];

$I_B = (\pi d_{B0}^3) / 12$  é o módulo de torção plástica [ $\text{mm}^3$ ];

$M_{t,B} = (0,55 \mu d_{B0} F_B) / N_B$  é o momento torsor devido ao torque aplicado [N.mm];

$\mu$  é o fator de atrito, considerado igual a 0,2 para a lubrificação padrão;

$N_B$  é igual ao número de parafusos;

$d_{B0}$  é o diâmetro nominal do parafuso [mm];

A expressão 2.67 com  $\mu = 0,2$  para a condição de lubrificação padrão (parafusos limpos e engraxados) pode ser desenvolvida e reescrita da seguinte forma:

$$(S)^2 = \left[ \frac{F_B}{A_b} \right]^2 + 3 \left[ \frac{4}{3} \frac{12 F_B d_{B0} 0,11}{\pi N_B d_{B0}^3} \right]^2$$

$$(S)^2 = \left[ \frac{F_B}{A_b} \right]^2 + 0,58 \left[ \frac{F_B}{A_b} \right]^2$$

$$S = 1,256 \left[ \frac{F_B}{A_b} \right] \quad (2.68)$$

Para a condição de montagem na qual  $S \leq S_a$  pode-se determinar a força máxima admissível de aperto através da seguinte expressão:

$$F_B = 0,795 (S_a A_b) \quad (2.69)$$

Da mesma forma, para a condição de operação na qual  $S \leq S_b$  pode-se determinar a força máxima admissível atuante no parafuso através da seguinte expressão:

$$F_B = 0,795 (S_b A_b) \quad (2.70)$$

<sup>7</sup>A equação 2.67 foi descrita na integra conforme equação (71) do EN1591 considerando o critério de limite elástico.

Similarmente ao ASME, os flanges são verificados em função das tensões provocadas pelos momentos fletores resultantes do produto das forças atuantes ( $F_{B0\max}$ ,  $F_{BI}$ ,  $F_{G0\max}$ ,  $F_{GI}$ ,  $F_Q$  e  $F_R$ ) pelos respectivos braços de alavanca ( $h_G$ ,  ${}^8h_P$  e  $h_H$ ). Somente as tensões tangenciais (circunferenciais) no anel são tratadas, as tensões radiais no anel e longitudinais (axiais) no cubo são negligenciadas. Esta suposição é sustentada pela premissa de que a relação entre a largura  $b_F$  do anel e a espessura  $e_F$  do flange (ver figura 2.12) está entre:

$$0,2 \leq b_F / e_F \leq 5,0 \quad (2.71)$$

As tensões circunferenciais ou tangenciais tratadas são tensões de flexão e possuem o seguinte limite admissível pelo EN1591:

$$\sigma_t \leq S_f \quad (2.72)$$

Onde  $S_f$  é a tensão admissível do material do flange na temperatura considerada.

---

<sup>8</sup> $h_P$  é um fator de correção do braço  $h_H$  para determinação do braço de carregamento da força  $F_Q$ .

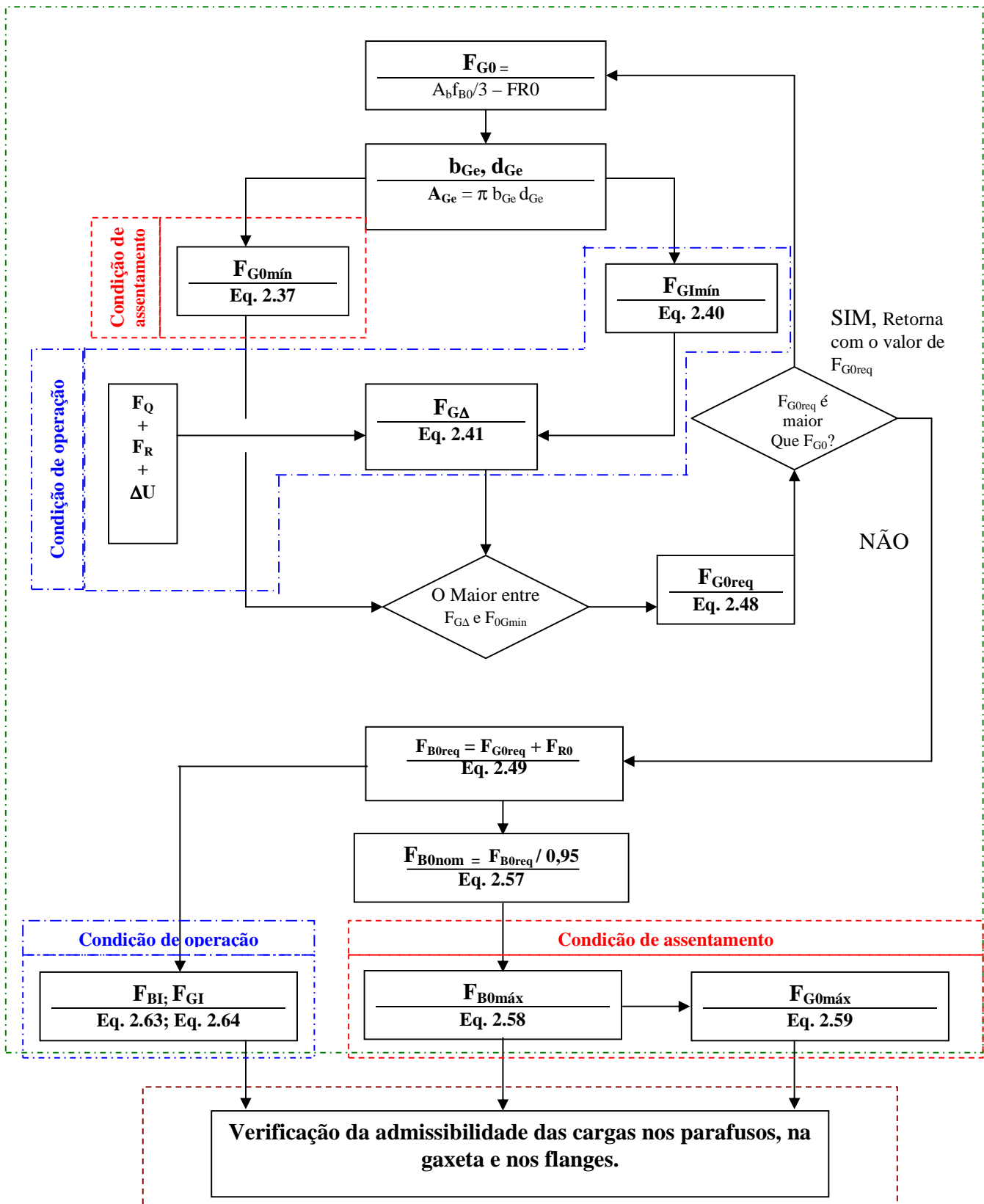


Figura 2.14 – Diagrama da seqüência de cálculo

## 2.4 Projeto através da análise de tensões

Em geral, o estado de tensões em um ponto material é caracterizado por seis componentes independentes de tensão. Utilizando um sistema ortogonal de coordenadas, três destas tensões componentes são tensões normais e os três restantes são tensões cisalhantes. A figura 2.15 apresenta o estado geral de tensões que atua nas faces de um elemento orientado pelos eixos cartesianos em um ponto do material. As tensões componentes normais são identificadas por  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  e as componentes cisalhantes por  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$ ,  $\tau_{xz}$ . Com a escolha adequada da orientação do sistema de coordenadas, as componentes de tensão cisalhantes se anulam e o estado de tensão passa a ser definido por três tensões normais, denominadas *tensões principais*. Neste caso, os eixos de coordenadas correspondentes são chamados de eixos ou direções principais, e os planos perpendiculares a elas são chamados de planos principais.

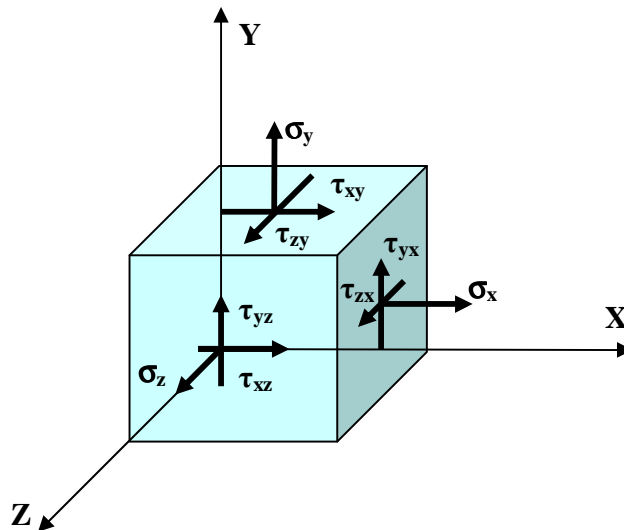


Figura 2.15 – Estado geral de tensões

Nos casos com vasos de pressão, a identificação das direções principais de tensão é freqüentemente simplificada. Em geral, todas as partes pressurizadas em um vaso de pressão são superfícies de revolução e os carregamentos são espacialmente uniformes, a exemplo da pressão interna aplicada. Com exceção de regiões de variação geométrica, é freqüente admitir que as direções tangencial, radial e circunferencial são as direções principais. As tensões no flange apresentadas pelos métodos descritos anteriormente estão neste sistema de coordenadas.



Considerando que as espessuras em um vaso de pressão são pequenas quando comparadas às outras dimensões características, é comum analisar a distribuição das componentes de tensão ao longo da espessura, decomposta em uma parcela constante (membrana), uma linear (flexão) e outra não linear (pico). A análise de uma parte pressurizada consiste em comparar estas componentes de forma separada ou combinada com específicos limites admissíveis de tensão. Estes limites dependem não somente da distribuição da tensão ao longo da seção, mas também da localização do ponto de análise no vaso de pressão e do tipo de carregamento considerado.

Tensões oriundas de carregamentos de diferente natureza possuem diferentes graus de importância e, portanto, diferentes valores de limites admissíveis. Por exemplo, a tensão circunferencial média na espessura de parede de um vaso devido à pressão interna dever ser mantida, comparativamente, menor do que uma tensão na raiz de um entalhe na parede do vaso. Admite-se também que uma tensão de origem térmica venha a atingir um valor bem maior do que uma tensão provocada pelo peso próprio ou pela pressão interna. Portanto, a classificação das tensões segundo o tipo de carregamento e a influência destas sobre a capacidade de carga é fundamental. O ASME classificou em categorias as tensões e definiu diferentes limites admissíveis para estas diferentes categorias de tensão. Isto permite usar limites admissíveis mais altos sem reduzir a segurança. Este procedimento é chamado de projeto através da análise de tensões ou *design by analysis*. A seguir é apresentada a classificação das tensões que, em conformidade com o código ASME seção VIII divisão 2, nortearam as análises desenvolvidas neste trabalho.

#### **2.4.1 Categoria das tensões**

As categorias das tensões do ASME são as seguintes:

##### A. Tensões primárias

- (1) Tensão de membrana primária geral
- (2) Tensão de membrana primária local
- (3) Tensão de flexão primária

##### B. Tensões secundárias

##### C. Tensões de Pico

As características principais destas categorias são descritas a seguir:

### **(A) Tensões Primárias ( $P_m$ , $P_b$ , $P_L$ )**

São tensões normais ou cisalhantes que surgem pelo carregamento imposto, necessárias para satisfazer as condições de equilíbrio entre as forças e os momentos externos e internos. Sua característica principal é não ser auto-limitante. As tensões auto-limitantes têm como característica a sua redução, em função de deformações ou escoamentos localizados. Se uma tensão primária excede o limite de escoamento sobre toda uma seção, a capacidade de carga do componente passa a depender exclusivamente da capacidade de encruamento do material. A tensão primária pode ser dividida em:

#### **(1) Membrana Geral ( $P_m$ )**

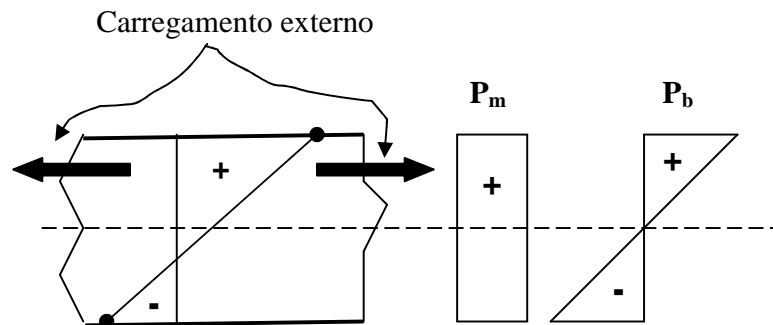
É a componente da tensão primária que é uniformemente distribuído e é igual ao valor médio da tensão através da espessura do vaso de pressão, é referenciado como a tensão primária de membrana. Um essencial atributo da tensão primária de membrana é que se o escoamento é alcançado, a redistribuição das tensões na estrutura não ocorre. Exemplos: tensão circunferencial causada pela pressão interna no costado de um vaso de pressão, tensões de membrana causadas pelo peso próprio e por cargas de vento.

#### **(2) Flexão ( $P_b$ )**

É a componente da tensão primária cujo valor varia linearmente através da espessura do vaso de pressão. Os limites admissíveis de projeto serão maiores para este tipo de tensão do que para as tensões de membrana, pois a tensão de flexão somente atingirá o limite de resistência de toda a seção transversal da peça com um carregamento muito maior do que o carregamento necessário para que apenas a fibra mais externa da seção atinja este limite.

Quando as tensões de membrana atingem o limite máximo admissível significa que todas as fibras da seção estarão neste valor e, portanto, não há mais material da seção disponível para resistir ao carregamento. No caso das tensões de flexão, quando o limite máximo admissível é atingido significa que apenas as fibras mais externas alcançaram este valor e que o resto da seção está disponível para resistir ao carregamento, sendo necessário aumentar o valor da carga para que as demais fibras da seção alcancem o limite máximo admissível. Exemplos: tensões primárias de flexão causadas por pressão em tampos planos e na região esférica de tampos conformados.

A figura 2.16 mostra a decomposição das tensões em tensão de membrana e tensão de flexão que mantêm o corpo em equilíbrio produzindo forças internas que se igualam as forças externas.



- Fibras mais externas

Figura 2.16 – Tensões primárias de membrana e flexão

As tensões radiais  $\sigma_r$  e tangenciais  $\sigma_t$  no anel do flange, segundo estes critérios, são classificadas como tensões primárias.

### (3) Membrana Local ( $P_L$ )

São tensões produzidas localizadamente por cargas mecânicas e têm como característica a auto-limitação. Quando há deformação, o carregamento é distribuído e absorvido pela parede do equipamento na vizinhança do ponto de aplicação da carga. Estas tensões têm valores máximos no local de aplicação do carregamento e diminuem intensamente com o afastamento deste ponto. Observe que este tipo de tensão possui uma característica básica de tensão secundária (conforme será descrito adiante), ser auto-limitante. Porém, foi enquadrada na categoria de tensão primária, porque quando ela ultrapassa o escoamento, podem ocorrer distorções excessivas e intoleráveis. Desta forma necessita-se que sejam estabelecidos níveis admissíveis inferiores aos das tensões secundárias.

A tensão de membrana local pode ser causada por uma das três possíveis fontes:

- Descontinuidade geométrica na estrutura;
- Cargas externas aplicadas localizadamente na estrutura;
- Descontinuidade de carga na estrutura.

Por definição a tensão local de membrana é uma tensão de membrana limitada a uma pequena parte da estrutura. Exemplos típicos de tensão local de membrana são:

- Tensões de membrana nas vizinhanças de um bocal ou de um suporte devido às forças e aos momentos externos;

- Tensões de membrana causadas pela pressão interna nas descontinuidades geométricas, como a junção de casco cilíndrico com tampos ou flanges.

### **(B) Tensões Secundárias (Q)**

São tensões que devem satisfazer a uma deformação imposta mais do que satisfazer o equilíbrio com forças externas. A característica básica de uma tensão secundária é ser auto-limitante, pois, pequenas distorções e escoamentos localizados reduzem estas tensões que geralmente não provocam falhas em equipamentos e por este motivo têm limites admissíveis superiores aos das tensões primárias locais. Estas tensões poderiam ser separadas em tensões de membrana e de flexão assim como as primárias, contudo, como todas são controladas pelo mesmo limite admissível não se faz necessário esta distinção.

Exemplos:

- Tensões de flexão causadas pela pressão em descontinuidades, como na junção de tampos conformados com o casco;
- Tensões de flexão e membrana causadas por forças e momentos devidos à expansão térmica;
- Tensões de flexão causadas por forças e momentos em bocais e suportes.

As tensões locais de flexão são sempre consideradas como tensões secundárias, e, por isto, a tensão longitudinal  $\sigma_h$  no cubo do flange está incluída nesta categoria.

### **(C) Tensões de Pico (F)**

É a tensão a ser adicionada à soma das tensões primárias de membrana e de flexão com a tensão secundária ( $P_m + P_b + Q$ ), de modo a fornecer a máxima tensão elasticamente calculada na seção. A tensão de pico em materiais dúteis não é relevante para falha estática, pois caso exceda a tensão limite de escoamento não provoca distorções no componente. A tensão de pico é importante para a análise de fadiga ou quando o material estiver sujeito à corrosão sob tensão ou for muito frágil. As tensões devido a concentrações (entalhes) e descontinuidades são consideradas como tensões de pico, tal como em filetes de soldas.

Uma possível decomposição da distribuição das tensões está ilustrada na figura 2.17, aonde a tensão máxima na seção é obtida pela soma das tensões primária de membrana, primária de flexão e pico ( $\sigma_{m\acute{a}x} = P_m + P_b + F$ ).

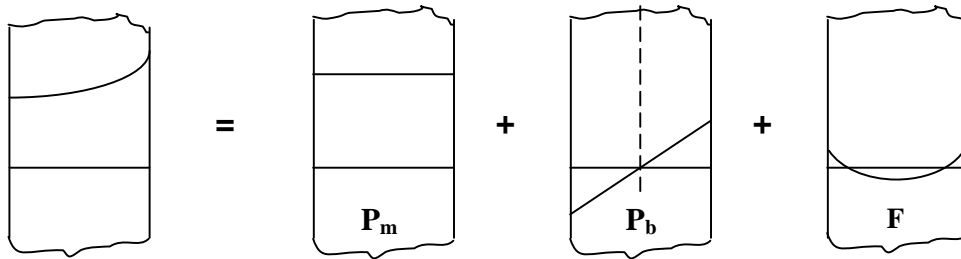


Figura 2.17 – Decomposição de tensões

#### 2.4.2 Combinação das categorias das tensões

Todos os códigos estabelecem limites para as tensões, em função da combinação dos carregamentos e das categorias das tensões. Tensões primárias de flexão, tensões locais de membrana e tensões secundárias, como já descritas, admitem deformações maiores do que as deformações decorrentes das tensões primárias de membrana. Por este motivo, podem-se majorar os limites de tensões admissíveis sempre que uma destas categorias estiver envolvida na combinação das tensões atuantes. Quando existirem cargas cíclicas, deve-se avaliar a falha por fadiga, na qual a tensão admissível é baseada nas curvas de tensão limite de fadiga em função do número de ciclos de carregamento.

O agrupamento da categoria das tensões para aplicação dos limites admissíveis, conforme indicado no apêndice 4 da divisão 2 do ASME, é apresentado abaixo:

- Tensão primária de membrana.

$$P_m \leq kS_m \quad (2.73)$$

- Tensão primária local.

$$P_L \leq 1,5kS_m \quad (2.74)$$

- Tensão primária de membrana mais tensão primária local.

$$P_m + P_L \leq 1,5kS_m \quad (2.75)$$

- Tensão primária de membrana mais tensão primária local mais tensão primária de flexão.

$$P_m + P_L + P_b \leq 1,5kS_m \quad (2.76)$$

- Tensão primária de membrana mais tensão primária local mais tensão primária de flexão mais tensão secundária.

$$P_m + P_L + P_b + Q \leq 3S_{\text{médio}} \quad (2.77)$$

- Tensão primária de membrana mais tensão primária local mais tensão primária de flexão mais tensão secundária mais tensão de pico.

$$P_m + P_L + P_b + Q + F \leq S_n \quad (2.78)$$

Onde:

$$S_m = \min \{2/3S_y; 1/3S_u\};$$

$S_y$  é a tensão de escoamento do material na temperatura de projeto;

$S_u$  é a tensão de ruptura do material na temperatura de projeto;

$S_n$  é a tensão admissível à fadiga;

$k$  é um fator de intensificação de tensões dependente da combinação dos carregamentos;

$S_{\text{médio}}$  representa a média aritmética das tensões admissíveis na temperatura de projeto e na temperatura de instalação.

Para este trabalho foi utilizado  $k = 1,0$  que é o valor para a condição de projeto conforme tabela AD-150.1 do ASME seção VIII divisão 2.

Alguns pontos são fundamentais para a aplicação deste critério:

(a) Os símbolos  $P_m$ ,  $P_L$ ,  $P_b$ ,  $Q$  e  $F$  não representam simples quantidades. Cada um representa um grupo de seis tensões distintas, três tensões normais e três tensões cisalhantes. Para um determinado ponto do vaso ou equipamento em análise e para cada tipo de carregamento ao qual a seção do vaso esta sujeita, o tensor de tensões é descrito segundo um sistema de coordenadas local: tangencial (t), longitudinal (l) e radial (r), gerando três componentes de tensão normais  $\sigma_t$ ,  $\sigma_l$ ,  $\sigma_r$  e três componentes de cisalhamento  $\tau_{tl}$ ,  $\tau_{lr}$ ,  $\tau_{rt}$ . Estas componentes são classificadas em um das categorias de tensões apresentadas:  $P_m$ ,  $P_L$ ,  $P_b$ ,  $Q$  e  $F$ .

(b) A partir da identificação e da separação de cada componente nas categorias de tensões  $P_m$ ,  $P_L$ ,  $P_b$ ,  $Q$  e  $F$ , passa-se a determinar o valor tensão equivalente  $S_{\text{int}}$  (via critério de Tresca) de cada categoria para poder compará-la com os valores admissíveis ( $S_m$ ,  $S_{\text{médio}}$  ou  $S_n$ ) dado pelas expressões de 2.73 a 2.78. Segundo o critério de Tresca,  $S_{\text{int}}$  é o maior valor absoluto das seguintes diferenças<sup>9</sup>:

$$S_{12} = |\sigma_1 - \sigma_2|$$

$$S_{23} = |\sigma_3 - \sigma_2|$$

$$S_{31} = |\sigma_3 - \sigma_1|$$

### 2.4.3 Limites das Intensidades de Tensões

Os limites para as intensidades de tensões dados pelos critérios das equações 2.73 a 2.78 são baseados em princípios de limite de projeto utilizados pelo ASME. Estes princípios são descritos resumidamente a seguir:

(1) O material é considerado como um material elasto-plástico ideal, ou seja, não ocorre encruamento no mesmo e este obedece à curva idealizada de tensão vezes deformação abaixo:

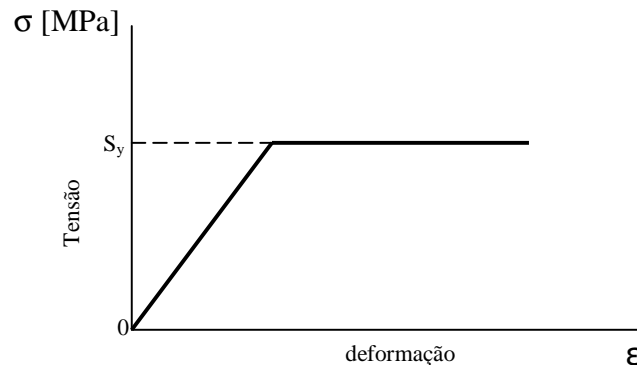


Figura 2.18 – Comportamento elasto-plástico ideal

Com isto, as propriedades de encruamento dos materiais reais fornecem uma maior margem de segurança para o projeto.

(2) Em uma estrutura simples como uma barra tracionada, a carga que produz o escoamento  $S_y$  resulta em colapso. Se a barra é carregada por flexão, o colapso não ocorre até que a carga seja elevada por um fator multiplicador conhecido como *fator de forma*, com o qual, a plastificação total da seção ocorre. O *fator de forma* é obtido em função da geometria da seção e do tipo de carregamento aplicado, para uma seção retangular sob flexão este fator é igual a 1,5.

Quando a tensão primária em uma seção retangular consiste de uma combinação de tensão de membrana mais flexão, o critério de falha fornece uma curva limite que pode ser desenhada num diagrama dependente da razão entre as cargas de membrana e flexão. A figura 2.19 mostra o valor da tensão máxima calculada na fibra mais externa de uma seção retangular sujeita a uma combinação de tensão de flexão e membrana, os valores são expressos como múltiplos de  $S_y$ . Quando a tensão de membrana  $P_m = 0$ , a tensão de *falha* ocorre para a flexão  $P_b = 1,5S_y$ . Quando a tensão de membrana  $P_m = S_y$ , nenhuma tensão de flexão adicional  $P_b$  pode ser aplicada.

<sup>9</sup>  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ , são as tensões principais no ponto de análise do vaso.

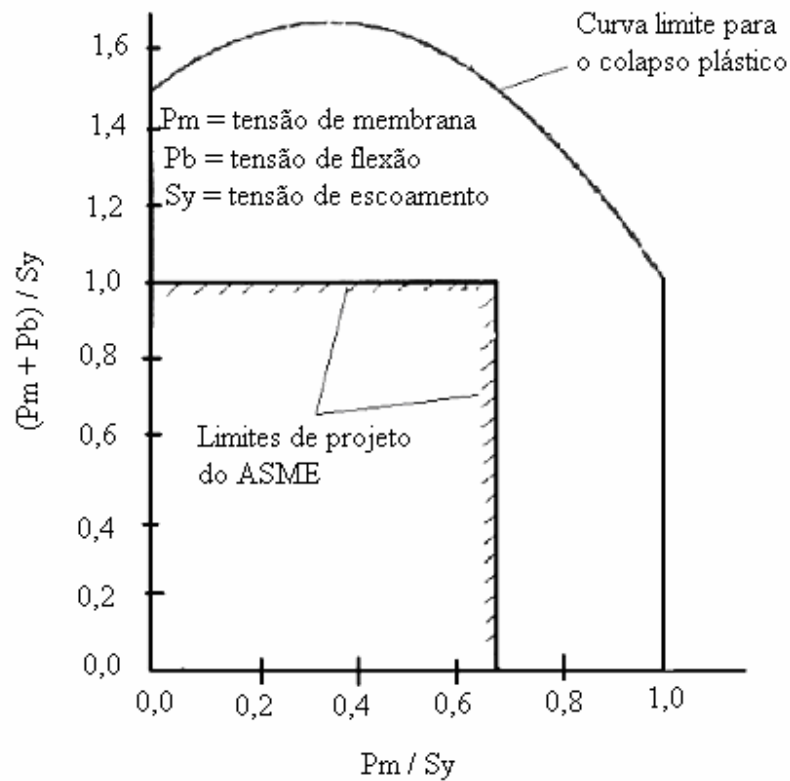


Figura 2.19 – Limites de tensão para as tensões de membrana e flexão combinadas

Na figura 2.19 observa-se que os limites de  $P_m \leq (2/3)S_y$  e de  $P_m + P_b \leq S_y$  fornecem segurança adequada. Estes são os limites utilizados pelos critérios de admissibilidade do ASME.

(3) O critério mostrado na equação 2.77 que determina o limite admissível para a tensão secundária está baseado no fato que: pequenos escoamentos e pequenas deformações aliviam as tensões secundárias reduzindo os seus valores a níveis toleráveis. Para garantir que as tensões permaneçam, após a plastificação, numa região elástica, deve ser garantido que os valores de eventuais ciclos de carregamento sejam de no máximo  $2S_y$ . Por exemplo, a fibra mais externa de uma viga que é deformada a tração até um valor de  $\epsilon_1$ , escoou conforme mostrado na figura 2.20 (a) pelo caminho OAB. Para este caso a tensão elástica seria  $S = S_1 = E\epsilon_1$ .



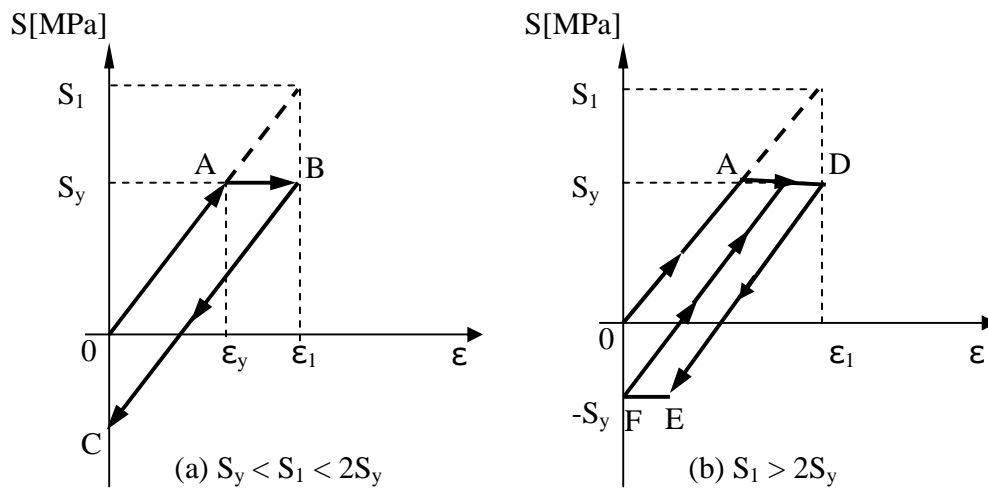


Figura 2.20 – Comportamento de deformação

Considerando-se apenas tensões secundárias, admi-se, pela natureza do carregamento neste ciclo, que a deformação vai de zero até  $\epsilon_1$  e retorna a zero, da mesma forma a tensão vai de zero a  $S_1$  e retorna a zero. Quando a viga retorna a posição não-defletida em  $O$ , a fibra mais externa possui uma tensão de compressão residual de magnitude  $S_1 - S_y$ . Em um novo ciclo de carregamento, esta tensão residual de compressão deve ser removida antes da tensão entrar na zona de tração e, portanto a zona elástica é aumentada de um valor de  $S_1 - S_y$ . Se  $S_1 = 2S_y$ , a faixa elástica torna-se  $2S_y$ , mas se  $S_1 > S_y$ , a fibra também escoar em compressão, como mostrado em  $EF$  pela figura 2.20 (b), e todos os ciclos de carregamento subsequentes produzem deformação plástica. Portanto,  $2S_y$  é o valor máximo da tensão secundária que garantirá que as tensões estejam sempre na zona elástica. Este valor garante um projeto seguro.

## CAPÍTULO 3

### PARÂMETROS DE AVALIAÇÃO DOS MODELOS DE ANÁLISE

Neste capítulo são definidos os casos de análise, os parâmetros comparados, os métodos de cálculo, as condições de contorno e as premissas adotadas.

#### 3.1 Objeto de análise

A comparação foi realizada mediante a análise de um mesmo conjunto de flanges/gaxetas especificados a seguir:

- Foram utilizados flanges padronizados ASME B16.5 24" classe 600# grupo 1.9 para aço liga  $1^{1/4}$  Cr –  $1/2$  Mo especificação A 182 Gr.F12 cl.2.
- Foi utilizada a gaxeta espirotálica com enchimento de grafite com anéis metálicos internos e externos. A tensão máxima de compressão utilizada foi de 300 MPa (Veiga, 1995, p.121). Demais dados referente à gaxeta foram obtidos da tabela 2-5.1 do apêndice do 2 do código ASME séc. VIII div I adendo de 1998, da tabela 2.5 do livro Juntas Industriais – Veiga, 1995 e da tabela 3 do *draft* EN1591 parte 2 – Gaskets Parameters.
- As especificações de material ASTM (American Standard for Testing and Material) utilizadas para o parafuso e o tubo conectado ao flange foram A –193 Gr. B16 e A 335 Gr. P11.
- Os dados referentes ao módulo de elasticidade, coeficiente de expansão térmica e as tensões admissíveis para o flange, tubo e parafuso foram obtidos das tabelas do anexo A do código ASME B31.3 adendo de 1999.
- Para os modelos do PVRC e do EN1591, que consideram taxa de vazamento  $L_{rm}$  como critério de aperto, adotou-se como valor inicial 0,000185 mg/seg-mm para ambos os métodos, já que o EN1591 fixa este valor para a determinação do fator  $Q_I/P$  (conforme descrito no item 2.3.2 parte II). Este valor de  $L_{rm}$  é equivalente à classe de aperto com  $C = 9,25$  para o PVRC.
- Não foram consideradas forças e momentos externos atuantes no flange para facilitar a observação e a avaliação dos resultados.
- Os flanges utilizados obedecem a relação entre a espessura do flange  $e_F$  e a largura do flange  $b_F$  da equação 2.84.

### 3.2 Parâmetros de Comparação

#### (a) Força de aperto dos parafusos

Como pôde ser visto nos capítulos anteriores, o fator mais relevante no dimensionamento da conexão flangeada é carga de aperto dos parafusos, pois através dela a área requerida de parafusos é dimensionada, as dimensões do flange são verificadas e a capacidade de esmagamento da gaxeta é determinada.

Foram avaliados os resultados devido à *força mínima requerida* e as *forças de projeto* utilizadas como valores de aperto dos parafusos para garantir a estanqueidade da conexão e dimensionar o flange respectivamente. A tabela 3.1 apresenta as forças consideradas pelos métodos analíticos dos três modelos analisados:

Tabela 3.1 – Forças de aperto dos métodos analíticos

Modelo	Força Mínima requerida (Estanqueidade da conexão)	Forças de Projeto (Dimensionamento do flange)	
		Condição de Montagem	Condição de Operação
ASME	$W_m = \max \{ W_{m1}; W_{m2} \}$ $W_{m1} = \pi/4G^2P + 2\pi GbmP$ $W_{m2} = \pi bGy$	$W_{amb} = 1/2(A_m + A_b)S_a$	$W_{op} = W_{m1}$
PVRC	$W_{mo} = S_{mo}(A_g) + P(A_i) + H_e$	$W_{mo} = S_{mo}(A_g) + P(A_i) + H_e$	$W_{mo} = S_{mo}(A_g) + P(A_i) + H_e$
EN1591	$F_{B0nom} = F_{B0req} / 0,95$	$F_{B0máx} = 1,105F_{B0req}$	$F_{B0máx} = 1,105F_{B0req}$

As forças de projeto são utilizadas para determinar as tensões nas condições de montagem e operação para comparar com as tensões admissíveis nas temperaturas de ambas as condições. O PVRC não determinou valores de força de projeto para dimensionamento do flange como o ASME e o EN1591 fizeram, tendo como única força para a avaliação dos elementos da conexão a força mínima requerida. Obviamente que valores maiores poderiam ser aplicados desde que respeitados os limites de resistência dos elementos da conexão. Porém, para não utilizar valores aleatórios, nas análises aqui apresentadas, considerou-se  $W_{mo}$  como força de projeto.

### (b) Tensões resultantes

Como os três modelos utilizam a tensão<sup>1</sup> como o parâmetro de avaliação da integridade do flange, as tensões resultantes em cada um destes modelos são comparadas e avaliadas. A tabela 3.2 relaciona as tensões consideradas no anel e no cubo do flange por cada modelo:

Tabela 3.2 – Tensões consideradas pelos modelos

Modelo	Anel	Cubo
ASME	$\sigma_t$ – Tensão tangencial $\sigma_r$ – Tensão radial	$\sigma_h$ – Tensão Longitudinal ou axial
PVRC	$\sigma_t$ – Tensão tangencial $\sigma_r$ – Tensão radial	$\sigma_h$ – Tensão Longitudinal ou axial
EN1591	$\sigma_t$ – Tensão tangencial	-

### (c) Critérios e índices de falha

Utilizou-se índices de falha  $N_f$  para permitir a comparação entre os métodos quanto à avaliação da integridade mecânica dos componentes. A tabela 3.3 resume todos os critérios de falha apresentados pelos métodos e identifica os índices de falha  $N_f$ .

Tabela 3.3 – Critérios de falha e índices de falha  $N_f$

Métodos Analíticos				
Modelo	Cubo	Anel	Tensão combinada	Índice $N_f$
ASME	$\frac{\sigma_h}{1,5S_f} = n_{11}$	$\frac{\sigma_r}{S_f} = n_{21}$ $\frac{\sigma_t}{S_f} = n_{31}$	$n_{41} = \max \{0,5(\sigma_h + \sigma_r)/S_f; 0,5(\sigma_h + \sigma_t)/S_f\}$	$N_{f1} = \max \{n_{11}, n_{21}, n_{31}, n_{41}\}$
PVRC	$\frac{\sigma_h}{1,5S_f} = n_{12}$	$\frac{\sigma_r}{S_f} = n_{22}$ $\frac{\sigma_t}{S_f} = n_{32}$	$n_{42} = \max \{0,5(\sigma_h + \sigma_r)/S_f; 0,5(\sigma_h + \sigma_t)/S_f\}$	$N_{f2} = \max \{n_{12}, n_{22}, n_{32}, n_{42}\}$
EN1591	-	- $\frac{\sigma_t}{S_f} = n_{33}$	-	$N_{f3} = n_{33}$
Método dos Elementos Finitos				
Modelo	Cubo	Anel	Índice $N_f$	
ASME	$\frac{P_1 + P_b + Q}{3S_{\text{médio}}} = n_{51}$	$\frac{P_m + P_b}{1,5S_m} = n_{61}$	$N_{f4} = \max \{n_{51}, n_{61}\}$	
PVRC	$\frac{P_1 + P_b + Q}{3S_{\text{médio}}} = n_{52}$	$\frac{P_m + P_b}{1,5S_m} = n_{62}$	$N_{f5} = \max \{n_{52}, n_{62}\}$	
EN1591	$\frac{P_1 + P_b + Q}{3S_{\text{médio}}} = n_{53}$	$\frac{P_m + P_b}{1,5S_m} = n_{63}$	$N_{f6} = \max \{n_{53}, n_{63}\}$	

<sup>1</sup> Algumas conexões flangeadas, como tampos planos de trocadores de calor, utilizam a deformação como parâmetro de avaliação.

A aplicação dos fatores  $n_{51}$ ,  $n_{52}$ ,  $n_{53}$ ,  $n_{61}$ ,  $n_{62}$  e  $n_{63}$  é baseada nos seguintes pontos:

- As tensões radiais e tangenciais no anel são compostas de tensões primárias de flexão  $P_b$  e de membrana  $P_m$ ;
- A tensão longitudinal ou axial no cubo é uma tensão de flexão devido à descontinuidade, portanto está enquadrada na categoria de secundária Q.

### 3.3 Métodos de análise

#### (a) Análise com os métodos analíticos

Como as forças de aperto (**mínima** e de **projeto**) são funções diretas da pressão (P), em todos os três modelos, as curvas de força de aperto em função da pressão interna aplicada foram determinadas, para isto as dimensões e a temperatura de projeto do flange (ver item 3.1) foram fixadas enquanto foram aplicados dez valores crescentes de pressão interna até o valor máximo admissível. A temperatura considerada foi de 479°C com a pressão variando de 0,5 MPa até 6,27 MPa, sendo 6,27 MPa a pressão máxima permitida pela classe de 600# do ASME B16.5 para a temperatura de 479°C. Esta temperatura foi escolhida com o objetivo de avaliar os modelos em uma situação na qual as tensões admissíveis são bastante divergentes entre as condições de montagem e operação, quanto maior a temperatura maior esta diferença devido a diminuição da resistência dos materiais com a elevação da temperatura. Situação similar à apresentada pelos reatores de reforma catalítica descritos no capítulo 1.

#### (b) Análise com o método dos elementos finitos

As simulações pelo M.E.F foram realizadas aplicando as **forças de projeto** para 04 valores relevantes de pressão (1,83 MPa, 2,0MPa, 4,0 MPa e 6,27MPa), selecionados a partir da avaliação dos resultados com os métodos analíticos. Comparou-se então, as **componentes de tensão** ( $\sigma_r$ ,  $\sigma_t$  e  $\sigma_h$ ) e os **índices de falha**  $N_f$  com os correspondentes valores calculados mediante as técnicas analíticas.

A tabela 3.4 resume os casos analisados, indicando o método de cálculo utilizado e qual a variável ou parâmetro principal avaliado.

Tabela 3.4 – Casos para análise

Caso	Modelo	Método de Cálculo		Parâmetro avaliado
		Analítico	E.F.	
1	Todos	x	-	Força mínima requerida de aperto e força de projeto (tabela 3.1)
2.1	ASME	x	x	Tensões e índice de falha (tabelas 3.2 e 3.3). <b>Condição de aperto</b>
2.2	ASME	x	x	Tensões e índice de falha (tabelas 3.2 e 3.3). <b>Condição de operação</b>
3.1	PVRC	x	x	Tensões e índice de falha (tabelas 3.2 e 3.3). <b>Condição de aperto</b>
3.2	PVRC	x	x	Tensões e índice de falha (tabelas 3.2 e 3.3). <b>Condição de operação</b>
4.1	EN1591	x	x	Tensões e índice de falha (tabelas 3.2 e 3.3). <b>Condição de aperto</b>
4.2	EN1591	x	x	Tensões e índice de falha (tabelas 3.2 e 3.3). <b>Condição de operação</b>

Para as simulações do caso 2.2, por elementos finitos, foram utilizados dois valores de força de projeto para a condição de operação: o primeiro considerando a força de projeto  $W_{op} = W_{m1}$  de acordo com o método do ASME, e o segundo considerando como força de projeto o valor de  $W_{amb} = \frac{1}{2}(A_m + A_b)Sa$ . Este segundo valor foi utilizado para demonstrar a diferença entre a condição adotada pelo ASME e a condição real na qual a força de aperto do parafuso na operação ou pressurização do sistema continua a ser o mesmo valor do aplicado durante a montagem.

### 3.4 Descrição do modelo de elementos finitos

O modelo da conexão flangeada para a análise em elementos finitos consiste de cinco partes: anel do flange, cubo do flange, casco conectado, parafuso e gaxeta. Foram gerados inicialmente modelos em 2D e 3D para comparar e aprimorar os resultados. O programa de elementos finitos ANSYS versão 7.0 foi utilizado para executar as análises.

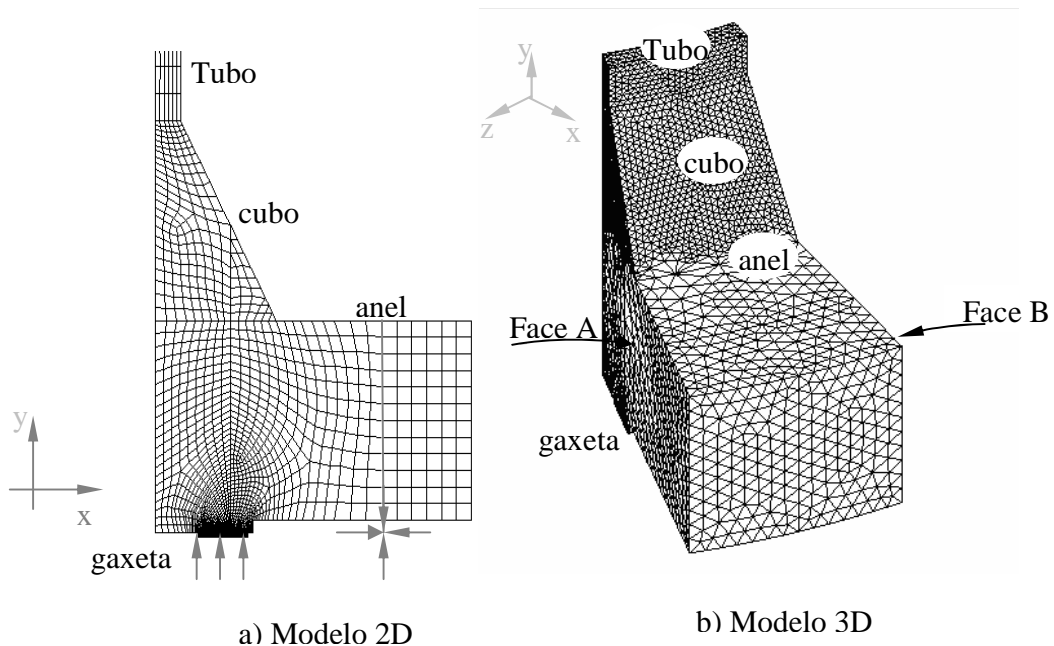


Figura 3.1 – Modelos em elementos finitos em 2D e 3D da conexão flangeada

#### 3.4.1 Modelo de elemento sólido 3D

Para reduzir o tamanho e o tempo de processamento, o modelo foi criado com base na simetria das partes e das cargas para uma fatia de 15 graus com um único parafuso central. O anel, o cubo, o casco e a gaxeta foram modelados em elemento sólido tetraédrico de 4 nós. O parafuso foi modelado em elemento de barra interligando dois nós: um na superfície superior do anel e outro fora do anel na mesma elevação da face inferior da gaxeta, e exatamente na metade do modelo.

O sólido tetraédrico é um elemento com três graus de liberdade em cada nó ( $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$ ) que apresenta as tensões normais e cisalhantes nos três planos.

O elemento barra é um elemento com dois nós com três graus de liberdade em cada nó ( $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$ ) que apresenta apenas tensões de tração e compressão axial.

Condições de simetria de borda são aplicadas nas faces A e B mostrados na figura 3.1 b. Na superfície mais externa da gaxeta (região de contato com a face do flange companheiro) foi

aplicada restrição de deslocamento em  $y$ . O nó inferior do parafuso foi “ancorado”, ou seja, restringido nos três graus de liberdade, para que a contração do parafuso tracione a superfície superior do anel, simulando o aperto do parafuso. Um trecho de tubo suficientemente longo foi conectado ao flange para dar suficiente rigidez à estrutura conforme a situação real. Além disto, um tampo plano foi modelado na extremidade superior do modelo para simular a força axial devido ao efeito da pressão interna (ver figura 3.2).

### 3.4.2 Modelo de elemento axisimétrico 2D

O modelo 2D (ver figura 3.1 a ) foi gerado com elemento axisimétrico quadrangular com oito nós e dois graus de liberdade por nó ( $u_x, u_y$ ) com tensões normais nas três direções e a tensão cisalhante no plano  $xy$ . O eixo global cartesiano  $y$  foi utilizado como eixo de simetria.

O parafuso foi modelado em elemento de barra com dois graus de liberdade por nó ( $u_x, u_y$ ). Dois nós foram interligados: um na face superior do anel e outro fora do anel na mesma elevação da face inferior da gaxeta. Assim como no modelo 3D, o nó inferior do parafuso foi “ancorado”, ou seja, teve os deslocamentos nas direções  $x$  e  $y$  restringidos, para que a contração do parafuso tracione a superfície superior do anel, simulando o aperto do parafuso. Na face de contato da gaxeta foi aplicada a restrição ao deslocamento em  $y$ . Como no modelo 3D, um trecho de tubo suficientemente longo também foi conectado ao flange para dar suficiente rigidez à estrutura conforme a situação real. O tampo plano também foi modelado na extremidade superior do modelo para simular a força axial devido ao efeito da pressão interna (ver figura 3.2).

### 3.4.3 Materiais

O material do flange, do parafuso e da gaxeta são considerados linearmente elásticos e isotrópicos, conforme os dados de entrada do item 3.1. O parafuso foi carregado com um valor de expansão térmica para aplicar a carga de aperto através de contração térmica. As características não-lineares da gaxeta não foram consideradas já que o seu comportamento não irá influenciar nos resultados das reações e, portanto nas tensões do flange, que é o alvo das análises. A gaxeta somente foi modelada para aplicar a restrição ao deslocamento vertical, simulando o contato entre as superfícies dos flanges que formam a conexão.



### 3.4.4 Carregamento

Para o carregamento foram consideradas duas condições distintas: a condição de montagem que possui somente a carga de aperto dos parafusos e a condição de operação que possui a carga de aperto dos parafusos mais a pressão interna aplicada, ambas cargas são descritas nos itens I e II abaixo:

#### (I) Carga de aperto dos parafusos

Este é o primeiro passo ou incremento de carga no qual, o aperto do parafuso é simulado mediante uma contração térmica artificial do elemento de barra descrito anteriormente no item 3.4.2. Este recurso é utilizado para evitar a aplicação de forças concentradas na superfície do flange que resultem em excessivas tensões e deformações localizadas na própria superfície e no parafuso não permitindo simular corretamente a rotação do anel do flange provocada por um processo real de aperto. O valor da variação da temperatura ( $\Delta T$ ) é determinado de forma tal que o valor da força de reação alcance o valor de aperto de projeto.

#### (II) Pressurização do sistema

Neste segundo passo ou incremento de carga, a pressão é aplicada em todas as faces internas do modelo. Para incluir o efeito axial da pressão interna (efeito da extremidade fechada), foi aplicado pressão no tampo modelado na extremidade superior do modelo. A figura 3.2 ilustra a condição de operação com as cargas I e II aplicadas.

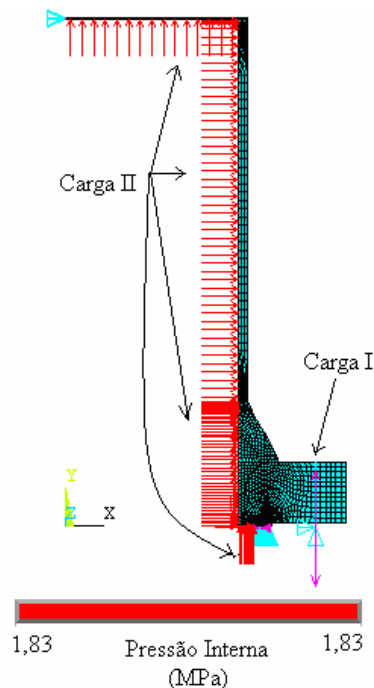


Figura 3.2 – Cargas aplicadas na condição operacional

### 3.4.5 Seleção do modelo de análise

Após a comparação dos resultados preliminares obtidos para os casos 2.1 a 4.2 (tabela 3.4) com a pressão de 1,83 MPa, foi encontrada uma diferença média de  $\pm 7\%$  entre os valores de tensão obtidos com os M.E.F 2D e 3D, sendo esta uma diferença relativamente bem menor do que as diferenças encontradas entre estes resultados dos modelos em elementos finitos e os resultados dos modelos com os métodos analíticos (ver figuras no capítulo 4). Devido a esta pequena diferença relativa entre os modelos em M.E.F 2D e 3D, optou-se somente pelo M.E.F 2D para a realização dos 24 casos de simulação de forma a reduzir o tempo de processamento e facilitar a extração dos resultados.

Para analisar as tensões sobre o flange seis nós do anel e do cubo foram selecionados, e a partir destes nós foram definidas três trilhas de nós, aqui chamadas de seção, para extração das tensões: seção anel12 que interliga um nó do lado superior e um nó do lado inferior do anel, seção cubo34 que interliga os dois nós extremos do lado menor do cubo e seção cubo56 que interliga os dois nós extremos do lado maior do cubo. A figura 3.3 identifica cada uma destas seções no modelo 2D do flange.

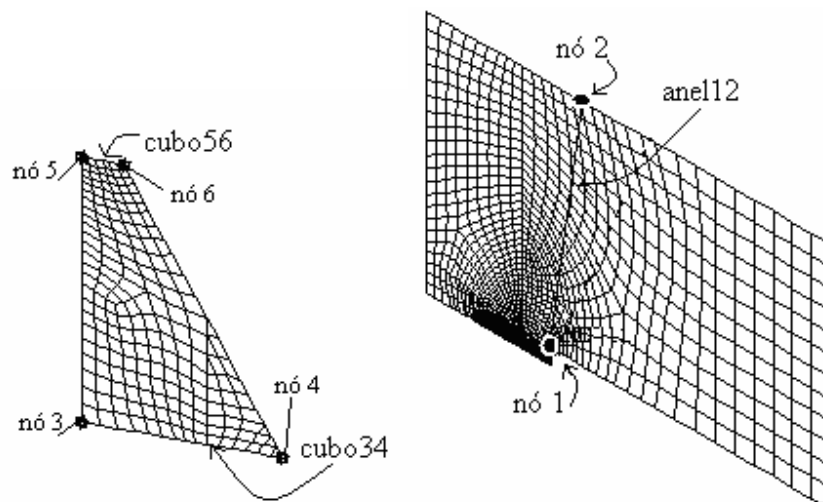


Figura 3.3 – Seções de análise

As tensões radiais, tangenciais e longitudinais ao longo destas seções foram decompostas em correspondentes tensões de membrana e flexão para cada carregamento. As tensões de pico foram desprezadas, por não serem consideradas nos modelos analíticos, e, além disto, por não serem relevantes em análises de carregamento estáticos conforme anteriormente explicado no item 2.4.1. Estas tensões foram utilizadas para comparar com as tensões obtidas pelos métodos analíticos do ASME (atual e PVRC) e do EN1591, e para obter os índices de falha.

## CAPÍTULO 4

### RESULTADOS OBTIDOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos para os casos indicados na tabela 3.4. Com os resultados apresentados pelo caso 1 objetivou-se a verificação dimensional do flange padrão ASME (ver item 3.1) através dos métodos do EN1591 e do PVRC e a avaliação do quanto distinto ou próximo estão os resultados destes dois métodos em relação aos resultados do método atual do ASME. Para isto foram verificados os limites de resistência, adotados por cada um destes métodos, e foram comparadas às forças mínimas requerida de aperto e de projeto (ver tabela 3.1) nas mesmas condições de temperatura e pressão.

Com os resultados apresentados pelos casos 2.1, 2.2, 3.1, 3.2, 4.1 e 4.2 objetivou-se a avaliação da integridade mecânica do flange através da comparação das tensões resultantes e os critérios de falha apresentados pelos três métodos analíticos em relação às tensões e o critério de falha do apêndice 4 do ASME seção VIII divisão 2 obtidos através de um método numérico mais preciso, para estes casos foi utilizado o método dos elementos finitos conforme descrito no item 3.4. Com os casos 2.1 e 2.2 são comparados os resultados considerando-se o modelo do ASME, com os casos 3.1 e 3.2 considera-se o modelo do PVRC e com os casos 4.1 e 4.2 considera-se o modelo do EN1591.

#### 4.1 Análise do caso 1

Para avaliação dos resultados do **caso 1**, alguns pontos importantes com relação às forças de aperto do parafuso devem ser lembrados:

- A força total disponível para aperto dos parafusos pelos métodos do ASME e do PVRC está baseada somente no esforço de tração,  $A_b S_a$ , conforme equação (2.33). Para a conexão analisada este valor é  $5,47E+06$  N.
- A força total disponível para aperto dos parafusos pelo método do EN1591 está baseada nos esforços de tração e torção,  $0,795A_b S_a$ , conforme equação (2.69). Para a conexão analisada este valor é  $4,35E+06$  N.
- As forças de projeto são funções diretas ou indiretas da força mínima requerida de aperto. Esta relação pode ser resumida, por método aplicado, na tabela 4.1:

Tabela 4.1 – Relação entre as forças de projeto e as forças mínimas requeridas de aperto

Método	Forças de projeto	Força mínima requerida	Relação entre a força de projeto e a força mínima requerida
EN1591	$F_{B0max}$ (Montagem e Operação)	$F_{B0nom}$	$F_{B0max} = 1,04975 F_{B0nom}$
PVRC	$W_{mo}$ (Montagem e Operação)	$W_{mo}$	Força de projeto = Força mínima requerida = $W_{mo}$
ASME	$W_{amb}$ (Montagem)	$W_m = \max \{ W_{m1}; W_{m2} \}$	$W_{amb} = \frac{1}{2} (A_m + A_b) S_a$ ; $A_m = \max \{ W_{m1}/S_b; W_{m2}/S_a \}$
	$W_{op}$ (Operação)		$W_{op} = W_m$ se $W_{m1} > W_{m2}$ $W_{op} < W_m$ se $W_{m1} < W_{m2}$

#### 4.1.1 Avaliação da força mínima requerida de aperto em função da pressão P, para uma classe de aperto C=9,25 do PVRC

Para as simulações do **caso 1**, a pressão interna (P) foi variada de 0,5 MPa até 6,27 MPa para uma temperatura de projeto de 479°C. A figura 4.1 apresenta as curvas obtidas para a força mínima requerida de aperto em função da pressão de operação, para os três métodos analíticos.

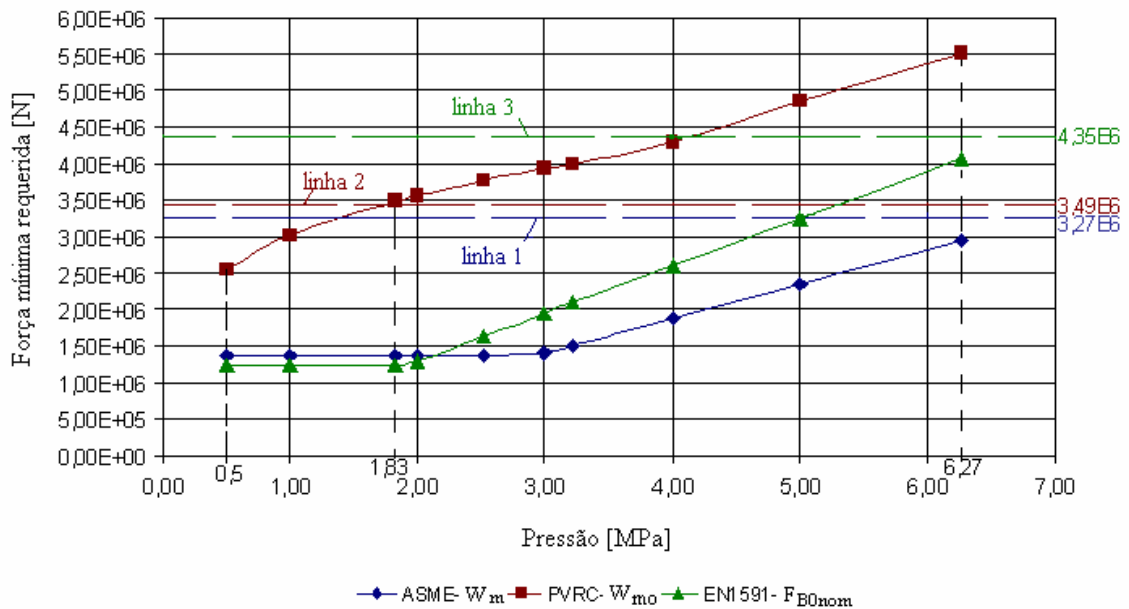


Figura 4.1 – Caso 1 - Força mínima requerida de aperto em função da pressão (P)

<sup>1</sup>A classe de aperto C=9,25 representa uma taxa de vazamento esperada de 0,000185 mg/seg-mm, e esta classe está entre a classe padrão (C=1,0) e a classe apertada (C=10), conforme apresentado na tabela 2.1.

Observar-se na figura 4.1 que o método do PVRC apresenta valores de força mínima requerida bem acima dos valores obtidos com os outros dois métodos. As maiores discrepâncias entre as curvas ocorre na faixa entre a pressão de 1,0 MPa e 3,0 MPa, que pode ser explicado pelo fato que a força de aperto do PVRC varia sempre com a pressão, conforme equação (2.21). Como não há um valor de carga mínima de assentamento da gaxeta, o resultado é uma falta de patamar de valor constante como apresentado pelos modelos do EN1591 (0,5 a 2,0 MPa) e do ASME (0,5 a 3,0 MPa).

As linhas 1, 2 e 3 na figura 4.1 identificam o **menor** valor da *força de projeto* (que é função da força mínima requerida) com o qual, o componente menos resistente da conexão (entre o flange, o parafuso e a junta) atinge o seu limite de resistência admissível na condição de montagem ou na condição de operação, sendo que:

- A linha 1 identifica a força  $W_{op} = 3,27 \cdot 10^6$  que está relacionada com o limite de resistência do flange na condição de operação segundo o ASME;
- A linha 2 identifica a força  $W_{mo} = 3,49 \cdot 10^6$  que está relacionada com o limite de resistência do flange na condição de operação segundo o PVRC;
- A linha 3 identifica a força  $F_{B0máx} = 4,35 \cdot 10^6$  que está relacionada com o limite de resistência do parafuso na condição de operação pelo EN1591.

Como as forças de projeto são funções da força mínima requerida de aperto, quanto maior for à força mínima requerida de aperto maior será à força de projeto e, portanto maior deverá ser a resistência dos elementos (parafuso, gaxeta e flange) da conexão. Uma conexão com uma adequada compatibilidade entre os seus elementos significa que os elementos da conexão possuem resistência mecânica suficiente de forma a garantir que a força mínima requerida de aperto utilizada para selar a conexão possa ser aplicada.

Para o caso 1, as forças mínimas requeridas pelos métodos do ASME e do EN1591 estão abaixo das linhas 1 e 3, indicando uma adequada compatibilidade entre os elementos da conexão e o requisito de estanqueidade. Já para o método do PVRC a conexão flangeada atingiu o limite de resistência a uma pressão de 1,83 MPa, identificado na figura 4.1 pelo cruzamento da curva do PVRC com a linha 2, muito abaixo da pressão máxima da classe de pressão do flange (6,27 MPa), ou seja, esta conexão não apresenta adequada compatibilidade entre os seus elementos devido ao flange (Padrão ASME) estar subdimensionado para as forças impostas por este método.

#### 4.1.2 Avaliação da força mínima requerida de aperto em função da pressão P, para uma classe de aperto padrão (C=1,0) do PVRC

Com o intuito de avaliar o impacto da classe de aperto nos resultados do PVRC foi realizada uma segunda simulação considerando a classe de aperto padrão com  $C = 1,0$ , ou seja, uma taxa de vazamento aproximadamente 100 vezes maior que a anterior, com um parâmetro de aperto 9,25 vezes menor.

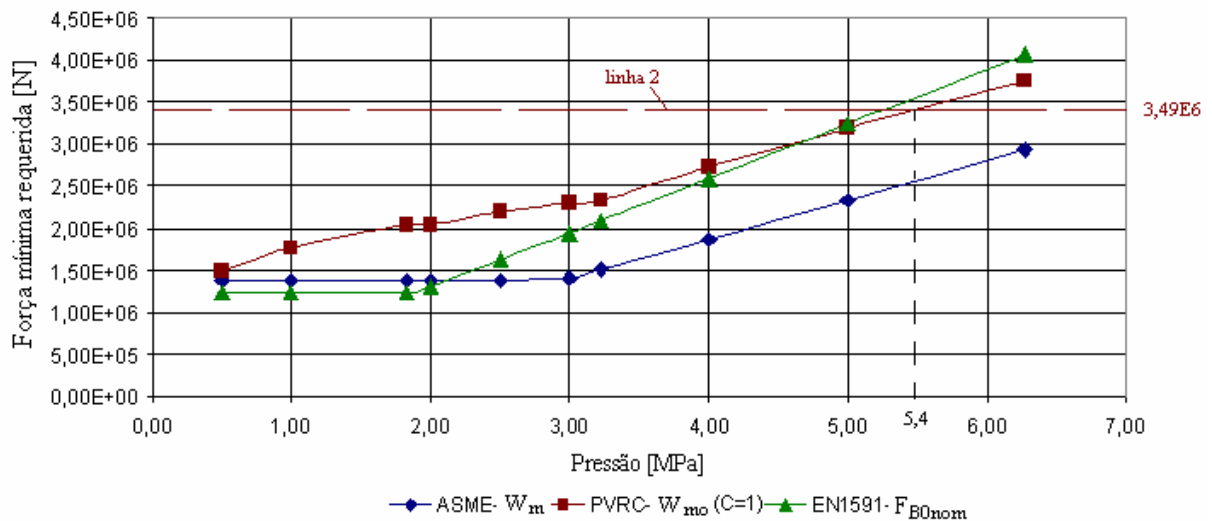


Figura 4.2 – Caso 1 - Força mínima requerida de aperto em função da pressão (P) com uma classe de aperto padrão (C=1,0) para o PVRC

Observa-se na figura 4.2 que para a condição de classe de aperto padrão ( $C=1,0$ ), o método do PVRC se aproxima mais do modelo do EN1591, indicando uma maior similaridade entre o critério de taxa de vazamento do EN1591 com esta classe de aperto do PVRC. Porém, mesmo com um parâmetro de aperto menor, o flange ainda estaria subdimensionado para o método do PVRC pois, a conexão flangeada atingiu o limite de resistência a uma pressão de 5,4 MPa, identificado na figura 4.2 pelo cruzamento da curva do PVRC com a linha 2, abaixo da pressão máxima da classe de pressão do flange (6,27 MPa).

### 4.1.3 Avaliação das forças de projeto em função da pressão

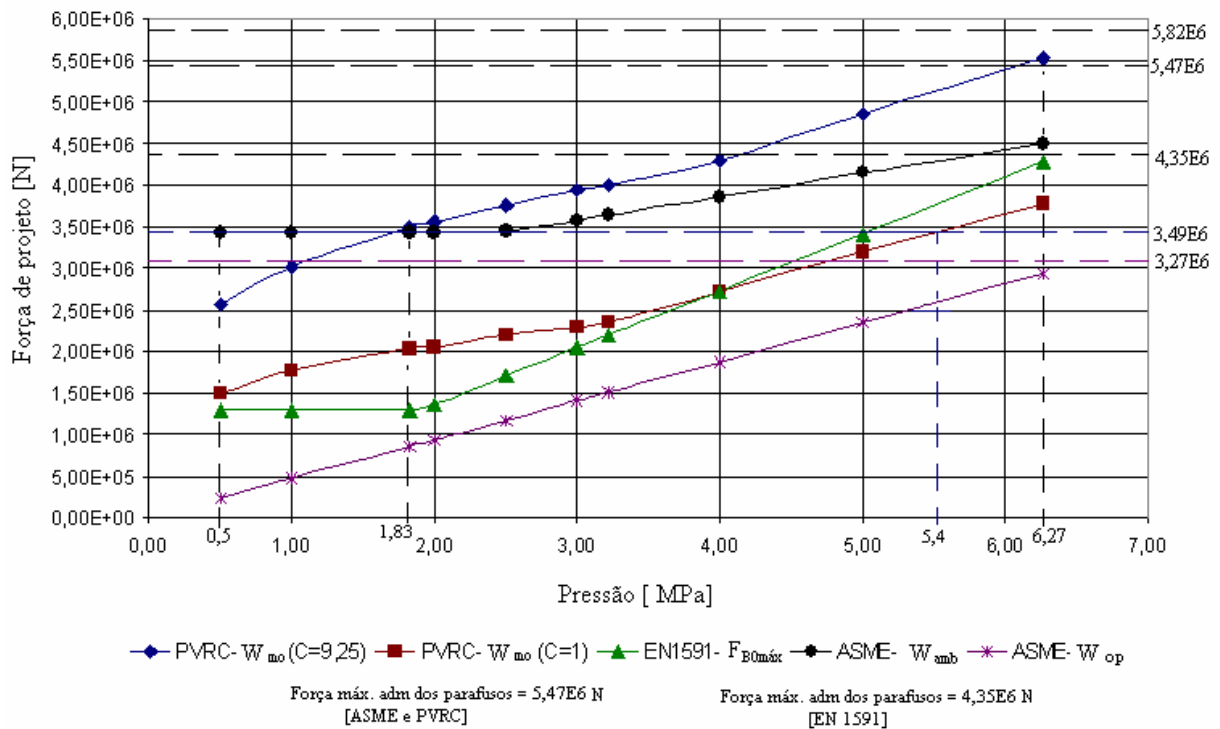


Figura 4.3 – Caso 1 - Força de Projeto em função da Pressão (P)

A figura 4.3 apresenta as curvas que relacionam as forças de projeto com a pressão interna aplicada. Com esta figura confirma-se a observação anterior em que o valor da força de projeto do PVRC ( $W_{mo}$ ) está acima das forças de projeto do ASME ( $W_{amb}$  e  $W_{op}$ ) e do EN1591 ( $F_{B0máx}$ ). E apesar dos métodos do ASME e do PVRC terem os mesmos métodos de determinação das tensões e os mesmos critérios de falha, os esforços no flange para a condição de operação são bem maiores para o PVRC do que para o ASME, pois  $W_{mo} > W_{op}$ , explicando o subdimensionamento do flange pelo PVRC, anteriormente apresentado nos itens 4.1.1 e 4.1.2. Caso o ASME aplicasse o mesmo princípio do PVRC em que a força de aperto do parafuso em operação é considerada igual à força de aperto na condição de montagem, ou seja,  $W_{op} = W_{amb}$ , certamente o flange padrão ASME também estaria inadequado pelo critério de tensões do ASME, pois, observa-se que a curva de  $W_{amb}$  do ASME está próxima da curva de  $W_{mo}$  do PVRC. Esta situação pode ser ainda mais crítica, se levarmos em consideração que o método permite projetar o flange para a carga máxima disponível dos parafusos, neste caso  $A_b S_a = 5,47E6$  N, que está 1,67 vezes acima da força de projeto ( $3,27 \cdot 10^6$  N) necessária para atingir o limite de resistência do flange. Isto se torna um ponto de atenção, pois, o ASME não menciona nenhuma restrição deste tipo para aplicação dos seus flanges padrões que teoricamente teriam sua geometria (parafuso/flange) corretamente

dimensionada tanto para as condições da sua classe de pressão (temperatura e pressão) quanto para a carga total disponível dos parafusos (desconsiderando a resistência da gaxeta).

No método do EN1591, o limite de resistência da conexão só é atingido quando a força mínima requerida alcança o valor da carga máxima disponível de aperto dos parafusos ( $4,35E+06$ ) a uma pressão acima de 6,27 MPa, confirmando uma adequada compatibilidade dos elementos da conexão (flange, gaxeta e parafuso) para os critérios de cálculo deste método.

A figura 4.4 abaixo apresenta todos os valores das forças de projeto, representado pelas barras, necessárias para atingir os limites de resistência admissíveis do flange e do parafuso, em estudo, e a pressão em que elas ocorrem, representada pelos círculos azuis. Todos os pontos que estão abaixo da linha cheia atingem o limite admissível do componente antes de atingir a máxima pressão da classe de pressão do flange (6,27 MPa). Comparando os três métodos (ASME, PVRC e EN1591), a conexão estaria limitada inicialmente pelo flange na condição de operação pelo critério do PVRC ( $C=9,25$ ) a uma pressão de 1,83 MPa, conforme apresentado anteriormente, em segundo pelo parafuso na condição de operação a 4,50 MPa e em terceiro pelo parafuso na condição ambiente a 6,10 MPa, ambos também pelo critério do PVRC ( $C=9,25$ ). Pelos métodos do ASME e do EN1591, todos os elementos da conexão estão adequados para a classe de pressão de 600#.



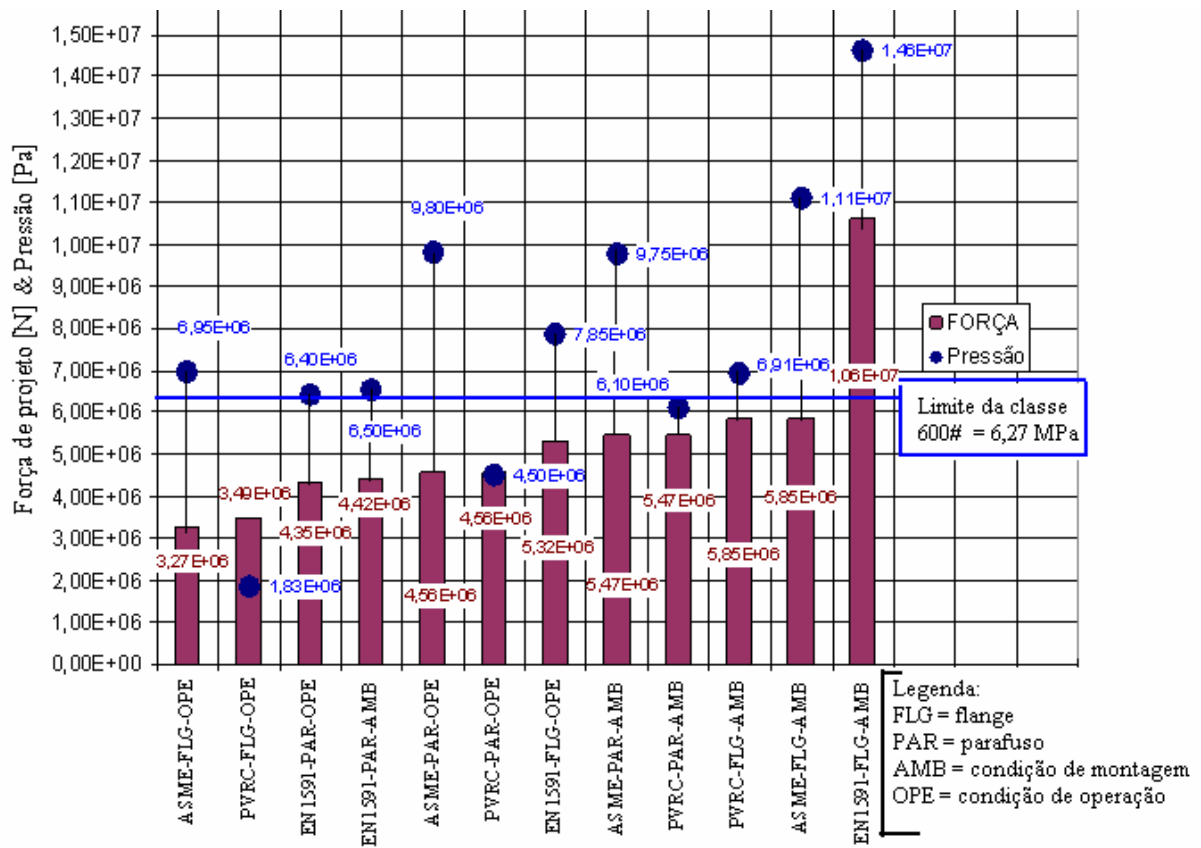


Figura 4.4 – Força de projeto e pressão para atingir os limites admissíveis do flange e do parafuso

## 4.2 Avaliação dos casos 2.1, 2.2, 3.1, 3.2, 4.1 e 4.2

Executou-se em duas etapas a análise dos resultados dos quatro casos definidos na tabela 3.4: na primeira etapa, as três tensões (longitudinal no cubo, radial e tangencial no anel) determinadas pelos modelos analíticos foram individualmente comparadas com as mesmas tensões extraídas através do método dos elementos finitos, e na segunda, os critérios de falha dos métodos analíticos foram comparados aos critérios de falha do método dos elementos finitos através dos índices de falha da tabela 3.3.

### 4.2.1 Comparação das tensões resultantes

Do modelo axisimétrico em elementos finitos extraiu-se as tensões radiais, tangenciais e longitudinais dos nós ao longo das seções selecionadas e identificadas como anel12, cubo34 e cubo 56, conforme descrito no item 3.4.5. Estas tensões foram decompostas em correspondentes tensões de membrana, flexão e pico como apresentado nos exemplos das figuras 4.5, 4.6 e 4.7 a seguir para o caso 2.1 á 1,83 MPa. As tensões de pico foram desprezadas por se tratar de análise estática e o maior valor absoluto da soma membrana mais flexão foi utilizado para comparação com o resultado dos métodos analíticos.

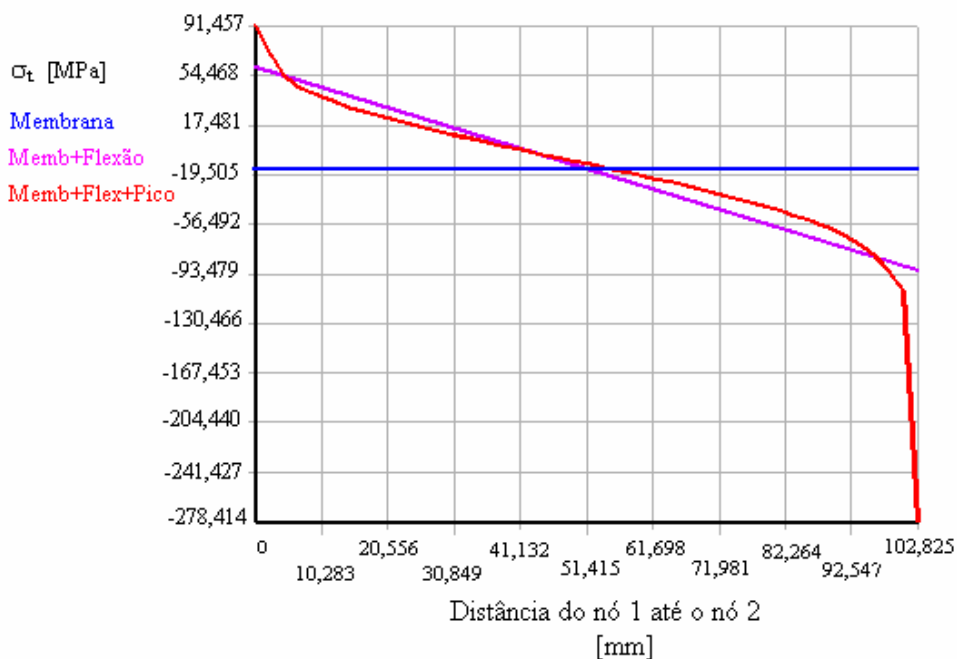


Figura 4.5 – Distribuição da tensão tangencial no anel

- caso 2.1 á 1,83 MPa -

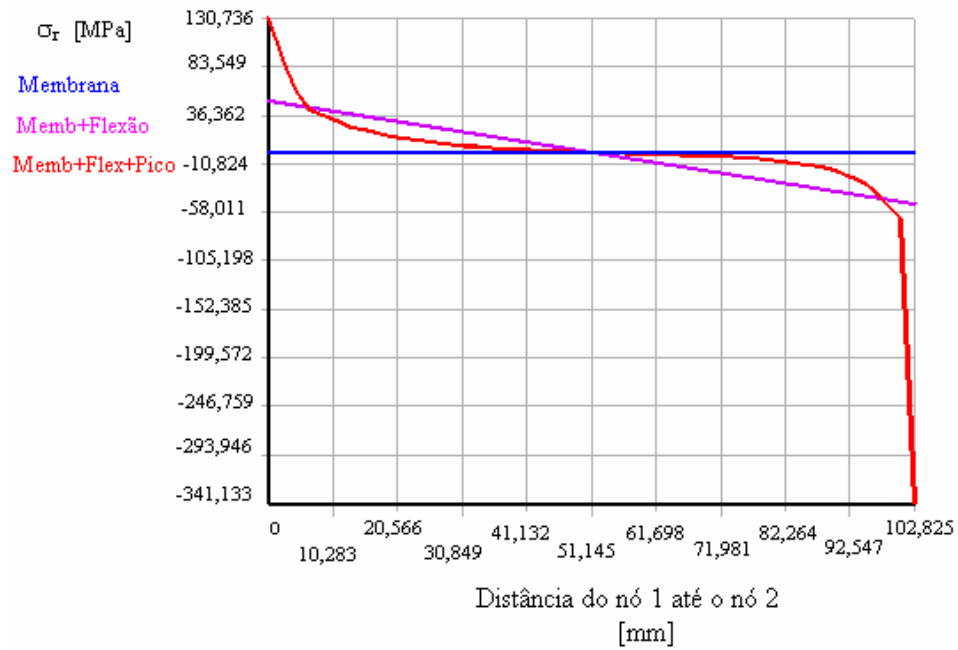


Figura 4.6 – Distribuição da tensão radial no anel  
- caso 2.1 á 1,83 MPa -

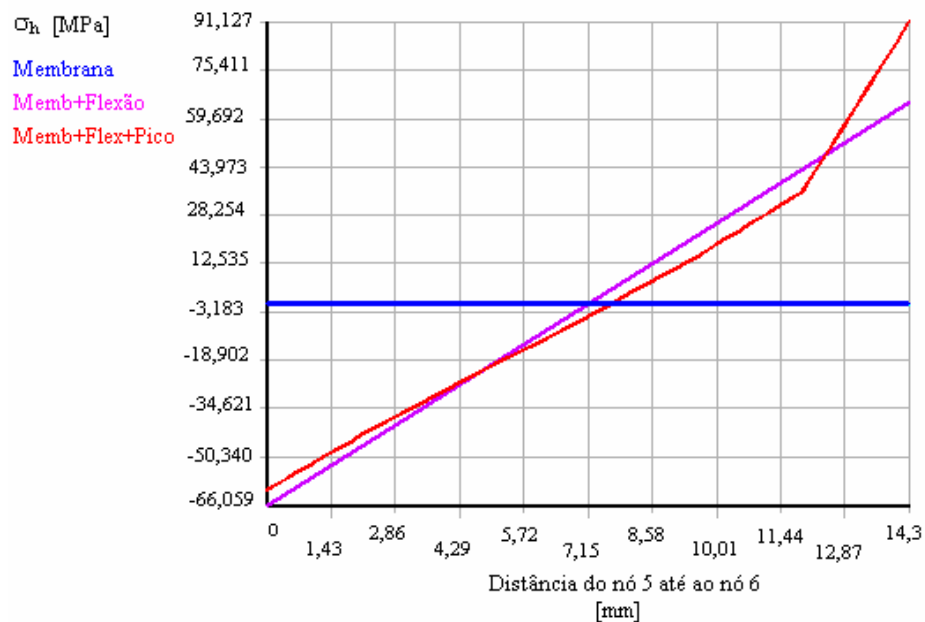


Figura 4.7 – Distribuição da tensão longitudinal na extremidade menor do cubo  
- caso 2.1 á 1,83 MPa -

Os resultados das tensões longitudinais, tangenciais e radiais de todas as simulações foram tabelados e encontram-se no apêndice 1 deste trabalho. A tabela 4.2 a seguir exemplifica a forma de apresentação da tabela do apêndice 1 apresentando os resultados para uma das simulações dos casos 2.1 e 2.2. Nesta tabela observa-se os valores das tensões radiais ( $\sigma_r$ ) e tangenciais ( $\sigma_t$ ) e longitudinais ( $\sigma_h$ ) tanto para o método analítico quanto para o método em elementos finitos, sendo que diferentemente do método analítico, o método em elementos finitos apresenta as tensões nas três direções decompostos em correspondentes tensões de membrana e de membrana mais flexão, sendo que esta última se refere a tensão de membrana mais flexão atuante nos nós extremos das seções anel12, cubo34 e cubo56, além disto, a tabela apresenta também os valores das intensidades de tensão ( $S_{int}$ ).

Especificamente para o caso 2.2 foram realizadas duas simulações distintas para o M.E. F: a primeira com a força de projeto  $W_{op} = W_{m1}$  em acordo com o método do ASME e a segunda, com  $W_{op} = W_{amb} = \frac{1}{2}(A_m + A_b)S_a$  para avaliar a diferença entre a condição adotada pelo ASME e a condição real na qual a força de aperto do parafuso em operação continua a ser o mesmo valor do aplicado durante a montagem.

Tabela 4.2 – Tensões resultantes para os casos 2.1 e 2.2 a pressão de 1,83 MPa

Caso 2-1-ASME (condição de montagem)																
Pressão (Mpa)	Método Analítico			Método dos Elementos Finitos												
	Anel		Cubo	Anel				Extremidade Menor do Cubo								
	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)		$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)
1,83				50,04	60,74	57,57	12,77	-15,2	7,6	-50,35	60,92	-0,45	36,32	-66,06	102,4	M+F
				0,39	-14,76	-17,84	39,29	20,77	32,29	-2,653	37,71	5,46	57,57	-0,49	63,37	M
				-49,26	-90,27	-93,25	74,97	56,7	56,97	45,04	56,54	11,39	78,81	65,06	71,1	M+F
Caso 2-2 - ASME (condição de operação)																
Pressão (Mpa)	Método Analítico			Método dos Elementos Finitos (Força de projeto = $W_{m1}$ )												
	Anel		Cubo	Anel				Extremidade Menor do Cubo								
	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)		$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)
1,83				11,19	20,33	13,87	9,29	-4,45	13,48	-1,39	18,33	-3,4	36,78	-8,88	46,57	M+F
				-0,59	-1,18	-4,62	9,58	3,65	15,75	3,122	14,82	2,356	45,72	17,93	43,58	M
				-12,37	-22,69	-23,12	19,34	11,76	18,02	7,638	14,7	7,74	54,66	44,74	47,91	M+F
Pressão (Mpa)	Método Analítico			Método dos Elementos Finitos (Força de projeto = $W_{amb}$ )												
	Anel		Cubo	Anel				Extremidade Menor do Cubo								
	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_t$ (MPa)		$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)
1,83				18,22	15,6	34,15										
				47,33	64,19	55,45	18,41	-15,4	18,97	-37,76	59,81	-4,32	62,39	-57,2	119,7	M+F
				-0,31	-11,84	-17,51	37,95	18,65	39,07	1,206	41,38	7,161	87,47	17,56	84,16	M
			-47,95	-87,88	-90,47	73,47	52,7	59,17	40,17	53,51	18,65	112,5	92,32	97,91	M+F	

Legenda:  
M = membrana  
M+F = membrana + flexão

Para facilitar a comparação das tensões, os resultados foram colocados em valores percentuais através da razão entre a tensão no método dos elementos finitos e a tensão no método analítico ( $\sigma_{MEF} / \sigma_{analítico}$ ). As figuras 4.8 e 4.9 apresentam os resultados percentuais (%) para os casos 2.1, 3.1 e 4.1 na condição de montagem e 2.2, 3.2 e 4.2 na condição de operação respectivamente.

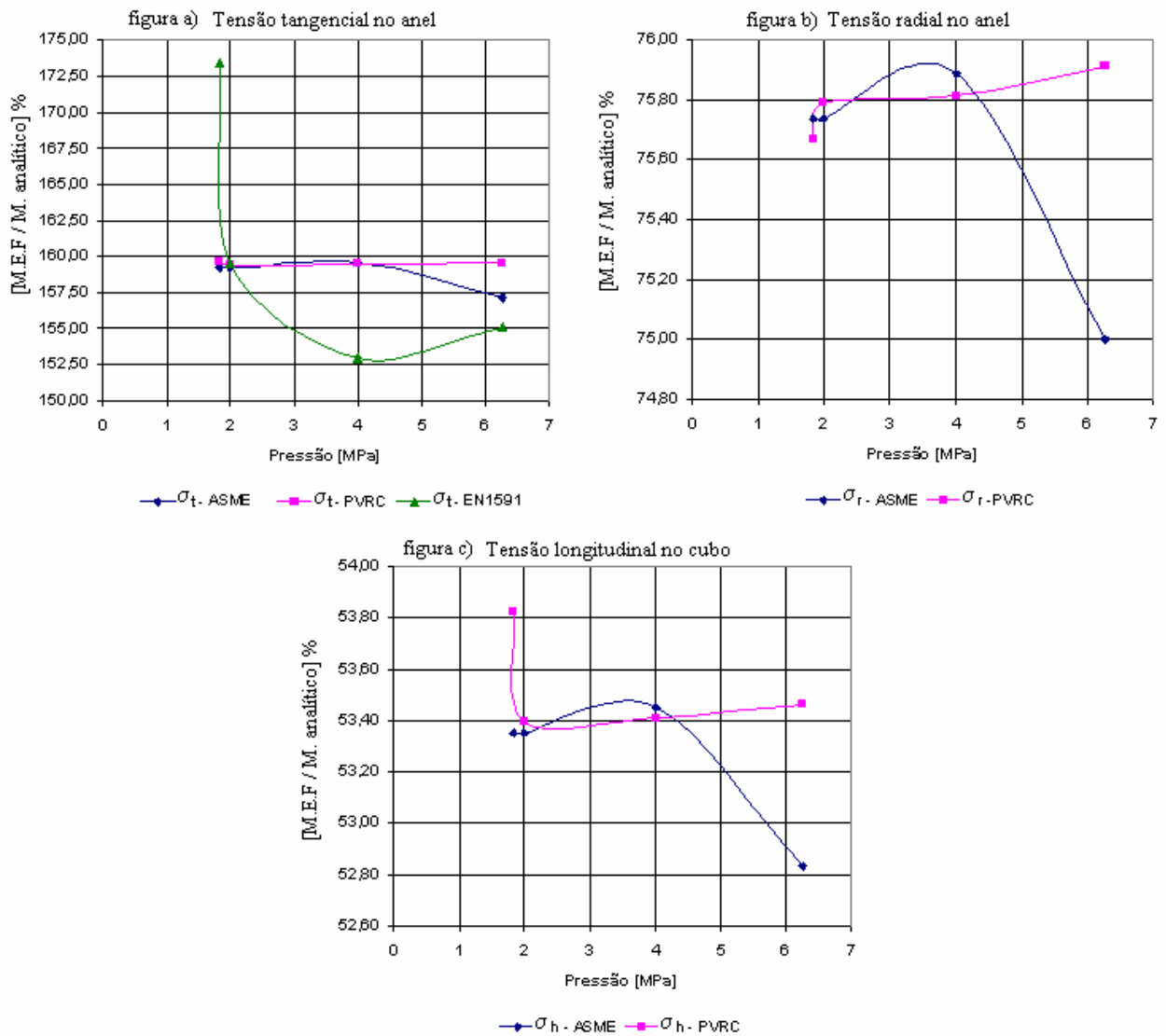


Figura 4.8 – Razão entre as tensões no M.E.F e nos métodos analíticos para os casos 2.1,3.1 e 4.1

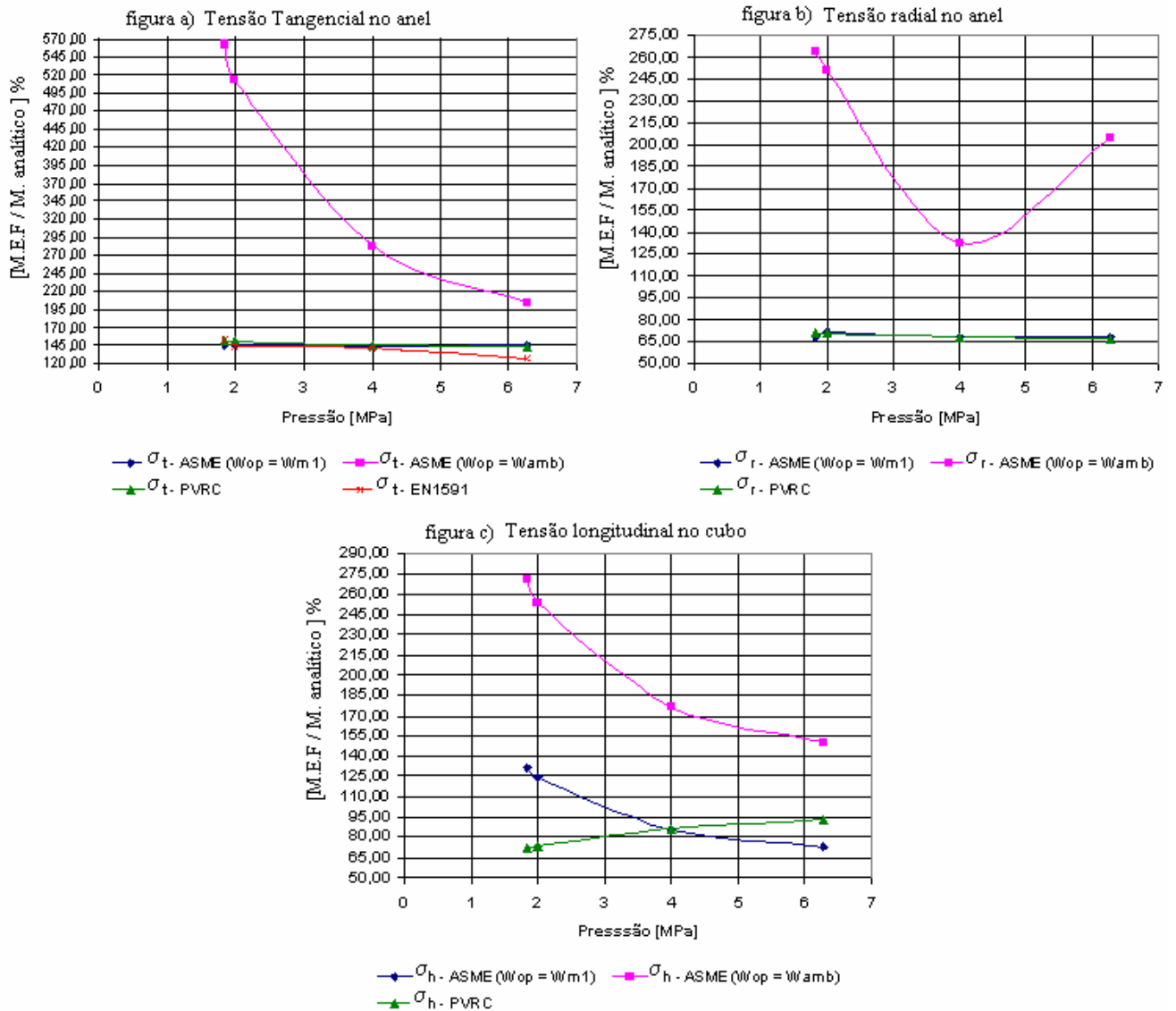


Figura 4.9 – Razão entre as tensões no M.E.F e nos métodos analíticos para os casos 2.2,3.2 e 4.2

Nos gráficos apresentados pela figura 4.8 observam-se os seguintes pontos:

- Na figura 4.8 a, os valores percentuais estão acima de 100% indicando que a tensão tangencial no método dos elementos finitos está acima dos valores encontrados pelos métodos analíticos, ou seja, as tensões tangenciais encontradas com os métodos analíticos para os casos 2.1, 3.1. e 4.1 se encontram numa situação contrária a segurança, estando aproximadamente 52% á 73% abaixo da tensão do M.E.F.

- Nas figuras 4.8 b e 4.8 c, as tensões radiais e longitudinais apresentadas pelos métodos analíticos são conservativas, estando acima dos valores encontrados pelo método dos elementos finitos, aproximadamente 25% para a tensão radial no anel e 47% para a tensão longitudinal no cubo, portanto, a favor da segurança.
- As tensões encontradas pelos métodos do PVRC e do ASME são praticamente as mesmas possuindo uma diferença abaixo dos 3% para todos os casos. Este resultado é esperado já que as curvas das forças de projeto apresentadas pela figura 4.3 ( $W_{amb}$  (C=9,25) e  $W_{mo}$ ) estão bem próximas e, além disto, o método de cálculo das tensões é exatamente o mesmo para os ambos os métodos.

Para a avaliação dos gráficos da figura 4.9, duas situações distintas com relação à força aplicada no M.E. F para o caso 2.2 são consideradas:

Situação 1 - Considerando a força de projeto  $W_{op} = W_{m1}$  conforme aplicada pelo método ASME;

Situação 2 - Considerando a força de projeto  $W_{op} = W_{amb}$  conforme a condição real na qual a força de aperto do parafuso em operação continua a ser o mesmo valor do aplicado durante a montagem.

#### **Situação 1**

- Na figura 4.9 a, assim como na figura 4.8 a, as tensões tangenciais encontradas com os métodos analíticos para os casos 2.2, 3.2. e 4.2 se encontram numa situação contrária a segurança, estando aproximadamente 45% abaixo da tensão do M.E.F.
- Na figura 4.9 b, as tensões radiais apresentadas pelos métodos analíticos são conservativas, estando acima dos valores encontrados pelo método dos elementos finitos, aproximadamente 35%, portanto, a favor da segurança.
- Na figura 4.9 c, as tensões longitudinais apresentada pelo ASME nas pressões iniciais de 1,83 MPa até aproximadamente 3,0 MPa encontra-se acima da tensão encontrada pelo M.E.F, e a medida que a pressão aumenta, esta diferença vai diminuindo ficando abaixo da tensão encontrada pelo M.E.F. Observando-se a curva do PVRC, a tensão no M.E.F está abaixo da tensão encontrada no método analítico em toda faixa de pressão, portanto, a favor da segurança. À medida que a pressão interna aumenta, o valor de  $W_{m1}$  aumenta proporcionalmente e a diferença em relação ao valor de  $W_{amb}$  se reduz, por isto, em pressões maiores acima de 4MPa o resultado apresentado pelo ASME se aproxima mais do resultado apresentado pelo PVRC com relação ao M.E.F.

## Situação 2

- Na segunda situação, as diferenças percentuais encontradas entre o método analítico do ASME e o M.E.F se elevam chegando ao pico de 560% para a tensão tangencial, ou seja, as tensões atualmente consideradas pelo método do ASME estão bem abaixo dos valores atuantes na condição real. Observa-se que esta diferença vai diminuindo à medida que a pressão interna aumenta, pois, o valor da força de projeto  $W_{m1}$  considerada pelo método analítico do ASME, aumenta proporcionalmente e a diferença em relação ao valor de  $W_{amb}$  se reduz. Caso o método analítico do ASME considera-se a força de projeto em operação igual à  $W_{amb}$ , as diferenças percentuais se equiparariam aos valores encontrados para a curva do PVRC já que  $W_{amb}$  ( $C=9,25$ ) e  $W_{mo}$  são valores bem próximos conforme apresentado pela figura 4.3. Este resultado ratifica a necessidade de rever o critério do ASME para a condição de operação na qual a força de projeto é igual a  $W_{m1}$ .

### 4.2.2 Avaliação dos Critérios de Falha

Nesta seção a resistência mecânica do flange é avaliada por cada um dos métodos através dos seus respectivos critérios de falha conforme apresentado na tabela 3.3. Índices de falha foram adotados para permitir a comparação entre os distintos critérios de falha, sendo que os índices maiores que 1,0 indicam que as tensões ou combinação das mesmas ultrapassaram o limite de resistência admissível do flange.

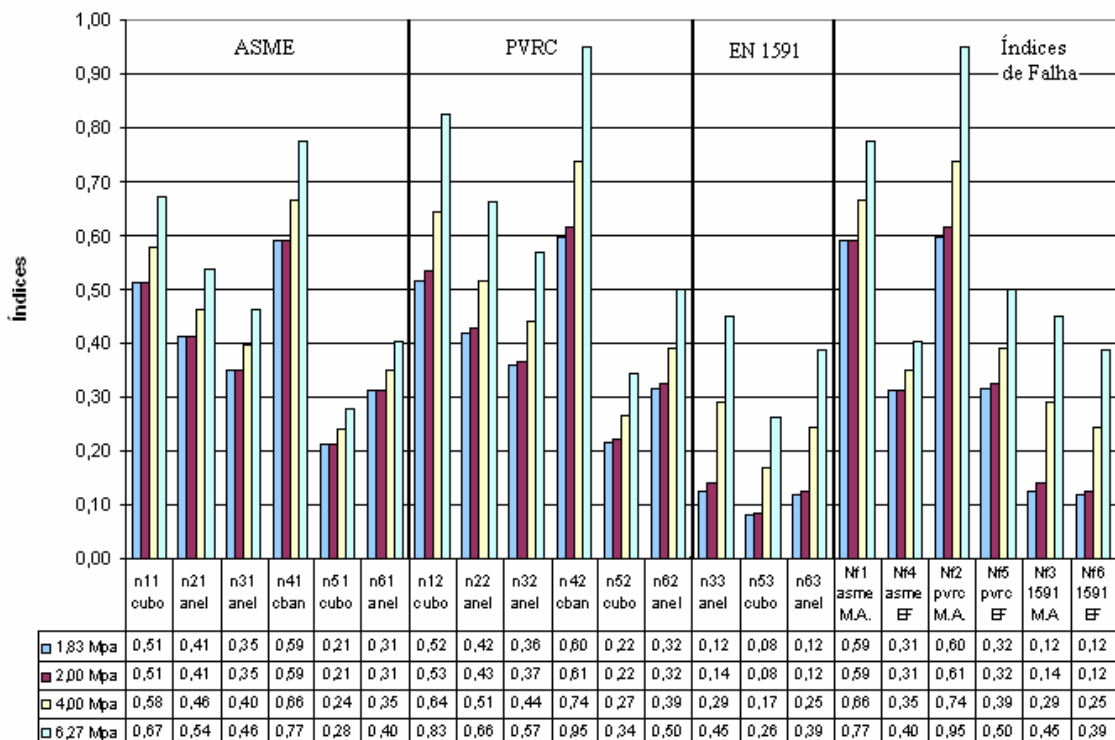
A figura 4.10 apresenta os índices de falha para os casos 2.1, 3.1 e 4.1. Observa-se que o maior valor do índice de falha foi alcançado pelo método analítico do PVRC com  $Nf2 = 0,95$  para a pressão de 6,27 MPa, e para o método em elementos finitos o maior valor alcançado foi  $Nf5 = 0,5$ , indicando que o flange esta bem dimensionado para as forças de projeto determinadas pelo métodos analíticos na condição de montagem.

A figura 4.11 apresenta os índices de falha para os casos 2.2, 3.2 e 4.2. Para os métodos analíticos do ASME e do EN1591, os índices de falha estão abaixo de 1,0 e, portanto o flange está aprovado para os critérios de falha dos casos 3.2 e 4.2. Já para o método do PVRC, o flange está reprovado, ultrapassando o seu limite de resistência admissível na condição operacional a partir de 1,83 MPa, aonde o índice de falha  $Nf2 = 1,01$ . Contudo, pelo método dos elementos finitos o maior valor do índice de falha é alcançado por  $Nf5 = 0,78$ , ou seja, o flange esta bem dimensionado para as forças de projeto determinadas pelos métodos analíticos na condição de



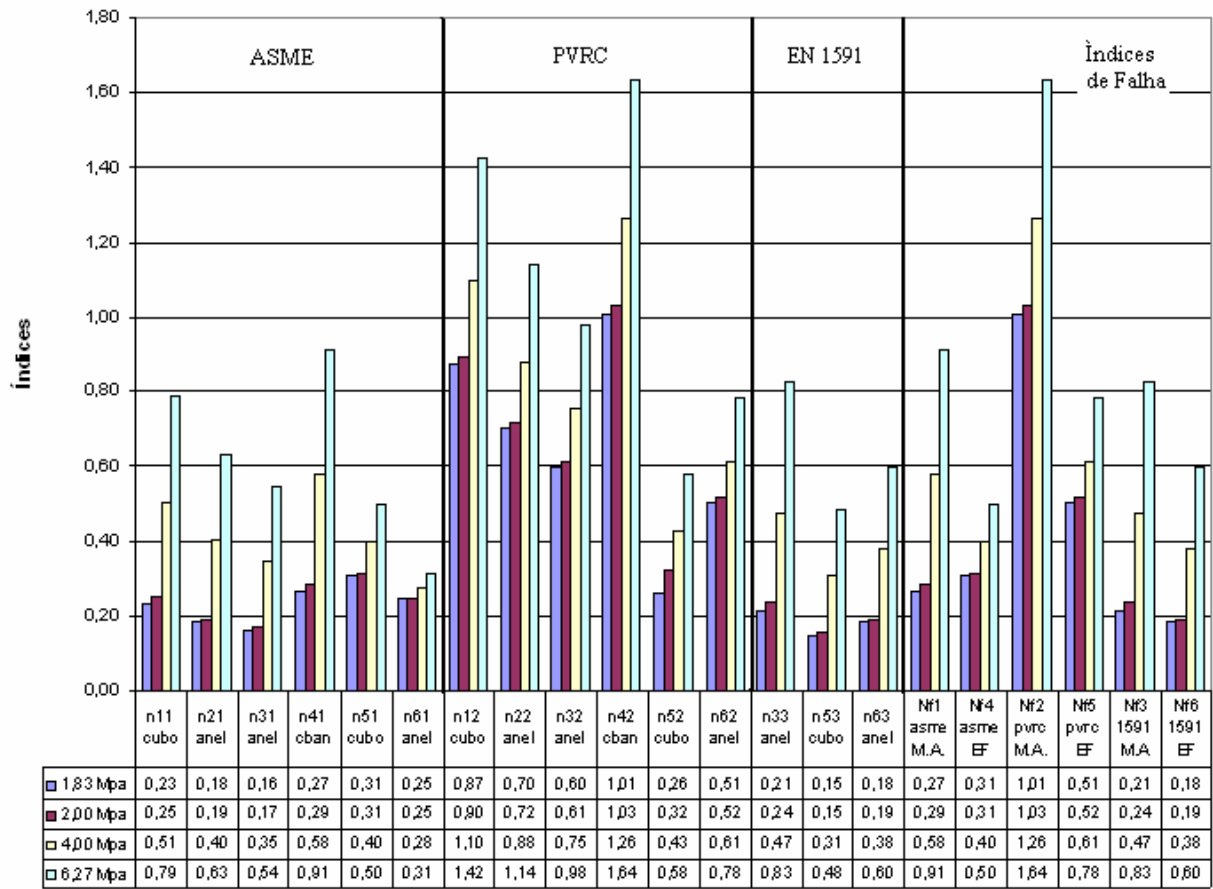
operação, mesmo considerando para o índice Nf4 do M.E. F a força de projeto  $W_{op} = W_{amb}$  conforme descrito anteriormente para a situação 2. Observa-se ainda:

- O anel foi o elemento mais sobrecarregado, apresentou os maiores índices de falha com o método dos elementos finitos para os três modelos. Isto se deve ao fato das tensões no anel serem de categoria primária e, portanto os seus limites de resistência admissíveis são menores do que os limites admissíveis para o cubo que possuem tensões de categoria secundária.
- Comparando-se os valores absolutos de intensidades de tensão ( $S_{int}$ ) resultante para o cubo e para o anel, apresentados na tabela do apêndice 1, verifica-se que o cubo possui valores absolutos bem mais elevados. Apesar destes valores absolutos não serem relevantes para os casos analisados, haja vista que os índices de falha para o cubo ficaram abaixo dos índices de falha para o anel, situações na qual existe a possibilidade de falha por fadiga ou fluência ou até mesmo outras configurações geométricas não tão favoráveis (cubos mais esbeltos, por exemplo), o cubo pode torna-se o elemento limitador da resistência mecânica do flange. Portanto, a determinação das tensões no cubo é também necessária para verificar a integridade mecânica do conjunto.



Legenda:  
M.A - Método Analítico  
E.F - Método dos Elementos Finitos

Figura 4.10 – Índice de Falha - condição de montagem – casos 2.1, 3.1 e 4.1.



Legenda:

MA - Método Analítico

E.F - Método dos Elementos Finitos

Figura 4.11 – Índice de Falha - condição de operação – casos 2.2, 3.2 e 4.2.

## CAPÍTULO 5

### DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

Para uma conexão flangeada ser considerada segura, todos os seus componentes devem ser mecanicamente adequados para os esforços aos quais estarão sujeitos e a capacidade de vedação do conjunto deverá garantir os limites aceitáveis de taxa de vazamento do fluido contido. Como este trabalho não incluiu a avaliação do desempenho de estanqueidade, não há como afirmar que os métodos analíticos avaliados apresentem modelos a favor da segurança para todos os casos. Por outro lado, pelos resultados apresentados para os casos da tabela 3.4, pode-se concluir que as forças de projeto impostas pelos modelos analíticos não causam danos mecânicos ao flange padrão ASME que possam levar a uma falha estrutural do mesmo, pois o maior valor do índice de falha, nos modelos em elementos finitos, ocorreu para o anel na condição de operação a 6,27 MPa com 0,78 para o caso 3.2. Entretanto, mesmo que não haja comprometimento estrutural do flange, os níveis de deformação ao qual está sujeito, podem comprometer o desempenho de estanqueidade do conjunto e, portanto, os resultados mecânicos não garantem a estanqueidade da conexão. Quando analisada a situação 2 do caso 2.2 na qual a força de projeto do ASME foi considerada como  $W_{op} = W_{amb}$  isto fica bem caracterizado, pois, o nível das tensões no flange está muito além do previsto pelo método da Taylor Forge que conceitualmente optou por níveis mais baixos de tensões admissíveis justamente para não comprometer a performance de estanqueidade diante de deformações maiores.

Dentro de cada um dos métodos analíticos foram detectados alguns aspectos que merecem ser reavaliados ou considerados.

Para o método do **ASME** são apontados os seguintes aspectos:

- A força de projeto na condição de operação não condiz com a situação real, o que leva a esforços abaixo do previsto conforme apresentado pela situação 2 da figura 4.9. O valor da força de aperto de projeto para a condição de operação deveria ser reavaliado para ser um valor igual ao da força de aperto na condição de montagem, ou seja,  $W = W_{amb} = W_{op}$ .
- Outros efeitos deletérios existentes, tais como, efeito da interação elástica, dilatação diferencial entre as partes e o fenômeno da relaxação/fluência na gaxeta deveriam ser considerados. Além destes, as forças e os momentos externos atuantes e uma relação entre a força de aperto e a taxa de vazamento esperada deveriam ser incluídos, porém, como estes pontos já fazem parte do modelo do PVRC, pode-se considerar que já estão sendo analisados pelo ASME.

Para o método do **PVRC** é apontado o seguinte aspecto:

- Trabalha com valores de aperto muito elevados resultando em esforços no flange e no parafuso acima do critério de resistência atual do ASME, o que não permite que os flanges padrões ASME estejam adequados para aplicação deste método. Deveria ser reavaliado o conceito do parâmetro de aperto de forma a obter valores de força de aperto compatíveis com o dimensionamento dos flanges padrão ASME atuais.

Para o método do **EN1591** são apontados os seguintes aspectos:

- Deveria ser considerada a verificação no cubo do flange, pois, como visto nos resultados finais o cubo apresentou os maiores valores absolutos de intensidade de tensão que podem ser significativas em situações na qual existe a possibilidade de falha por fadiga ou fluência ou até mesmo outras configurações geométricas não favoráveis.
- Este método deveria reavaliar o seu critério de estabelecimento da relação  $Q/P$  de forma a permitir à determinação desta relação para outras taxas de vazamento requeridas. A definição deste valor é de extrema importância para determinação da força mínima requerida de aperto dentro do conceito de taxa de vazamento esperado em função da criticidade do serviço.

Estes aspectos levam á alguns questionamentos sobre o desempenho da estanqueidade da conexão, tais como: o nível elevado de tensões não considerado pelo método atual do ASME, influencia na estanqueidade da conexão? Para quais condições operacionais? Valores menores do parâmetro de aperto do PVRC assegurariam a estanqueidade da conexão com forças de aperto mais baixas de forma a compatibilizar com o dimensionamento dos flanges padrão ASME atuais?

Estas questões merecem ser estudadas em outros trabalhos com simulações envolvendo testes práticos de vedação para agregar á avaliação mecânica uma avaliação da estanqueidade, tornando completa a conclusão sobre os resultados apresentados.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABDEL-HAKIM, Bouzid, MICHEL, Derenne, ABBAS, Chaarani. *Tightness prediction of bolted flanged connections subjected to external bending moments*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1998, California. Analysis of bolted joints. Pressure Vessel and piping Division, vol. 367,1998, p.61-67.
- ALFRED, Hirschvogel. *Bolted joints tightened in plastic region*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1998, California. Analysis of bolted joints. Pressure Vessel and piping Division, vol. 367,1998, p.81-87.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Design considerations for bolted flange connections*: Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Division 2, Appendix S.[New York], 1988. 3 p.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Design based on stress analysis*: Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Division 2, Appendix 4-1.[New York], 1988. add. 99.p.339 - 349.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Forged flanges and piping fittings*: B16.5.[New York], 1996.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Rules for bolted flange connections with ring type gaskets*: Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Division 1, Appendix 2.[New York], 1988. add. 99.20 p.
- BARTONIECK, Jaroslav, SCHOECKLE, Friedrich. *Tightness and accurate mounting of bolted joints*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1995. Current Topics in Computacional Mechanics. Pressure Vessel and piping Division, vol. 305,1995, p.171-178.
- BAOGANG, Cao, CHENGHONG, Duan, HONG, Xu. *3-D Finite element analysis of bolted flange joint*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1999. Analysis of bolted joints. Pressure Vessel and piping Division, vol. 382,1999, p.121-126.
- BIREMBAUT, Yves, LEDAUPHIN, Thierry, DERENNE, Michel, VIGNAUD, Jean, PAYNE, J.R. *Bolted flanged gasketed joints technology: comparison of north American and European approaches*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1997, Orlando. Current topics in the design and analysis of pressure vessels and piping. Pressure Vessel and piping Division, vol. 354,1997, p.209-244.
- BICKFORD, John H. *An introduction to the design and behavior of bolted joints*.3 ed. New York: Marcel Dekker, Inc, 1995, 941 p.
- BICKFORD, John H. *Gaskets and gasketed joints*. New York: Marcel Dekker, Inc, 1997.

- BLACH, Adolf, LIGUO, Sun. *Bolted flanged connections with longitudinal bending moments*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1992. Design and analysis of pressure vessels. Pressure Vessel and piping Division, vol. 235,1992, p. 3-8.
- DEKKER, C.J., BRINK, H.J. *External flange loads and 'Koves' method*. In: INTERNATIONAL JOURNAL OF PRESSURE VESSELS AND PIPING, 2002, p.145-155.
- EUROPEAN STANDARD. *Design rules for gasketed circular flange connections - part 1: calculation method*: EN 1591-1.[Berlin], 2001.49 p.
- EUROPEAN STANDARD. *Flanges and their joints – design rules for gasketed circular flange connections - part 2: Gasket parameters*: EN 1591-2.[Berlin], 2001. 8 p.
- HANS, Kokelmann, ROOS, eberhard. *Present state of the art*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1998, California. Analysis of bolted joints. Pressure Vessel and piping Division, vol. 367,1998, p.1-10.
- HWANG, D.Y., STALLINGST, J.M. *Finite element analysis of bolted flange connections*. Auburn, 1992. 12 p.
- MOAVENI, Saeed. *Finite element analysis – theory and application with ansys*.2 ed. New Jersey: Prentice Hall, 2003, 822 p.
- PAYNE, James, SCHNEIDER, Robert. *Comparasion of proposed ASME rules for bolted flanged joints*. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON PRESSURE VESSEL TECHNOLOGY, 1996. Volume 1, p.147-167.
- ROSSHEIM, D.B., MARKL, A.R.C., *Gaskets loading constants*. Mechanical Engineer, Volume 65, 1943, p.647.
- SINGH, Krishna P., SOLER, Alan I. *Mechanical Design of Heat Exchangers and pressure vessel components*.1 ed. New Jersey: Arcturus Publishers, Inc, 1984, 1.045 p.
- WATERS, E.O., WESSTROM, D.B., ROSSEIHM, D.B., WILLIAMS, F.S.G. *Formulas for stresses in bolted flanged connections*. Trans. of the ASME, FSP-59-4, 1937, p.161-169.
- WATERS, E. O., WESSTROM, D.B., ROSSEIHM, D.B., WILLIAMS,F.S.G. *Development of general formulas for bolted flanges*. Taylor Forge e Pipe Works, Chicago, 1949.
- WOELFEL. *Background information to the draft rev. 5 Pr EN 1591*. CEN TC74 WG10 doc. No. 12-92, Brussels, 1992.

- TANAKA, Michihiko, AOIKE, Toru. *Demands on the calculation of flanged joints*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1998, California. Analysis of bolted joints. Pressure Vessel and piping Division, vol. 367,1998, p.89-95.
- TIMOSHENKO, Stephen P. *Resistência dos materiais*. Tradução de: Antonio Alves de Noronha. Rio de Janeiro: Livro Técnico, 1957. 555p. Tradução de: Strength of materials.
- TOSHIMICHI, Fukuoka, TAKAKI, Tomohiro. *Three-dimensional finite element analysis of pipe flange: effects of flange interface geometry*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1998, California. Analysis of bolted joints. Pressure Vessel and piping Division, vol. 367,1998, p.125-131.
- VEIGA, José Carlos. *Gaxetas Industriais*. 3 ed. Campinas, SP: julho, 1999.
- YONENO, Masahiro, SAWA, Toshiyuki, ISHIRARA, Tomoya. *Analysis of mechanical behaviors and the new gasket factors of pipe flange connections with non-asbestos gaskets subjected to internal pressure*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1997, Orlando. Current topics in the design and analysis of pressure vessels and piping. Pressure Vessel and piping Division, vol. 354,1997, p.167-178.
- ZERRES, Hildegard, PÉREZ, Marc, LEMAUVIEL, Luc, SCLIFFET, Laurent. *Comparasion between the analysis of mechanical behavior of bolted joints by finite elements method and by the European approach (PR EN1591)*. In: ASME JOINT VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1998, California. Analysis of bolted joints. Pressure Vessel and piping Division, vol. 367,1998, p.69-73.

## **APÊNDICES**



## APÊNDICE 1

### TABELA DE TENSÕES RESULTANTES

(a) Casos 2.1 - 3.1 - 4.1

		Caso 2.1-ASME (Condição de montagem)													
Pressão (Mpa)	Método Analítico			Método dos Elementos Finitos											
	Anel		Cubo	Anel				Extremidade Maior do Cubo				Extremidade Menor do Cubo			
	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)
1,83	66,07	56,7	123,8	50,04	60,74	57,57	12,77	-15,2	7,6	-50,35	60,92	-0,45	36,32	-66,06	102,4
				0,39	-14,76	-17,84	39,29	20,77	32,29	-2,653	37,71	5,46	57,57	-0,49	63,37
				-49,26	-90,27	-93,25	74,97	56,7	56,97	45,04	56,54	11,39	78,81	65,06	71,1
2	66,07	56,7	123,8	50,04	60,74	57,57	12,77	-15,2	7,6	-50,35	60,92	-0,45	36,32	-66,06	102,4
				0,39	-14,76	-17,84	39,29	20,77	32,29	-2,653	37,71	5,46	57,57	-0,49	63,37
				-49,26	-90,27	-93,25	74,97	56,7	56,97	45,04	56,54	11,39	78,81	65,06	71,1
4	74,49	63,9	139,6	56,53	68,61	65,03	14,42	-17,1	8,59	-56,88	68,82	-0,512	41,03	-74,62	115,7
				0,44	-16,68	-20,15	44,39	23,46	36,47	-2,997	42,59	6,17	65,03	-0,56	71,58
				-55,64	-102	-105,3	84,69	64,05	64,36	50,88	63,87	12,86	89,03	73,5	80,32
6,27	86,8	74,5	162,7	65,1	79,02	74,89	16,61	-19,7	9,89	-65,5	79,26	-0,59	47,25	-85,94	133,2
				0,5	-19,21	-23,21	51,12	27,02	42,01	-3,42	49,06	7,113	74,89	-0,64	82,43
				-64,08	-117	-121,3	97,53	73,76	74,12	58,6	73,56	14,81	102,5	84,64	92,5
		Caso 3.1-PVRC (condição de montagem)													
Pressão (Mpa)	Método Analítico			Método dos Elementos Finitos											
	Anel		Cubo	Anel				Extremidade Maior do Cubo				Extremidade Menor do Cubo			
	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)
1,83	67,36	57,6	125	50,97	61,86	58,63	13	-15,4	7,744	-51,28	62,05	-0,46	36,99	-67,28	104,3
				0,39	-15,04	-18,17	40,02	21,16	32,89	-2,7	38,4	5,57	58,63	-0,5	64,54
				-50,17	-91,94	-94,98	76,36	57,75	58,03	45,88	57,59	11,6	80,27	66,27	72,42
2	68,77	59	128,9	52,12	63,27	59,97	13,3	-15,8	7,92	-52,45	63,46	-0,47	37,83	-68,81	106,7
				0,4	-15,38	-18,58	40,93	21,64	33,63	-2,76	39,28	5,69	59,69	-0,51	66,01
				-51,31	-94,03	-97,13	78,09	59,06	59,35	46,92	58,9	11,86	82,1	67,77	74,07
4	82,81	71,1	155,2	62,78	76,2	72,23	16,02	-19	9,54	-63,17	76,44	-0,56	45,57	-82,88	128,5
				0,49	-18,52	-22,38	49,3	26,06	40,51	-3,32	47,31	6,85	72,22	-0,62	79,5
				-61,8	-113,3	-117	94,06	71,13	71,48	56,51	70,94	14,29	98,88	81,63	89,21
6,27	106,5	91,4	199,6	80,85	98,14	93,01	20,63	-24,5	12,29	-81,35	98,44	-0,73	58,68	-106,7	165,4
				0,63	-23,85	-28,83	63,49	33,56	52,17	-4,28	60,92	8,83	93,01	-0,8	102,4
				-79,59	-145,8	-150,1	121,1	91,61	92,06	72,78	91,36	18,4	127,3	105,1	114,9
		Caso 4.1-EN 1591(Condição de montagem)													
Pressão (Mpa)	Método Analítico			Método dos Elementos Finitos											
	Anel		Cubo	Anel				Extremidade Maior do Cubo				Extremidade Menor do Cubo			
	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\alpha_t$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)
1,83		20		19,23	23,34	22,12	4,905	-5,83	2,922	-19,35	23,41	-0,17	13,96	-25,38	39,34
				0,15	-5,67	-6,855	15,1	7,89	12,41	-1,02	14,49	2,101	22,12	-0,19	24,35
				-18,93	-34,69	-35,83	28,81	21,79	21,89	17,31	21,73	4,376	25	25	27,32
2		22,5		19,92	24,18	22,92	5,083	-6,03	3,027	-20,05	24,26	-0,18	14,46	-26,3	40,77
				0,155	-5,87	-7,103	15,64	8,27	12,86	-1,05	15,01	2,177	22,92	-0,19	25,23
				-19,61	-35,94	-37,13	29,85	22,57	22,68	17,93	22,51	4,53	31,38	25,9	28,31
4		46,7		39,61	48,08	45,57	10,11	-12	6,01	-39,86	48,23	-0,36	28,75	-52,3	81,06
				0,3	-11,69	-14,12	31,11	16,44	25,56	-2,1	29,85	4,328	45,57	-0,39	50,16
				-39	-71,46	-73,82	59,35	44,88	45,1	35,66	44,76	9,01	63,39	51,51	56,29
6,27		72,5		62,32	75,64	71,69	15,9	-18,9	9,47	-62,7	75,87	-0,56	45,23	-82,27	127,5
				0,48	-18,39	-22,22	48,94	25,87	40,21	-3,3	46,96	6,8	71,69	-0,62	78,91
				-61,34	-112,4	-116,1	93,36	70,61	70,95	56,1	70,42	14,18	98,15	81,03	88,55



Caso 4-2 - EN1591(condição de operação)

Pressão (MPa)	Método Analítico			Método dos Elementos Finitos (Força de projeto = $W_{m1}$ )											
	Anel		Cubo	Anel				Extremidade Maior do Cubo				Extremidade Menor do Cubo			
	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_\theta$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_\theta$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_\theta$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_\theta$ (MPa)	$\sigma_h$ (MPa)	$S_{int}$ (MPa)
1,83		21		16,52	26,79	20	10,61	-6,07	14,29	-6,75	23,02	-2,37	41,01	-15,75	56,97
				-0,55	-2,753	-6,52	13,76	5,86	19,19	2,83	18,51	2,38	51,74	17,88	49,81
				-17,62	-32,3	-33,05	27,32	17,79	24,09	12,43	18,74	7,134	62,48	51,51	56,42
2		23,2		16,96	27,96	20,61	11,32	-6,34	15,45	-6,285	24,02	-2,58	44,03	-15,77	60,05
				-0,61	-2,686	-6,74	14,18	5,954	20,27	3,161	19,45	2,48	55,3	19,55	53,24
				-18,18	-33,33	-34,09	28,22	18,21	25,09	12,61	19,3	7,548	66,56	54,87	60,12
4		46,74		33,69	55,64	40,95	22,59	-12,54	30,87	-12,34	47,81	-5,156	87,89	-31,24	119,6
				-1,22	-5,3	-13,4	28,18	11,81	40,39	6,33	38,73	4,944	110,3	39,1	106,2
				-36,13	-66,24	-67,14	56,09	36,16	49,91	25,01	38,44	15,04	132,8	109,4	119,9
6,27		81,51		53,02	87,48	64,44	35,46	-19,72	48,42	-19,56	75,17	-8,085	137,9	-49,26	188
				-1,915	-8,38	-21,08	44,34	18,61	63,45	9,917	60,87	7,77	173,2	61,29	166,8
				-56,85	-104,2	-106,6	88,26	56,93	78,48	39,4	60,41	23,63	208,4	171,8	188,3