



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DIRCT / GEREP / DECEN / COEME

CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA

FRANCISCO LUIZ CAMPOS HIDALGO

**ANÁLISE DE TENSÕES EM TUBULAÇÃO DE AÇO
PARA ADUÇÃO DE ÁGUA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2011

Francisco Luiz Campos Hidalgo

**ANÁLISE DE TENSÕES EM TUBULAÇÃO DE AÇO
PARA ADUÇÃO DE ÁGUA**

Monografia apresentada à disciplina Projeto Final II, do Curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campus Curitiba, como requisito parcial para aprovação.

Orientador: Prof. Hilbeth Parente Azikri de Deus, Dr.

CURITIBA

2011

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia de Projeto de Pesquisa intitulada Análise de Tensões em Tubulação de Aço para Adução de Água, realizada pelo aluno Francisco Luiz Campos Hidalgo, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Hilbeth Parente Azikri de Deus, Dr.

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Cláudio Roberto Ávila da Silva Jr, Dr.

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Ivan Moura Belo, Dr.

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 12 de dezembro de 2011.

RESUMO

HIDALGO, Francisco L. Campos. Análise de tensões em tubulação de aço para adução de água. 2011. 86 f. Trabalho de conclusão de curso – Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2011.

Este trabalho estabelece uma metodologia para a avaliação das tensões atuantes em tubulações do tipo conduto forçado, utilizadas para aduzir água às turbinas hidráulicas de centrais hidrelétricas. A análise considera os casos de carga em acordo com a norma brasileira NBR 10132:1987 – Cálculos de Condutos Forçados. É apresentado um método para a determinação da pressão máxima normal de serviço, decorrente do golpe de aríete, considerando-se o traçado preliminar da tubulação e as características hidráulicas de um aproveitamento. Com base na literatura e nas normas aplicáveis, são estimadas as espessuras do conduto, dos suportes e da boca de visita, definindo-se assim as demais cargas atuantes no sistema. Com a definição da tubulação, o estado de tensões nos pontos críticos é determinado mediante o cálculo das tensões principais e a estrutura é verificada em acordo com a teoria de Hencky-Mises. Por fim, a metodologia apresentada é avaliada comparando-se os resultados obtidos a um modelo computacional, desenvolvido no programa comercial de análise de tensões ANSYS 13.0.

Palavras-chave: Tubulação de aço. Sistema de adução. Análise de tensões.

ABSTRACT

HIDALGO, Francisco L. Campos. Stress analysis in Steel Pipes for Water Supply. 2011. 86 p. Completion of course work – Mechanical Engineering, Federal Technological University of Paraná, 2011.

This paper presents a methodology for the evaluation of the acting stresses on pipes of penstock type, used to furnish water to the hydraulic turbines of hydroelectric power plants. The analysis considers the load cases in accordance with the Brazilian standard NBR 10132:1987 – Calculations of penstocks. It presents a method for determining the maximum normal working pressure, due to the water-hammer effect, based on the preliminary layout of the piping system and the hydraulic characteristics of a ploy. Based on the literature and the applicable standards, the thickness of the conduit, of the supports and of the manhole are estimated, thus defining the other loads acting in the system. Based on the pipeline structure, the stress state at critical points is determined by calculating the principal stresses and the structure is checked in accordance with the Henck-Mises theory. Finally, the methodology is evaluated by comparing the results to a computacional model of the pipe, developed in the commercial software of stress analysis ANSYS 13.0.

Keywords: Steel pipe. Water supply system. Stress analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 – CIRCUITO HIDRÁULICO DE UMA CENTRAL HIDRELÉTRICA	14
FIGURA 2 – PARÂMETRO PARA ESTIMATIVA DA PERDA DE CARGA EM CURVAS CIRCULARES	21
FIGURA 3 – VARIAÇÃO DA SOBREPRESSÃO NA SECÇÃO QUE CONTÉM O DISPOSITIVO DE FECHAMENTO.....	23
FIGURA 4 – SECÇÃO DE UM ANEL CIRCULAR SUJEIRO À CARGA RADIAL UNIFORMEMENTE DISTRIBUÍDA.....	25
FIGURA 5 – VIGA BIAPOIADA SUJEITA A CARGA DISTRIBUÍDA.....	27
FIGURA 6 – VIGA BIAPOIADA SUJEITA MOMENTOS NAS EXTREMIDADES	28
FIGURA 7 – VIGA BIAPOIADA SUJEITA A UMA CARGA CONCENTRADA EQUIDISTANTE DAS EXTREMIDADES	29
FIGURA 8 – PROBLEMA ORIGINAL E SIMPLIFICADO REPRESENTANDO O ANEL DE SUPORTE.....	30
FIGURA 9 – DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DO ANEL SIMPLIFICADO.....	30
FIGURA 10 – ROTAÇÃO “ $\delta/2$ ” DAS SECÇÕES TRANSVERSAIS DA VIGA CURVA DEVIDO AO MOMENTO FLETOR	31
FIGURA 11 – COMPONENTE DA FORÇA CORTANTE QUE CONTRIBUI COM O MOMENTO FLETOR	32
FIGURA 12 – LINHA ELÁSTICA DE UM ANEL SUBMETIDO À PRIMEIRA PRESSÃO EXTERNA CRÍTICA.....	34
FIGURA 13 – REFORÇO DO TIPO COLAR	35
FIGURA 14 – CARGA NA INTERFACE ENTRE A TIRA E O REFORÇO	36
FIGURA 15 – VISTA EM PERFIL DO CIRCUITO DE GERAÇÃO SOB ESTUDO ...	39
FIGURA 16 – VISTA EM PLANTA DO CIRCUITO DE GERAÇÃO SOB ESTUDO..	40
FIGURA 17 – COMPONENTES DA TUBULAÇÃO FORÇADA.....	41
FIGURA 18 – PRIMEIRA CURVA CORRIGIDA DO SISTEMA DE ADUÇÃO.....	42
FIGURA 19 – SEGUNDA CURVA CORRIGIDA DO SISTEMA DE ADUÇÃO	44

FIGURA 20 – CURVA EM 90° CORRIGIDA.....	45
FIGURA 21 – VISTA LATERAL DO CONDUTO FORÇADO CORRIGIDO.....	45
FIGURA 22 – DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO NO SISTEMA DE ADUÇÃO.....	47
FIGURA 23 – TIPO DE SUPORTE E CORRESPONDENTE DESLOCAMENTO DO TUBO.....	48
FIGURA 24 – SUPORTE DA TUBULAÇÃO DO TIPO ANEL GUIA COM COLUNA DE APOIO.....	49
FIGURA 25 – DETALHE DA JUNTA DE DILATAÇÃO.....	49
FIGURA 26 – DETALHE DA BOCA DE VISITA.....	50
FIGURA 27 – TUBULAÇÃO COM OS ACESSÓRIOS DEFINIDOS.....	50
FIGURA 28 – CONDUTO EXPOSTO COMO VIGA ESTATICAMENTE INDETERMINADA.....	52
FIGURA 29 – SOMA EQUIVALENTE AO PROBLEMA HIPERESTÁTICO.....	52
FIGURA 30 – SEÇÃO DO ANEL ENRIJECEDOR DE SUPORTE.....	55
FIGURA 31 – VIGA CURVA BIENGASTADA REPRESENTANDO O ANEL ENRIJECEDOR DE SUPORTE.....	57
FIGURA 32 – DIAGRAMA PARA OBTENÇÃO DO FATOR “A”.....	61
FIGURA 33 – DIAGRAMA PARA OBTENÇÃO DO FATOR “B” PARA CASCAS DE BAIXO CARBONO.....	62
FIGURA 34 – GEOMETRIA DO MODELO COMPUTACIONAL DESENVOLVIDO NO PROGRAMA ANSYS 13.0.....	66
FIGURA 35 – SEÇÕES ATRIBUÍDAS AOS ELEMENTOS PARA CONSIDERAR AS DIFERENTES ESPESSURAS.....	67
FIGURA 36 – MALHA NA REGIÃO ENTRE O ANEL DE SUPORTE E O ANEL DE REFORÇO AO VÁCUO.....	68
FIGURA 37 – SOLUÇÃO NODAL DAS TENSÕES NORMAIS ENTRE ANEIS DE REFORÇO NA DIREÇÃO “Y”.....	69
FIGURA 38 – SOLUÇÃO POR ELEMENTO DAS TENSÕES NORMAIS ENTRE ANEIS NA DIREÇÃO “Y”.....	70

FIGURA 39 – TENSÕES NORMAIS ABAIXO DO ANEL DE SUPORTE NA DIREÇÃO “Y” (SOLUÇÃO NODAL).....	70
FIGURA 40 – TENSÕES NORMAIS ABAIXO DO ANEL DE SUPORTE NA DIREÇÃO “Y” (SOLUÇÃO POR ELEMENTOS)	71
FIGURA 41 – TENSÕES MÉDIAS DE FLEXÃO NOS ELEMENTOS DE CASCA NA DIREÇÃO LONGITUDINAL DA TUBULAÇÃO, PARA A VIOLA ABAIXO DO ANEL DE SUPORTE (PRESSÃO INTERNA)	72
FIGURA 42 – TENSÕES MÉDIAS DE FLEXÃO NOS ELEMENTOS DE CASCA NA DIREÇÃO LONGITUDINAL DA TUBULAÇÃO, PARA A REGIÃO DO TUBO ENGASTADA NO CONCRETO (PRESSÃO INTERNA) ..	72
FIGURA 43 – MÓDULO DO VETOR DESLOCAMENTO NODAL (MILÍMETROS)..	73
FIGURA 44 – TENSÃO DE FLEXÃO NOS ELEMENTOS DE CASCA NA DIREÇÃO LONGITUDINAL DA TUBULAÇÃO, PARA A VIOLA ABAIXO DO ANEL DE SUPORTE (AÇÃO DE VIGA)	74
FIGURA 45 – TENSÃO DE FLEXÃO NOS ELEMENTOS DE CASCA NA DIREÇÃO LONGITUDINAL DA TUBULAÇÃO, PARA A REGIÃO ENGASTADA (AÇÃO DE VIGA)	74
FIGURA 46 – SOLUÇÃO NODAL PARA AS TENSÕES DE VON MISES NA REGIÃO ENGASTADA (AÇÃO DE VIGA).....	75
FIGURA 47 – SOLUÇÃO NODAL PARA AS TENSÕES DE VON MISES NA REGIÃO ENTRE SUPORTES (AÇÃO DE VIGA)	75
FIGURA 48 – SOLUÇÃO NODAL PARA AS TENSÕES DE VON MISES (PRESSÃO INTERNA).....	76
FIGURA 49 – TENSÕES DE VON MISES NO ANEL INTERMEDIÁRIO DE SUPORTE (PRESSÃO INTERNA)	77
FIGURA 50 – TENSÕES DE VON MISES PARA CARGAS COMBINADAS	78
FIGURA 51 – TENSÕES DE VON MISES NA REGIÃO ENGASTADA (CARGAS COMBINADAS).....	79
FIGURA 52 – TENSÕES DE VON MISES NA REGIÃO ADJACENTE AO SUPORTE INTERMEDIÁRIO (CARGAS COMBINADAS)	79
FIGURA 53 – TENSÕES DE VON MISES NO VÃO ENTRE SUPORTES (CARGAS COMBINADAS).....	80

FIGURA 54 – MODELO PARCIAL UTILIZADO PARA VERIFICAÇÃO À PRESSÃO EXTERNA	81
FIGURA 55 – PRIMEIRO MODO DE COLAPSO À PRESSÃO EXTERNA DO TUBO ENRIJECIDO	81
FIGURA 56 – SEÇÃO DA VIROLA PARA O PRIMEIRO MODO DE COLAPSO	82
FIGURA 57 – MODO DE COLAPSO CORRESPONDENTE AO AUTOVALOR IGUAL À 10,63	82

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1 – FORÇA CORTANTE NO CONDUTO EM RELAÇÃO À DISTÂNCIA DO PONTO “A”	53
GRÁFICO 2 – MOMENTO FLETOR NO CONDUTO EM RELAÇÃO À DISTÂNCIA DO PONTO “A”	54
GRÁFICO 3 – MÓDULO DA TENSÃO DE FLEXÃO DEVIDA CARGA DISTRIBUÍDA EM RELAÇÃO À POSIÇÃO	54
GRÁFICO 4 – MOMENTO FLETOR E FORÇA CORTANTE ATUANTES NO ANEL DE SUPORTE	59

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – PARÂMETROS REFERENTES À PERDA DE CARGA NA CURVA DE 73,21°	43
TABELA 2 – PARÂMETROS REFERENTES À PERDA DE CARGA NA CURVA DE 90°	44

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Tema	13
1.2	Problema	15
1.3	Objetivos	15
1.3.1	Objetivo Geral	15
1.3.2	Objetivos Específicos	16
1.4	Justificativa	16
1.5	Conteúdo do Trabalho	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	Considerações Mecânicas e Hidráulicas para Consolidação do Traçado	19
2.2	Escoamento Transitório: Golpe de Aríete.	21
2.3	Localização das Ancoragens e Acessórios da Tubulação.	24
2.4	Estimativa Preliminar da Espessura do Conduto.	25
2.5	Análise da Tubulação como Viga Estaticamente Indeterminada	26
2.6	Flexão e Esforços Axiais no Anel de Suporte.	29
2.7	Colapso de Tubos Submetidos à Pressão Externa.	33
2.8	Reforço em Derivações para Pressão Interna.	34
2.9	Tensão Local no Tubo Devida a Flexão Imposta por Enrijecedores.	36
3	METODOLOGIA	39
3.1	Descrição Geral do Estudo de Caso	39
3.2	Traçado Consolidado do Conduto Forçado	42
3.3	Cálculo da Sobrepressão	46
3.4	Definição dos Componentes da Tubulação.	48
3.5	Cálculo Preliminar da Espessura do Conduto Forçado e Tensão Circunferencial	51
3.6	Tensão Longitudinal na Tubulação Devido ao Peso Próprio e Conteúdo de Água	51
3.7	Tensão Longitudinal na Tubulação Devido à Flexão Imposta Pelo Anel Enrijecedor	55
3.8	Tensão Longitudinal na Tubulação Devido à Flexão na Interface com a Concreto	56
3.9	Tensão Circunferencial na Virola Abaixo do Anel de Suporte	56
3.10	Tensões no Anel Enrijecedor de Suporte	57
3.11	Dimensionamento em Relação à Pressão Externa	60
3.12	Dimensionamento do Colar de Reforço da Boca de Visita	63
4	RESULTADOS	65
4.1	Tensões Equivalentes de Von Misses	65
4.2	Modelo Computacional para Análise das Tensões	66
4.2.1	Verificação das Tensões Circunferenciais	69
4.2.2	Tensões Longitudinais Obtidas no Modelo Computacional	71
4.2.3	Tensões no Anel de Suporte	76
4.2.4	Carregamentos Combinados e Tensões de Von Mises	77
4.2.5	Análise da Pressão Externa e Pressão Crítica de Colapso.	80
5	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	83
	CONCLUSÕES	84
	REFERÊNCIAS	85

1 INTRODUÇÃO

1.1 Tema

A importância das centrais hidrelétricas é notória na matriz energética brasileira. Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL, 2010), as fontes hidráulicas de energia correspondem a 72,34% da capacidade de geração do país no ano de 2010. Entende-se por fontes hidráulicas de energia as Centrais Geradoras Hidrelétricas (CGH), as Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH) e as Usinas Hidrelétricas de Energia (UHE). As PCHs, que são empreendimentos com potência compreendida entre 1 e 30 MW, correspondem a 2,9% da capacidade total de geração. Representam uma maior contribuição que as demais fontes não-hídricas, com exceção das Usinas Termelétricas de Energia.

O Plano Decenal de Expansão da Energia (Ministério de Minas e Energia, 2010) que abrange o período de 2008 a 2017, revela uma tendência de expansão da contribuição das PCHs na matriz energética brasileira, por conseguinte, um aumento na demanda de projetos hidrelétricos

Uma PCH compreende diversas estruturas civis, mecânicas e elétricas. Na figura 1 estão ilustradas as principais estruturas de um circuito hidráulico, das quais se destacam: uma tomada d'água, com a finalidade de regularizar o nível de água de jusante; comportas para manutenção e operação sobre emergência; uma tubulação forçada de adução, que incrementa a carga hidráulica e conecta a tomada à turbina; uma turbina hidráulica conectada ao gerador elétrico e por fim, um tubo de sucção que tem por objetivo recuperar a energia hídrica remanescente.

Com respeito às tubulações de adução, acrescenta-se que existem diferentes tipos. Os principais são os túneis e os condutos forçados. Um túnel de adução é uma tubulação geralmente não-circular, construída em concreto. Quando utilizado, conecta a tomada d'água à chaminé de equilíbrio ou a uma segunda tomada d'água, local onde a queda está concentrada. Desta maneira, no túnel a carga hidrostática é praticamente constante. Um conduto forçado é a tubulação ligada à turbina na qual a carga hidrostática é geralmente crescente. É comumente uma construção em aço soldado. A vantagem em se utilizar o aço esta relacionada à sua boa eficiência

hidráulica (baixa rugosidade) e a resistência a flutuações de pressão, decorrente da sua resistência à tração e de sua flexibilidade.

O conduto forçado pode ser enterrado, embutido no concreto ou exposto e apoiado por anéis de aço ou selas de concreto. Quando exposto, os anéis ou selas de apoio serão restrições com 1 grau de liberdade, deixando a tubulação se movimentar no sentido longitudinal.

Acrescenta-se ainda que mesmo os condutos a céu aberto são parcialmente envoltos por concreto nos pontos de ancoragem. Um bloco de ancoragem possui a finalidade de transmitir ao solo os esforços axiais da tubulação e também as cargas originadas pela variação da quantidade de movimento do fluido em uma determinada direção.

A análise de tensões para o dimensionamento deste tipo de tubulação toma por base aproximações utilizando as teorias clássicas de resistência dos materiais, formulações baseadas em dados empíricos e normas de cálculo. Por envolver a combinação de carregamentos mais abrangente, as tubulações do tipo exposta serão o foco deste estudo.

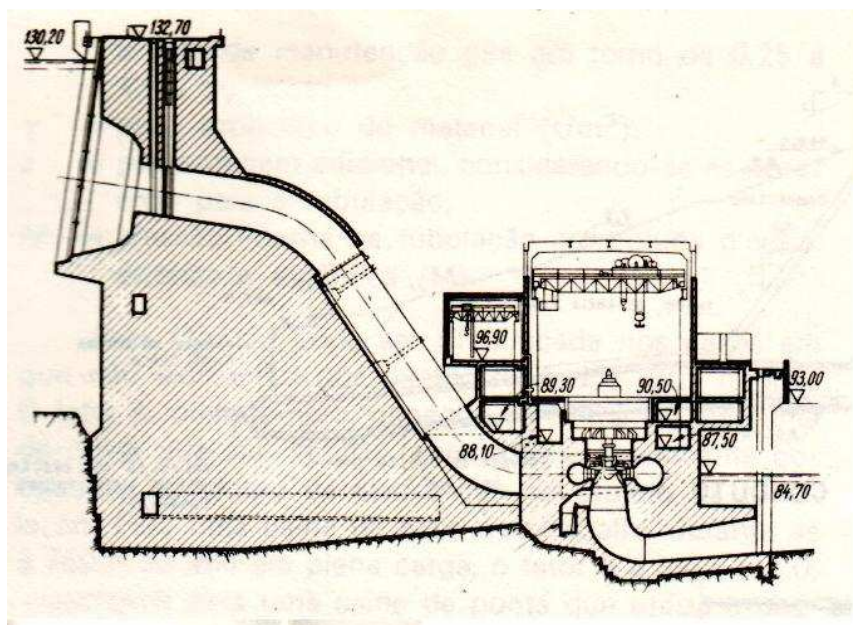


Figura 1 – Circuito Hidráulico de uma Central Hidrelétrica
Fonte: Schreiber, 1980, p. 125.

1.2 Problema

As restrições impostas em tubulações devido à fixação e a existência de outros acessórios criam estados complexos de tensões, difíceis de serem determinados analiticamente.

Segundo Bier (1986), dependendo do método de suporte, tensões e deformações ao longo da circunferência de um tubo cheio irão assumir vários padrões.

De acordo com a *American Water Works Association* (AWWA, 1989), acessórios que provém meios de dividir ou unir um fluxo não possuem a mesma resistência que uma tubulação de espessura similar. Esta observação se aplica às bifurcações e bocas de visita, acessório este que permite a inspeção interna da tubulação.

A NBR 10132:1987 (Norma Brasileira - Cálculos de Conduitos Forçados) estabelece apenas os casos de carga e os critérios de falha a serem adotados, não abordando uma metodologia de computação das tensões atuantes.

A falta de assistência da norma brasileira em relação à determinação das tensões e a complexidade do problema levam à necessidade de estabelecer uma metodologia de análise de tensões em conduitos forçados.

Ademais, alguns métodos de cálculo presentes na literatura por vezes resultam no sobredimensionamento das estruturas, aumentando os custos de fabricação e também tornando a montagem problemática, visto que são tubulações soldadas.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

O presente trabalho pretende reunir as metodologias de análise de tensões em tubulações e acessórios presentes na literatura, aplicando-as em um estudo de caso. Desta maneira será estabelecida uma metodologia geral para a análise de tensões em conduitos forçados. Estes métodos serão avaliados em um programa computacional de análise de tensões.

1.3.2 Objetivos Específicos

Este trabalho deverá atender aos seguintes objetivos específicos, para cumprimento do objetivo geral:

- Consolidação do traçado da tubulação, levando-se em conta as limitações construtivas de tubos soldados e as recomendações referentes à ancoragem da estrutura;
- Cálculo da sobrepessão transitória decorrente da regulação do fluxo;
- Estimativa das demais cargas atuantes;
- Locação dos acessórios da tubulação;
- Cálculo das espessuras dos componentes.

Com o cumprimento destes objetivos, a interação entre a tubulação, os acessórios e as cargas atuantes poderá ser avaliada.

Como resultado, as tensões no modelo computacional da tubulação estudada deverão estar em acordo com as tensões admissíveis apresentadas na NBR 10132:1987.

1.4 Justificativa

Tubulações de grande diâmetro em aço soldado são utilizadas em diversas aplicações. Segundo a AWWA (1989), aquedutos, redes de abastecimento, estações de tratamento e condutos forçados são alguns exemplos de uso.

O presente trabalho abordará a análise de tensões especificamente em condutos forçados, por este ser um sistema de adução muito comum no Brasil, onde a energia hidráulica é predominante na matriz energética.

No entanto a aplicação deste estudo se estenderá às demais tubulações de grande diâmetro em aço soldado, visto que são tratadas pela AWWA como sistemas de adução similares. Serão específicas apenas as referências às normas de condutos forçados.

Apresentadas as aplicações de um estudo de tubulações de adução e tendo em vista a demanda de novos projetos na área de centrais hidrelétricas, para que seja possível utilizar a literatura na análise de tensões em aplicações práticas, torna-

se necessário um meio de validar os resultados obtidos. Com este objetivo será feita a validação numérica da análise de tensões.

1.5 Conteúdo do Trabalho

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão da bibliografia que fornece a fundamentação teórica necessária ao desenvolvimento do trabalho.

O item 2.1 contempla critérios para a adequação do traçado preliminar da tubulação.

Em 2.2 são apresentadas metodologias para o cálculo das máximas pressões internas que atuam no circuito hidráulico.

As recomendações para a locação dos acessórios da tubulação são relatadas na seção 2.3.

2.4 apresenta uma formulação analítica simplificada e outra empírica para se obter uma espessura preliminar do tubo, possibilitando a posterior análise de tensões.

Em 2.5 é apresentado o problema de viga estaticamente indeterminada com o qual pode-se avaliar as tensões de flexão em condutos devido à ação da gravidade.

No item 2.6 figura a teoria de viga curva para determinação das tensões de flexão em anéis semicirculares submetidos a cargas radiais uniformemente distribuídas.

Na seção 2.7 é discutido o fenômeno de colapso de tubos não enrijecidos sujeitos à pressão externa.

No item 2.8 ilustra-se uma metodologia para o dimensionamento de reforços do tipo colar para derivações.

Na seção 2.9 é apresentada a aplicação da teoria de viga em base elástica para avaliação dos esforços de flexão desenvolvidos na virola de tubos devido a ação de anéis enrijecedores.

No Capítulo 3 figura-se o desenvolvimento da análise de tensões em um estudo de caso, tendo como referência a revisão bibliográfica do Capítulo 2.

3.1 apresenta uma descrição das características gerais da PCH selecionada para o estudo de caso.

Os demais itens pertencentes ao Capítulo 3 apresentam a aplicação dos conceitos bibliográficos na tubulação forçada do estudo de caso.

No capítulo 4 são relatados os resultados deste trabalho, no qual compara-se as tensões obtidas com a metodologia apresentada às tensões atuantes no modelo computacional da tubulação..

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Considerações Mecânicas e Hidráulicas para Consolidação do Traçado

No projeto civil de uma central hidrelétrica, o traçado preliminar do conduto forçado é executado para conectar os pontos onde foram locadas a tomada da água e a casa de força, que abriga a turbina hidráulica. Este traçado é geralmente submetido a pequenas modificações para adequações ao projeto mecânico e hidráulico do conduto forçado.

Em condutos forçados utilizam-se geralmente curvas em gomos, compostas por tubos retos soldados. Segundo Teles (1996), as curvas em gomos são utilizadas principalmente para diâmetros acima de 20 polegadas.

As curvas podem ser espaciais, em dois planos, portanto deve-se obter por cálculos trigonométricos o ângulo real das curvas, para que as recomendações de fabricação sejam aplicadas no plano que contem o ângulo verdadeiro.

De acordo com Schreiber (1980), o raio das curvas é fixado levando-se em conta as perdas de carga.

A perda de carga é a energia dissipada pelo fluido em decorrência dos efeitos viscosos e de irregularidades no fluxo. Desta maneira, é dependente do regime de escoamento (laminar ou turbulento), assim como das perturbações no escoamento ocasionadas pela mudança de direção.

Schreiber (1980) afirma que a perda de carga nas curvas é influenciada pelos seguintes parâmetros: número de Reynolds, rugosidade relativa da curva, curvatura do desvio, ângulo da mudança de direção e tipo de curva (poligonal ou circular). Apresenta a seguinte expressão empírica utilizada para aproximar a perda de carga em curvas circulares:

$$H_p = (\lambda \cdot L_c/D + \zeta) \cdot V^2 / (2 \cdot g) \quad (1)$$

Na qual:

H_p = perda de carga, em metros de coluna d'água;

L_c = comprimento do arco da linha central da curva, em metros;

D = diâmetro interno da tubulação, em metros;

λ = fator de atrito que tem relação funcional com o número de Reynolds (regime de escoamento) e com a rugosidade relativa do tubo, adimensional;

ξ = fator que considera a razão entre o raio da curva e seu diâmetro interno, assim como o ângulo total de desvio, adimensional;

V = velocidade média do escoamento em regime permanente, no sistema métrico;

g = aceleração da gravidade, no sistema métrico.

O primeiro termo à direita da igualdade em (1) é equivalente à perda de carga em um tubo reto de comprimento “ L_c ”. Pode-se incluir um comprimento adicional à “ L_c ” para que seja incluída em “ H_p ” a perda de carga de um tubo reto.

O fator de atrito pode ser avaliado pela equação transcendental de Colebrook e White:

$$1/\lambda = 2,0 \cdot \log(\varepsilon/3,72 + 2,51/(Re \cdot \lambda)) \quad (2)$$

Nesta expressão “ ε ” designa a rugosidade relativa da tubulação e “ Re ” o número de Reynolds do escoamento, dependente da viscosidade cinemática “ ν ” da água. Os parâmetros adimensionais são definidos como:

$$\varepsilon = K/D \quad (3)$$

$$Re = V \cdot D/\nu \quad (4)$$

A rugosidade absoluta “ K ”, presente na equação (3), depende do acabamento interno do tubo e pode ser tomada como 0,04 mm para tubulação com pintura de betume aplicada a quente (Schreiber, 1980).

O fator “ ξ ” que relaciona as características geométricas da curva pode ser estimado pelo gráfico apresentado na figura 2. O eixo das abscissas corresponde ao ângulo de desvio total, enquanto que diferentes curvas descrevem cada razão entre o raio de curvatura o diâmetro da curva.

Na figura 2, nota-se que é possível aumentar a razão de curvatura para que a perda de carga seja minimizada. No entanto quanto maior esta razão, maior será o

esmero construtivo. Para curvas com raio maior que quatro vezes o diâmetro, a variação da perda de carga em relação à razão de curvatura é insignificante.

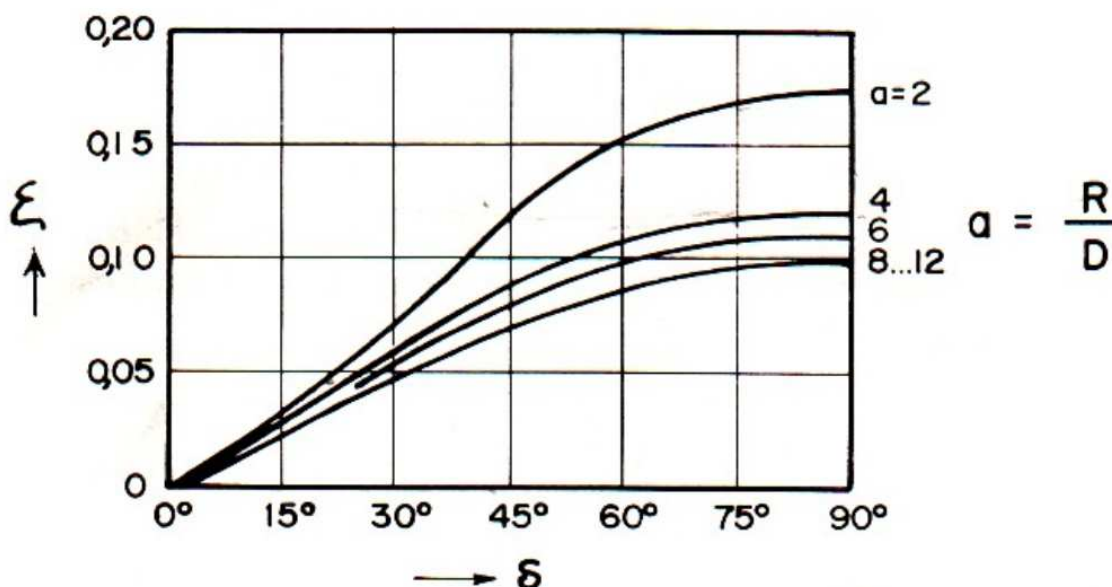


Figura 2 – Parâmetro para estimativa da perda de carga em curvas circulares.
Fonte: Schreiber, 1980, p. 127

Schreiber (1980) propõe um fator de correção para que o parâmetro “ ξ ” seja utilizado em curvas poligonais. Para curvas com deflexão próxima a 90° e desvio entre os segmentos menor que 15° , incrementa-se “ ξ ” em 8% de seu valor.

Divatia, Chelvaraj e Murthy (1974) acrescentam que o ângulo de deflexão entre os segmentos sucessivos deve estar entre 5° e 10° .

Souza, Santos e Bortoni (1999) apresentam um método aproximado para o projeto dos blocos de ancoragem de concreto. Será considerada a recomendação de que os blocos devem encobrir o tubo a uma distância radial de pelo menos metade do diâmetro.

2.2 Escoamento Transitório: Golpe de Aríete.

A NBR 10132 (1987) define a pressão máxima normal de funcionamento do conduto forçado como sendo a pressão hidrostática somada a sobrepressão decorrente do golpe de aríete. Por ser um fenômeno freqüente durante a vida útil da

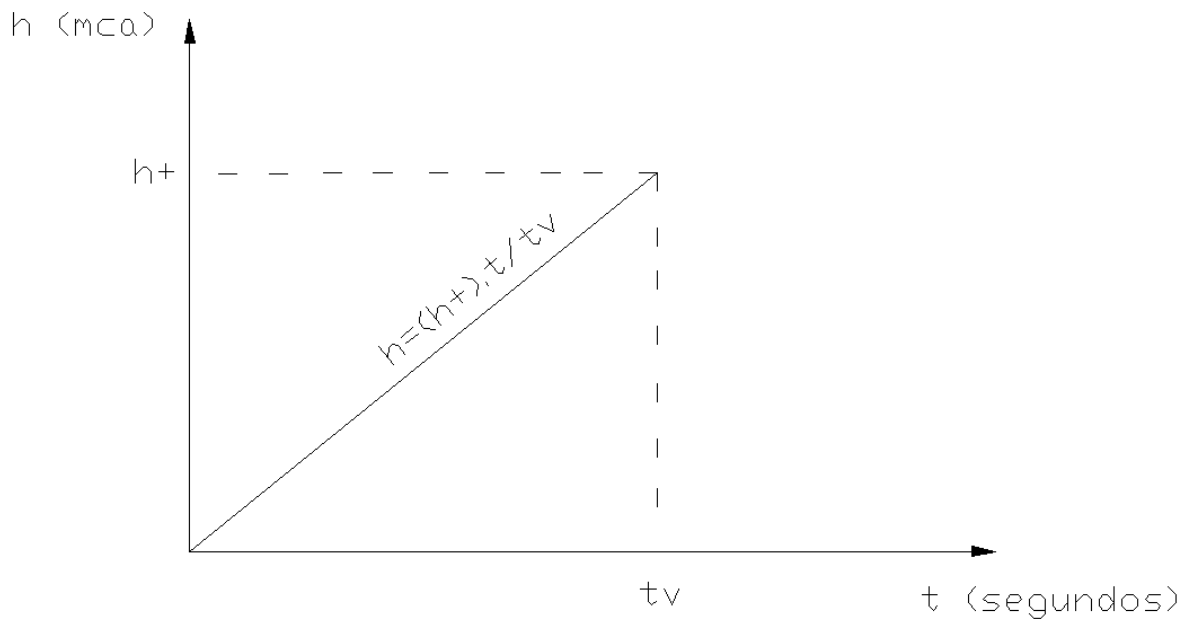
tubulação, toda análise de tensões na estrutura do tubo é baseada no golpe de aríete.

O golpe de aríete é um fenômeno que ocorre pela variação na velocidade do fluxo. A variação na quantidade de movimento do fluido em seções adjacentes da tubulação ocasiona uma diferença de pressão nas superfícies de controle. Nas tubulações forçadas de centrais hidrelétricas esse fenômeno ocorre, por exemplo, durante o fechamento do distribuidor da turbina, ou da válvula de proteção que a antecede. Como consequência, uma onda de pressão, que se soma à pressão estática, se propaga a uma velocidade que é função das propriedades da tubulação e do fluido. Chaudhry (1979) afirma que esta velocidade é da ordem de 1000 m/s.

Souza, Santos e Bortoni (1999) propõem o cálculo da sobrepressão utilizando a fórmula de Micheud, que é uma consequência da aplicação da Segunda Lei de Newton em uma tubulação sob o estado transiente.

Na teoria de Micheud, o sistema sob análise é o fluido contido em uma tubulação de comprimento "L". Admitindo que o fluido seja incompressível e a tubulação rígida, a massa presente no comprimento "L" de tubo permanece constante durante o transiente hidráulico.

Admite-se ainda que a força resultante sobre a superfície do sistema é decorrente de um aumento linear da sobrepressão, que varia de zero no instante inicial até um valor máximo (h_+) no instante em que o órgão regulador é completamente fechado (t_v). A variação da sobrepressão, na seção onde se localiza a válvula, está ilustrada na figura 3.



¹Figura 3 – Variação da sobrepressão na secção que contém o dispositivo de fechamento.

Considerando as hipóteses, a integração da Segunda Lei de Newton no domínio temporal resulta na fórmula de Micheud para o cálculo da sobrepressão:

$$h_+ = 2 \cdot L \cdot V / (g \cdot t_v) \quad (5)$$

Na qual:

h_+ = pressão incremental máxima na secção da válvula, em metros de coluna d'água;

L = comprimento da tubulação entre o reservatório o órgão de fechamento, em metros;

t_v = tempo de fechamento da válvula, em segundos.

A NB 1380:1991 (Norma Brasileira - Dimensionamento de Conduitos Forçados para Pequenas Centrais Hidrelétricas) sugere que o tempo de fechamento seja assumido como seis segundos para condutos com comprimento menor que três vezes a queda bruta da central.

¹Ilustrações sem indicação da fonte foram elaboradas pelo autor deste trabalho.

Souza, Santos e Bortoni (1999) apresentam ainda expressões para o cálculo da sobrepressão baseadas na teoria de Allievi. Este método considera a velocidade de propagação da onda de sobrepressão, que é função das propriedades da tubulação e da água, portanto considera a expansão radial do tubo. As equações para o cálculo da pressão incremental são as seguintes:

$$\rho/\theta = V.L/(g.Hs.tv) \quad (6)$$

$$z^2 = 2,4875 - 1,492.(1 - 1,4.\rho/\theta) \quad (7)$$

$$h + ' = (z^2 - 1).Hs \quad (8)$$

Na qual “Hs” designa a altura de pressão estática máxima, em metros de coluna d’água.

Tanto o método de Allievi quanto o de Micheud não consideram a possibilidade de a tubulação possuir trechos com secções variadas. Neste caso, a velocidade média do escoamento varia ao longo do sistema de adução. Souza, Santos e Bortoni (1999) sugerem que seja utilizada uma velocidade ponderada em relação ao comprimento dos trechos no cálculo da sobrepressão.

2.3 Locação das Ancoragens e Acessórios da Tubulação.

Segundo Divatia, Chelvaraj e Murthy (1974), condutos expostos geralmente possuem ancoragens nas curvas e por vezes em pontos intermediários do percurso. Afirmam que o espaço entre duas ancoragens consecutivas está limitado entre 90 a 120 m.

Com respeito à disposição dos apoios intermediários do tipo anel guia com coluna de suporte, a AWWA (1998) afirma que considerações práticas limitam o vão de 12 a 30 m.

Divatia, Chelvaraj e Murthy (1974) afirmam que, no caso de tubulações expostas, pode-se utilizar juntas de dilatação entre dois pontos fixos para acomodar a movimentação longitudinal do tubo.

Sobre a localização das bocas de visita, os mesmos afirmam que devem ser espaçadas em distâncias não maiores do que 120 a 150 m.

2.4 Estimativa Preliminar da Espessura do Conduto.

Como uma aproximação inicial, a espessura da tubulação será estimada com base na análise proposta por Timoshenko (1940). Este considera que a tubulação comporta-se como um anel de espessura desprezível, sujeito a forças radiais uniformemente distribuídas. Na figura 4 é ilustrado o diagrama de corpo livre de uma secção da tubulação, na qual o somatória das componentes verticais da forças radiais é igual às forças circunferenciais de tração “P”.

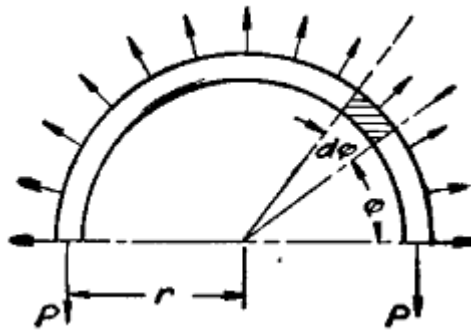


Figura 4 – Secção de um anel circular sujeito à carga radial uniformemente distribuída.
Fonte: Timoshenko, 1940, p. 29

Sendo “q” a carga distribuída por comprimento da circunferência de raio “r”, a integral da projeção vertical de “q” ao longo da circunferência, igualada às forças de tração, resulta na equação (9):

$$P = q \cdot r \quad (9)$$

Denotando por “e” a espessura do anel, ou tubo, e “Lt” o comprimento longitudinal do mesmo, dividindo-se a expressão (9) pelo produto “Lt.e” e isolando a espessura tem-se que:

$$e = P_i \cdot D / (2 \cdot \sigma_{circ}) \quad (10)$$

Na qual o quociente “q/Lt” foi substituído por uma pressão interna “P_i”, o raio por “D/2” e “σ_{circ}” é a tensão circunferencial que atua na espessura do tubo.

Stephenson (1976) apresenta uma expressão para o cálculo da máxima tensão circunferencial atuante em uma tubulação de parede grossa, sujeita apenas à pressão interna, tensão esta que ocorre na face interior do tubo:

$$\sigma_{circ'} = [(De^2 + D^2)/(De + D)]. [\text{Pi}/(2 \cdot e)] \quad (11)$$

Na qual “De” designa o diâmetro externo da tubulação.

Para uma tubulação com diâmetro interno da ordem de 3 m e espessura de 0,0127 m, a expressão $(De^2+D^2)/(De+D)$ presente em (11) resultaria em 3,006, ou seja, para este caso $\sigma_{circ'} = 1,002 \cdot \sigma_{circ}$. Portanto, para tubulações deste porte, a teoria simplificada apresentada por Timoshenko (1940) pode ser utilizada sem incorrer em erros consideráveis.

A AWWA (1989) sugere que seja adotada uma espessura mínima para a tubulação, dada pela equação (12), a fim de se evitar danos às peças durante o manuseio.

$$e \geq (D + 500)/400 \quad (12)$$

Em (12), o diâmetro interno do tubo deve ser tomado em milímetros.

2.5 Análise da Tubulação como Viga Estaticamente Indeterminada

Segundo Bier (1986), uma tubulação descansando sobre suportes atua como uma viga contínua. As cargas atuantes no conduto forçado contemplam o peso próprio da tubulação e o conteúdo de água, de maneira que podem ser aproximadas por uma carga distribuída (Souza, Santos e Bortoni; 1999).

Uma viga é considerada estaticamente indeterminada quando o número de reações de apoio é maior que as equações de equilíbrio disponíveis (Hibbeler, 2004). As reações desnecessárias para manter o equilíbrio estático do sistema são então denominadas redundantes.

Para possibilitar a solução deste problema de viga estaticamente indeterminada, considera-se válido o princípio da superposição dos efeitos. Divide-se o modelo em uma soma de problemas estaticamente determinados, cujas soluções somadas (deslocamentos) resultam no modelo inicial. De acordo com Hibbeler (2004), tendo em vista que a carga distribuída atuando sobre a viga

relaciona-se linearmente com sua deflexão e considerando a hipótese que a carga não altere significativamente a geometria original da viga, o princípio da superposição dos efeitos é válido.

O problema do conduto como viga estaticamente indeterminada será avaliado partindo-se de uma estrutura fundamental de viga biapoiada, sujeita a cargas transversais pontuais e distribuídas, além de momentos fletores nas extremidades.

A figura 5 apresenta esta estrutura fundamental sujeita à uma carga distribuída.

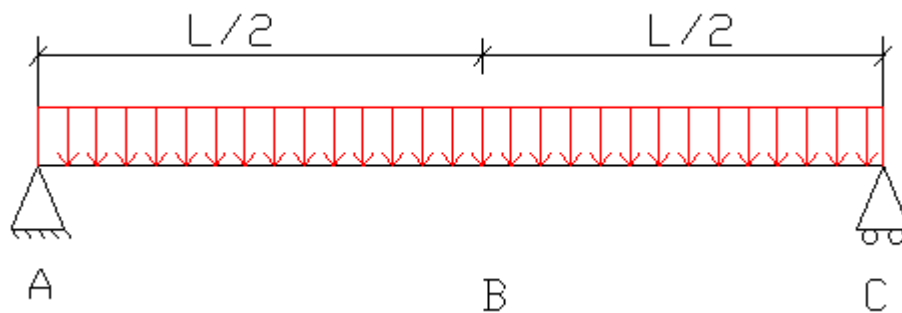


Figura 5 – Viga biapoiada sujeita a carga distribuída.

Sendo “w” a carga distribuída e “L” o comprimento total da viga biapoiada, a deflexão angular no ponto “A” e a deflexão no ponto “B” em função de “w” são expressas pelas equações (13) e (14), respectivamente:

$$\theta_{w_a} = -w \cdot L^3 / (24 \cdot E \cdot I) \quad (13)$$

$$d_{w_b} = -5 \cdot w \cdot L^4 / (384 \cdot E \cdot I) \quad (14)$$

Nestas equações de deflexão, a variável “I” denota o momento de inércia da viga reta e “E” o módulo de elasticidade do material. Na figura 6, a estrutura fundamental é apresentada sujeita a momentos nas extremidades “A” e “C”, separadamente.

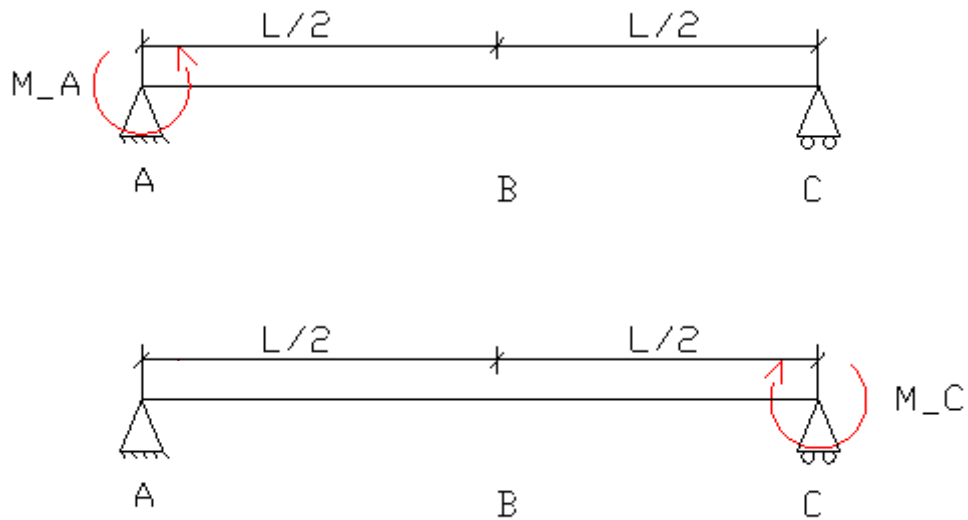


Figura 6 – Viga biapoiada sujeita a momentos nas extremidades.

As equações (15) e (16) relacionam o momento aplicado na extremidade “A” (M_A), à deflexão angular no ponto “A” e ao deslocamento vertical no ponto “B”, respectivamente:

$$\theta_{M_A_a} = M_A \cdot L / (3 \cdot E \cdot I) \quad (15)$$

$$d_{M_A_b} = M_A \cdot (L/2) \cdot (L^2/4 - 3 \cdot (L/4) + 2 \cdot L^2) / (6 \cdot E \cdot I \cdot L) \quad (16)$$

Por outro lado, as equações (17) e (18) relacionam o momento aplicado na extremidade “C” (M_C), ao ângulo de rotação no ponto “A” e à variação da posição da linha elástica no ponto “B”, respectivamente:

$$\theta_{M_C_a} = M_C \cdot L / (6 \cdot E \cdot I) \quad (17)$$

$$d_{M_C_b} = M_C \cdot (L/2) \cdot (L^2/4 - 3 \cdot (L/4) + 2 \cdot L^2) / (6 \cdot E \cdot I \cdot L) \quad (18)$$

Por fim, o deslocamento angular no ponto “A” e a deflexão em “B” se relacionam à carga concentrada (R_B) por meio das equações (19) e (20), respectivamente. Na figura 7, a viga biapoiada sujeita a carga “ R_B ” é ilustrada.

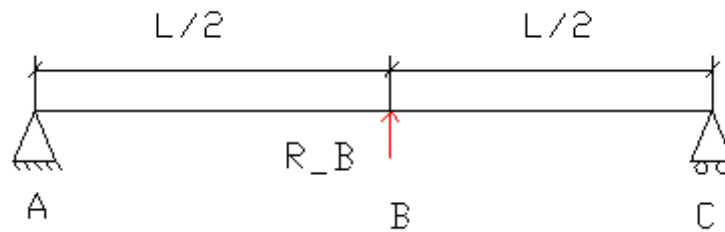


Figura 7 – Viga biapoiada sujeita a uma carga concentrada equidistante das extremidades.

$$\theta_{R_B_a} = R_B \cdot L^2 / (16 \cdot E \cdot I) \quad (19)$$

$$d_{R_B_b} = R_B \cdot L^3 / (48 \cdot E \cdot I) \quad (20)$$

Obtendo-se as reações de apoio da viga sob análise, pode-se determinar a distribuição do momento fletor (“M”) ao longo do comprimento do conduto. Para se avaliar a tensão longitudinal na tubulação decorrente da carga “w”, pode-se utilizar a equação de Bernoulli para flexão de viga reta:

$$\sigma_{long1} = M \cdot C / I \quad (21)$$

Na equação (21), o parâmetro “C” representa a distância vertical do ponto que se quer determinar a tensão ao centróide da seção da viga.

2.6 Flexão e Esforços Axiais no Anel de Suporte.

Na região do anel de suporte, originam-se tensões locais no tubo e conseqüentemente esforços no anel devido ao fato de que o mesmo impede a expansão radial da tubulação. De acordo com Timoshenko (1940), a carga radial distribuída na região de interface entre o anel e o tubo pode ser avaliada considerando-se a deflexão do tubo na região do anel a mesma de uma viga em base elástica.

A análise da deflexão da virola utilizando a teoria da viga em base elástica será considerada posteriormente, sendo de interesse neste instante o fato de que o esforço na interface pode ser aproximado por uma carga distribuída (“Pd”). Devido à condição de engaste na base dos suportes, o problema é simplificado como um semicírculo biengastado sujeito a uma carga distribuída, como apresentado na figura 8.

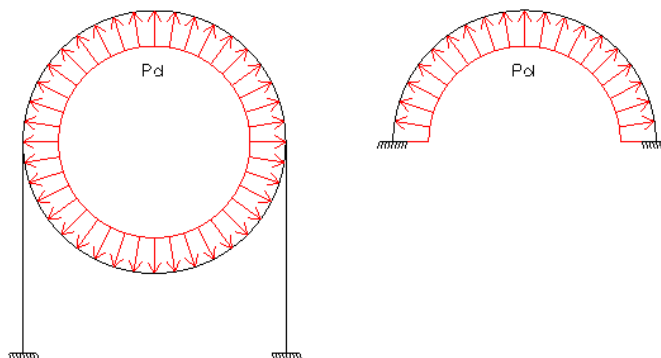


Figura 8 – Problema original e simplificado representando o anel de suporte.

Devido à simetria do problema do semicírculo biengastado, pode-se ainda considerar apenas um quarto do anel. Na figura 9 é apresentado o diagrama de corpo livre para esta última parcela considerada.

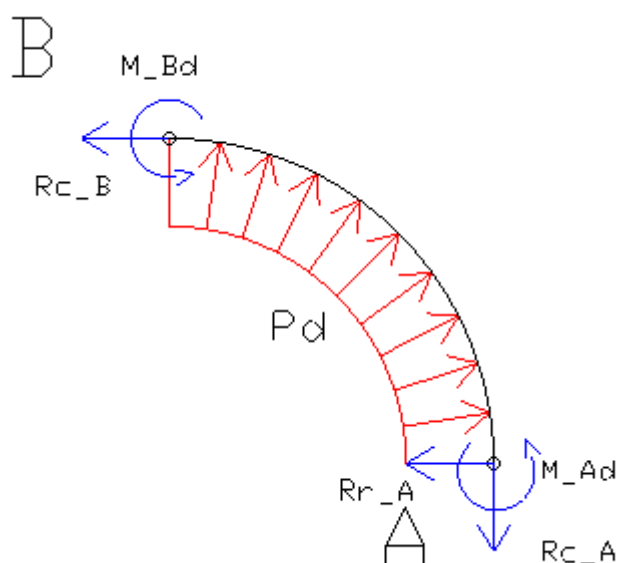


Figura 9 – Diagrama de corpo livre do anel simplificado.

Visto que a carga distribuída é radial, portanto transversal ao elemento infinitesimal de aplicação da mesma, esta situação é notadamente um problema de viga (curva) sujeita a uma carga distribuída.

Segundo Hibbeler (2004), o momento fletor atuando em uma viga curva ocasiona uma rotação ($\delta\theta/2$) das secções transversais da viga em torno da linha

neutra, como fica ilustrado na figura 10. Nesta imagem, “R” denota a posição da linha neutra e “r” a posição do ponto sob análise, ambas em relação ao centro de curvatura inicial da viga. O ângulo de rotação da face “ $\delta\theta/2$ ” será denotado por “ $d\Phi/2$ ”.

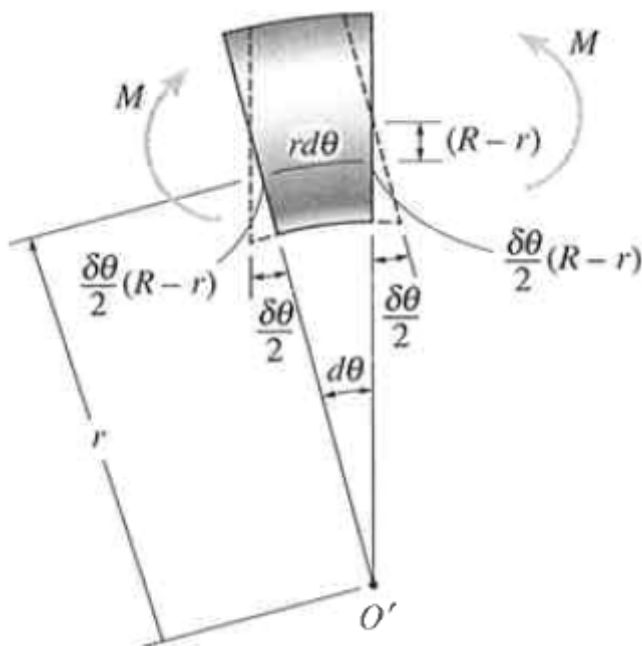


Figura 10 – Rotação “ $\delta\theta/2$ ” das secções transversais da viga curva devido ao momento fletor.
Fonte: Hibbeler, 2004, p. 254.

Relacionando-se a deformação em uma determinada posição do elemento com a lei de Hooke, obtem-se a tensão atuante nesta posição em função da rotação da face ($d\Phi/2$). Considerando ainda que o somatório das forças decorrentes das tensões atuantes na face deve equilibrar o momento aplicado, obtem-se a relação entre o momento fletor atuante e a deflexão angular “ $d\Phi/2$ ”, explicitada na equação (22). Nesta equação “A” denota a área da secção da viga curva e “rc” a posição do centroide em relação ao centro de curvatura.

$$M = E. (d\Phi/d\theta). A. (rc + R) \quad (22)$$

Isolando-se a rotação diferencial da face na equação (22) e integrando em ambos os lados, obtem-se a equação (23), que expressa o ângulo de rotação da secção na posição “ θ ”, em função do momento fletor “M” atuante no ponto:

$$\phi/2 = \int (M/(2 \cdot E \cdot A \cdot (rc - R))) \cdot d\theta \quad (23)$$

Para que a equação (23) seja utilizada como condição de contorno para o problema estaticamente indeterminado apresentado na figura 9, é necessário obter uma expressão do momento na viga curva em função da carga distribuída aplicada.

A ação da carga distribuída (Pd) na viga ocasionará uma distribuição de forças cortantes, que devido a sua natureza radial, variam linearmente com o comprimento do arco. A equação (24) descreve a força cortante em relação à posição “ θ ” considerada. Em (24), a variável “ Rr_A ” denota a reação radial no ponto “A”.

$$V = -Pd \cdot \theta \cdot R + Rr_A \quad (24)$$

Para obtenção do momento fletor ocasionado pelas forças cortantes radiais, deve-se considerar apenas a parcela das forças que contribui com o rotação. A figura 11 ilustra a componente de interesse da força, assim como o braço de alavanca em uma determinada posição “ θ ”.

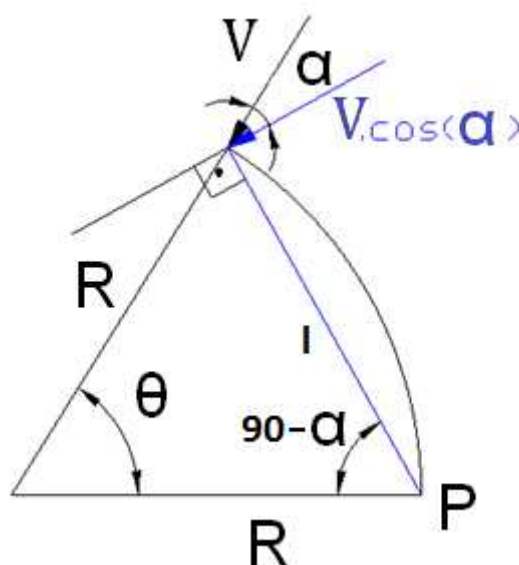


Figura 11– Componente da força cortante que contribui com o momento fletor.

Pode-se verificar pela análise do triângulo isósceles da figura 11 que o ângulo “ θ ” é igual ao dobro do ângulo “ α ”. Aplicando a lei dos senos no triângulo obtém-se a equação (25), que expressa o comprimento “ l ” do braço de alavanca, em termos do raio “ R ” e do ângulo “ θ ” do arco:

$$l = 2 \cdot R \cdot \sin(\theta/2) \quad (25)$$

Diferenciando-se a equação (25), obtem-se o comprimento infinitesimal do braço de alavanca (dl) que multiplicado pela componente ortogonal da força, fornecerá a variação do momento fletor neste comprimento, ilustrada na equação (26).

$$dM = V \cdot \cos(\theta/2) \, dl \quad (26)$$

Considerando-se o diferencial da equação (25) e a equação (26), obtem-se:

$$dM = V \cdot R \cdot \cos(\theta/2)^2 \, d\theta \quad (27)$$

A equação (27) expressa a variação do momento fletor em uma arco sujeito a cargas radiais, de maneira que pode ser utilizada para se obter a função do momento fletor em uma viga curva.

Com o momento fletor atuante na viga curva, pode-se então determinar a tensão de flexão resultante. Hibbeler (2004) apresenta a dedução da equação (28), que é uma consequência da equação (22). Em (28), “ σ_{fc} ” denota a tensão de flexão na viga curva, “ r ” o raio na posição que se quer determinar a tensão, “ M_f ” o momento fletor atuante, “ R ” e “ r_c ” respectivamente o raio na linha neutra e no centroide da seção da viga:

$$\sigma_{fc} = M_f \cdot (R - r) / (A \cdot r \cdot (r_c - R)) \quad (28)$$

2.7 Colapso de Tubos Submetidos à Pressão Externa.

Tubos sujeitos à pressão externa podem falhar antes de atingir o limite elástico do material (Timoshenko, 1940). Avaliando-se a equação da linha elástica de um anel circular submetido a uma carga externa uniformemente distribuída, conclui-se que para determinados valores de carga, o padrão de deflexão do anel muda abruptamente. Para cargas abaixo da carga crítica, o anel assume uma geometria ovalizada. Por outro lado, na figura 12 é apresentada a deflexão de um anel quando submetido à sua carga crítica de menor magnitude.

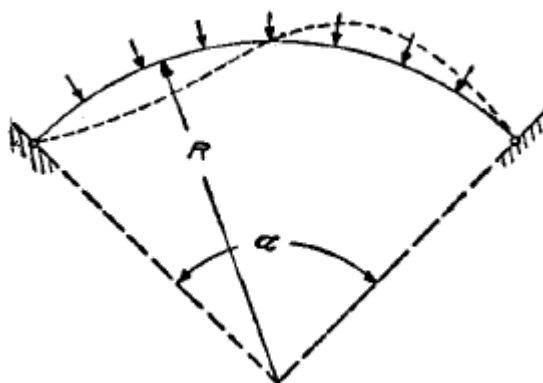


Figura 12 – Linha elástica de um anel submetido à primeira pressão externa crítica.
Fonte: Timoshenko, 1940, p. 218

Para um tubo submetido à pressão externa, a equação (29) expressa o valor da pressão crítica de colapso. Esta equação é obtida verificando-se a carga para a qual a linha elástica de um anel assume a configuração ilustrada na figura 12. Com esta carga crítica, considera-se ainda o momento de inércia da casca de um tubo de comprimento unitário, além do fato de que com a aplicação da carga o tubo não experimentará alteração na espessura devido ao efeito de Poisson.

$$P_{crit} = E \cdot 2 \cdot e^3 / ((1 - \mu^2) \cdot D^3) \quad (29)$$

Na equação (29), “ μ ” representa o coeficiente de Poisson do material, “ e ” a espessura da tubulação, “ D ” o diâmetro e “ E ” o módulo de elasticidade do material.

Em casos nos quais a pressão de projeto é superior à pressão de colapso, deve-se prover meios de enrijecer a tubulação. Para tanto, na norma ASME (*American Society of Mechanical Engineers*, 2001) Seção VIII - Divisão 1, são apresentadas regras para o projeto de reforços em tubulações e cascas cilíndricas ou esféricas submetidas à pressão externa.

2.8 Reforço em Derivações para Pressão Interna.

Ramificações, Tês ou mesmo Bocas de Visita são exemplos de acessórios que reduzem a resistência da tubulação à pressão interna. Atribui-se isto ao material removido da parede do tubo tronco para permitir a conexão entre o tubo principal e a derivação.

O tipo de reforço a ser utilizado pode ser determinado pela magnitude do parâmetro dimensional “PDV” (Pressure Diameter Value), equação (30), em conjunto com a razão entre o diâmetro da derivação e o diâmetro do tubo tronco (AWWA, 1989).

$$PDV = P \cdot d^2 / (D \cdot \text{Sen}(\Delta)^2) \quad (30)$$

Na equação (30), “P” representa a pressão interna de projeto (em libras por polegada quadrada), “d” e “D” respectivamente os diâmetros externos da derivação e do tubo tronco (polegadas) e “ Δ ” o ângulo de desvio da derivação em relação à linha principal. Para um valor de “PDV” inferior a 4000 e razão de diâmetros (d/D) menor que 0,7; o reforço deve ser do tipo “Colar” (AWWA, 1989), similar ao ilustrado na figura 13.

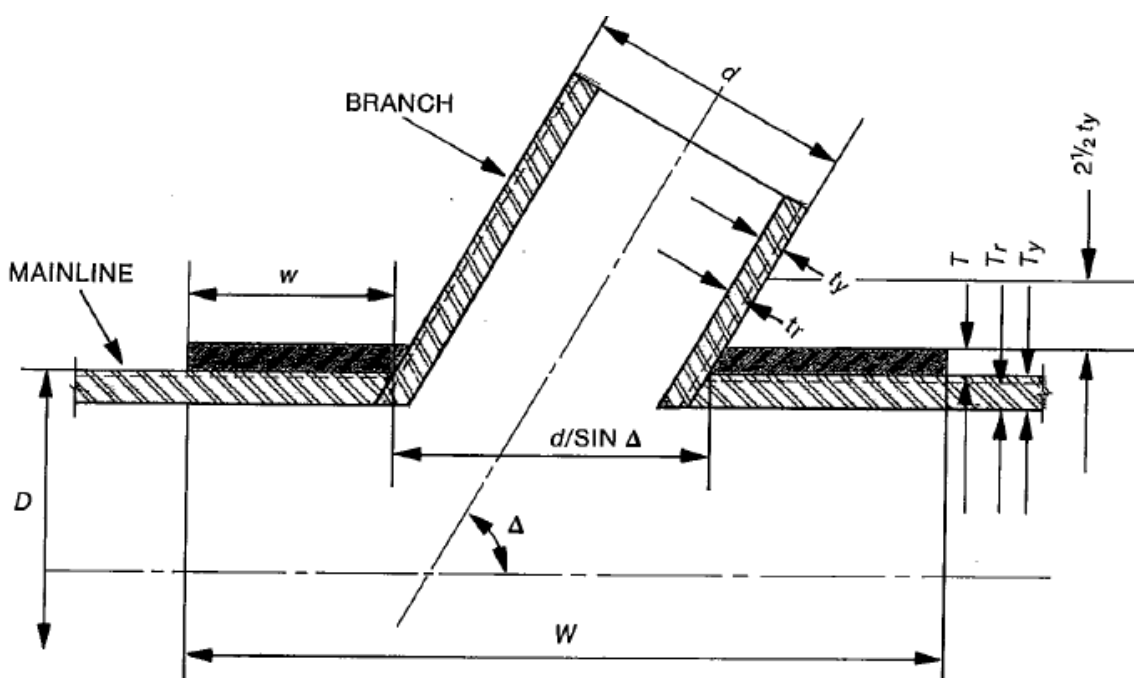


Figura 13 – Reforço do tipo Colar.

Fonte: AWWA, 1989, p. 135.

A metodologia apresentada a seguir para o projeto do reforço é baseada na reposição da área de seção removida do tubo tronco em forma de um colar ao redor da ramificação. A seção removida é verificada no plano que contém as linhas de centro dos tubos e o colar deve possuir uma espessura “T” e largura “w” medidas neste plano.

A área de reposição é calculada conforme equação (31). Nesta equação “Tr” é a espessura teórica requerida para o tubo tronco e “ty” é a espessura adotada para o tubo de derivação.

$$A_r = Tr \cdot (d - 2 \cdot ty) / \text{Sen}(\Delta) \quad (31)$$

Crédito é dado ao excesso de material em relação às espessura teóricas requeridas para o tubo principal e a ramificação. A equação (32) é utilizada para o cálculo da área disponível em excesso devido à adoção das espessuras “Ty” para o tubo tronco e “ty” para a derivação. Nesta equação, “tr” é a espessura teórica requerida para a derivação, calculada conforme equação (10).

$$A_a = (Ty - Tr) \cdot (d - 2 \cdot ty) / \text{Sen}(\Delta) + (ty - tr) \cdot 5 \cdot ty \quad (32)$$

Portanto a área de reposição “Aw”, no plano sob análise, é expressa pela equação (33) e o Colar é projetado considerando-se que possuirá uma área retangular em cada lado da ramificação, conforme equação (34).

$$A_w = A_r - A_a \quad (33)$$

$$A_w = 2 \cdot T \cdot w \quad (34)$$

2.9 Tensão Local no Tubo Devida a Flexão Imposta por Enrijecedores.

Na figura 14 é representada uma seção de tubo que possui um anel de suporte ou anel enrijecedor. Considerando a casca do tubo como uma tira longa de profundidade unitária e espessura igual à do tubo, define-se “Pd” como a força exercida na interface entre anel e a tira (tubo), por unidade de comprimento da circunferência.

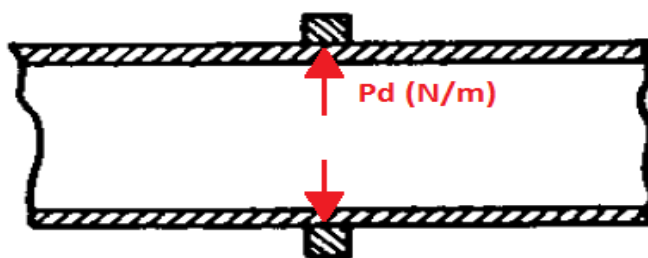


Figura 14 – Carga na interface entre a tira e o reforço.
Adaptado de: Timoshenko, 1940, p. 170.

A flexão da tira de profundidade unitária é a mesma de uma viga longa em base elástica carregado uma carga concentrada “Pd” (Timoshenko, 1940). No estudo da deflexão de uma viga em base elástica, sabe-se que a carga distribuída é proporcional à deflexão do ponto e obedece a seguinte equação diferencial:

$$E \cdot I_z \cdot (d^4y/dx^4) = -k \cdot y \quad (35)$$

Na equação (35), “E” denota o módulo de elasticidade da viga, “Iz” o momento de inércia na direção do momento fletor, “k” a constante de proporcionalidade da fundação e “y” a deflexão da viga no ponto. Para o caso de flexão de uma casca, o produto “E.Iz” é representado pela rigidez flexural da casca, expressa na equação (36), de maneira que a equação (35) pode ser reescrita resultando na equação (37):

$$D = E \cdot e^3 / (12 \cdot (1 - \mu^2)) \quad (36)$$

$$D \cdot (d^4y/dx^4) = -k \cdot y \quad (37)$$

Para o problema em questão, devido ao fato de a tira possuir uma profundidade unitária, a carga “Pd” é considerada uma carga concentrada. Para uma viga em base elástica submetida a uma carga concentrada “Pd”, pode-se demonstrar por meio da resolução da equação (37) que o momento fletor atuante no ponto de aplicação da carga concentrada e o deslocamento máximo da viga são expressos pelas equações (38) e (39), respectivamente.

$$M_{\text{máx}} = (Pd/4) \cdot \sqrt[4]{4 \cdot D/k} \quad (38)$$

$$\delta_{\text{base_elástica}} = (Pd/(2 \cdot k)) \cdot \sqrt[4]{k/(4 \cdot D)} \quad (39)$$

Pode-se provar ainda que a magnitude esforço cortante (distribuído) de reação ao longo de uma tira de casca cilíndrica impedida de se deformar uma quantia “y” em um ponto, enquanto que o restante da casca experimenta uma deformação em função da pressão interna, é proporcional a deflexão “y”, de maneira que:

$$w = E \cdot e \cdot y / r^2 \quad (40)$$

Na equação (40), “r” representa o raio médio da casca do tubo. Por outro lado, sabe-se pela equação (41) que:

$$D.(d^4y/dx^4) = -w \quad (41)$$

Portanto conclui-se que a constante elástica da fundação, que representa neste caso a restrição que o enrijecedor impõe ao tubo impedindo de se deformar a quantia “y”, é expressa pela equação (42):

$$k = E.e/r^2 \quad (42)$$

Para o cálculo da carga “Pd”, sabe-se que o tubo na região distante do anel se deforma em função da pressão interna uma quantia expressa pela equação (43), obtida considerando-se a teoria de vaso de parede delgada:

$$\delta_{\text{tubo}} = P_i.r^2/(E.e) \quad (43)$$

Devido ao anel também possuir propriedades elásticas, ele apresentará um alongamento circunferencial devido a carga radial distribuída “Pd” representado pela equação (44), na qual “Aa” denota a área de seção do anel:

$$\delta_{\text{anel}} = P_d.r^2/(A_a.E) \quad (44)$$

Portanto quando o sistema é submetido a pressão interna, a região do tubo distante do anel se deforma uma quantia “ δ_{tubo} ”, enquanto que o anel se deforma apenas uma quantia “ δ_{anel} ”, de maneira que a deformação do tubo na região do anel é a diferença entre estas deformações, ou seja:

$$\delta_{\text{base_elástica}} = \delta_{\text{tubo}} - \delta_{\text{anel}} \quad (45)$$

A solução da equação (45) fornece o valor da carga “Pd” atuante na interface entre o anel e o tubo. Com a carga, obtem-se o momento fletor no ponto por meio da equação (38), e com a utilização da equação (46) calcula-se a tensão de flexão resultante no tubo devido à ação do enrijecedor. A equação (46) é a mesma utilizada para o cálculo da tensão de flexão em uma viga reta (Equação 21), considerando que a tira possui uma seção retangular de profundidade unitária (base) e espessura “e” (altura).

$$\sigma_{\text{flex_enr}} = 6.M_{\text{máx}}/e^2 \quad (46)$$

3 METODOLOGIA

3.1 Descrição Geral do Estudo de Caso

A análise de tensões em tubulações do tipo conduto forçado será desenvolvida partindo-se do projeto básico de uma PCH. Nesta etapa de projeto, encontram-se definidas as principais características hidráulicas do aproveitamento e a disposição física das estruturas da central hidrelétrica.

Nas figuras 5 e 6 são apresentados os principais componentes da PCH a ser estudada. Sua composição é similar a da central ilustrada na figura 1. Entretanto, possui duas unidades de potência com condutos forçados independentes.

Neste caso, cada entrada da tomada d'água possui uma secção retangular que evolui para uma secção circular até o início da tubulação forçada. A unidade de potência é uma turbina Francis com caixa espiral e eixo horizontal. O trecho de tubulação que precede a caixa espiral possui uma válvula de proteção da turbina.

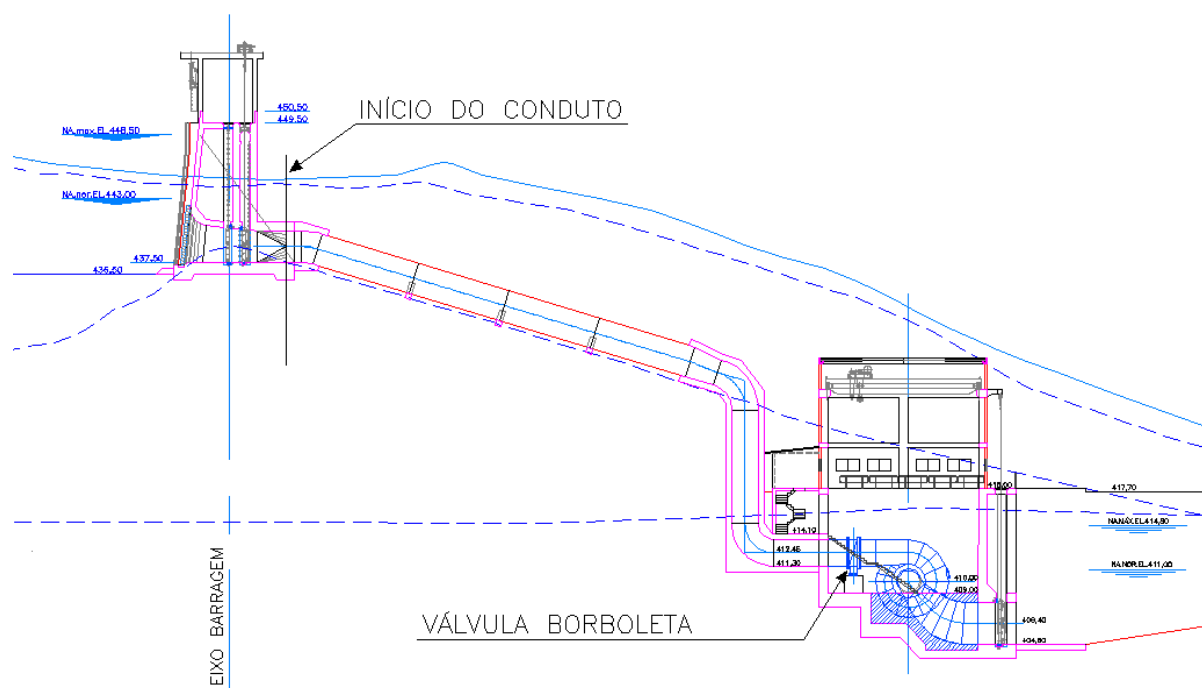


Figura 15 – Vista em perfil do circuito de geração sob estudo.

Fonte: RDR Consultores Associados (2010).

A análise e o projeto estrutural do conduto forçado são desenvolvidos no trecho delimitado pelo início do conduto e pela válvula borboleta, estes pontos estão ilustrados nas figuras 5 e 6. O estudo se restringe à tubulação cujos limites estão destacados na figura 6.

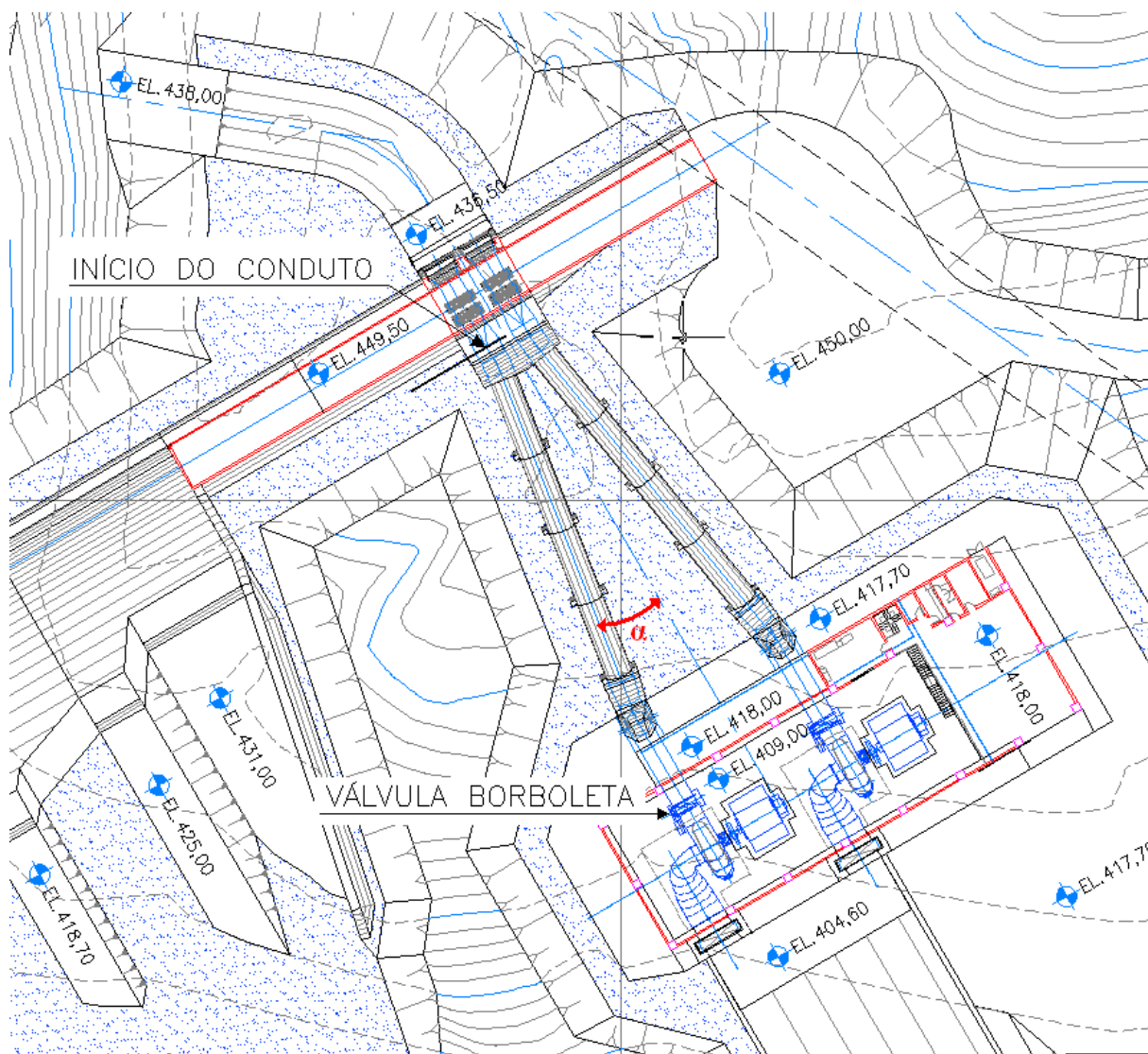


Figura 16 – Vista em planta do circuito de geração sob estudo.
Fonte: RDR Consultores Associados (2010).

Na figura 5, são representados os níveis de água notáveis do aproveitamento. À montante, o NA (nível d'água) máximo está na elevação 448,5 m acima do nível do mar e o NA normal na elevação 443,0 m. A Jusante, no canal de fuga, o NA máximo está na elevação 418,8 m e o NA normal em 411,0 m.

Cada turbina opera afogada, o eixo está situado a 1 m abaixo do nível normal de jusante, sobre uma queda bruta de 32 mca e uma vazão de engolimento de 20,5 m³/s. A linha de centro da válvula borboleta esta situada na elevação 412,45 m.

O conduto forçado tem início com uma curva em dois planos, envolta por uma ancoragem de concreto. A tubulação é inclinada para incrementar a carga hidrostática (figura 5) e também deflete em relação à tomada d'água, como ilustra o ângulo "α" na figura 6 . A deflexão angular em perfil é de 16,79° e o ângulo "α" vale 8,56°.

Em seguida, a tubulação é exposta, suportada por algum tipo de apoio a ser definido no projeto mecânico. A primeira curva e a tubulação exposta possuem um diâmetro interno de 2.700 mm.

Após a tubulação exposta, o sistema de adução possui uma redução ligada à curva de diâmetro 2.300 mm, Neste caso, o ângulo de desvio é de 73,21°.

A ultima curva é um cotovelo em 90°, rotacionado de maneira que a tubulação posterior volta a se alinhar à tomada d'água. Por fim, tem-se um trecho de tubulação horizontal e a válvula borboleta.

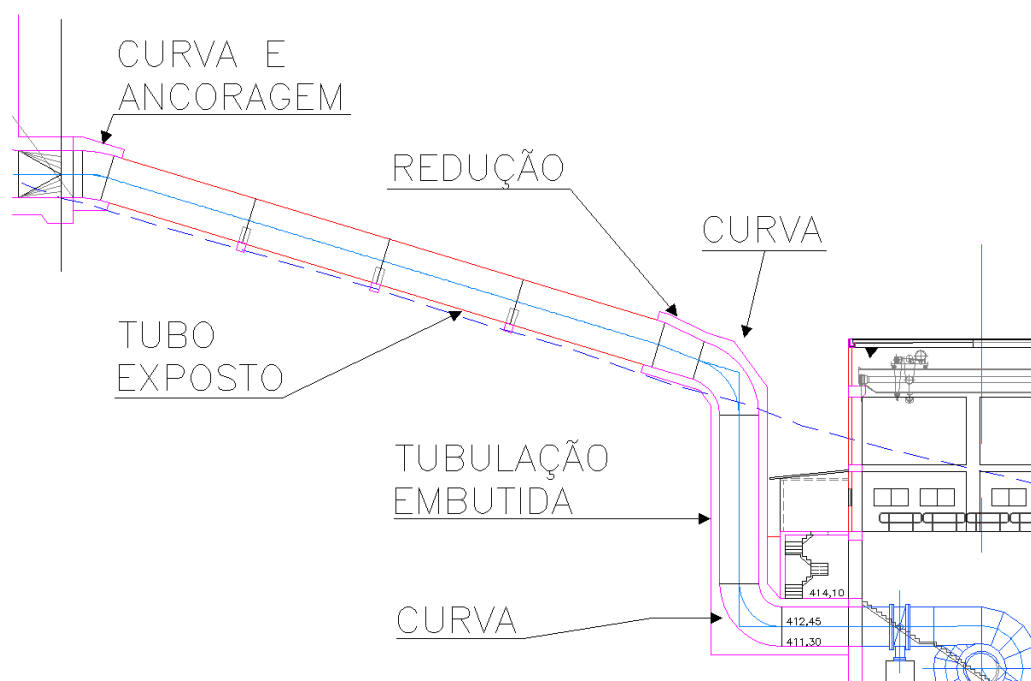


Figura 17 – Componentes da tubulação forçada.

Para que as cargas decorrentes da variação da quantidade de movimento do fluido sejam transmitidas ao solo, as curvas e a redução devem ser ancoradas. Por conveniência, no projeto civil optou-se por tornar a tubulação completamente embutida a partir da redução. As estruturas supracitadas estão ilustradas na figura 7.

3.2 Traçado Consolidado do Conduto Forçado

Para a primeira curva da tubulação, com a deflexão angular em planta e em perfil valendo respectivamente $16,79^\circ$ e $8,56^\circ$, obtém-se por cálculos trigonométricos o ângulo verdadeiro da curva, $18,79^\circ$.

Para a definição do raio de curvatura, observa-se na figura 2 que para pequenos ângulos, a perda de carga é pouco influenciada pelo raio. Optou-se por um raio de curvatura de 3 vezes o diâmetro da tubulação, 8100 mm.

Seguindo a recomendação de Divatia, Chelvaraj e Murthy (1974), referente ao desvio dos segmentos sucessivos, a curva foi dividida em 2 segmentos iguais. A face das tubulações anterior e posterior aos segmentos possui uma inclinação, de $3,13^\circ$. Desta forma o ângulo entre cada peça é de $6,26^\circ$. Na figura 8 ilustra-se a primeira curva do sistema de adução, projetada de acordo com os critérios hidráulicos e mecânicos estabelecidos na revisão bibliográfica.

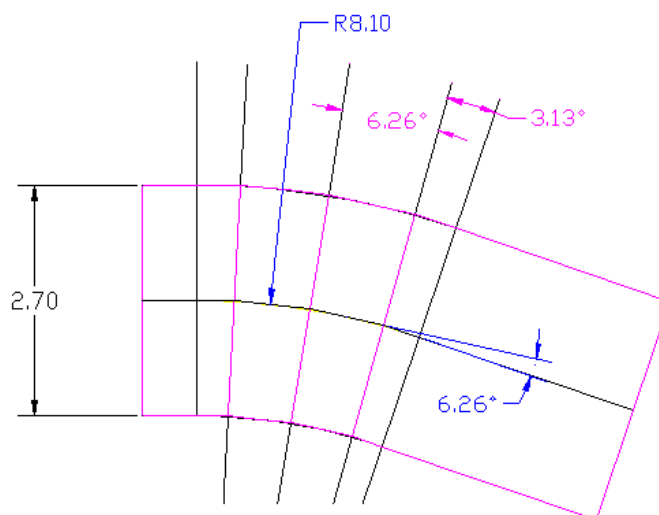


Figura 18 – Primeira curva corrigida do sistema de adução.

A redução foi relocada, como fica ilustrado na figura 11. Na posição vertical, as forças resultantes sobre a peça são transmitidas para o solo por compressão. Desta forma a segunda curva passa a possuir um diâmetro interno de 2.700 mm.

Para a segunda curva, com deflexão angular de $73,21^\circ$, foi calculada a perda de carga correspondente a raios de curvatura de 3 e 4 vezes seu diâmetro. Neste caso, uma curva com raio 10.800 mm seria substituída por outra com raio 8.100 mm e dois trechos de tubo reto com 2 m cada. Na tabela 1 apresentam-se os valores calculados dos parâmetros para a estimativa da perda de carga. Para os cálculos, considera-se a vazão de uma turbina em plena carga, $20,5 \text{ m}^3/\text{s}$.

Tabela 1 – Parâmetros referentes à perda de carga na curva de $73,21^\circ$

Parâmetro	Raio de Curvatura		Unidade
	8.100	10.800	
Re	8,24E+07		-
ϵ	1,74E-05		-
λ	9,59E-03		-
Lc	10,35 + 4,00	13,80	-
ξ	0,15	0,13	-
Hp	0,13	0,11	mca

Nota-se que a perda de carga nas duas configurações é praticamente idêntica, levando-se em conta os erros decorrentes da formulação empírica. Portanto, optou-se por um raio de curvatura de 8.100 mm.

No projeto mecânico, definiu-se que a curva seria composta por 11 segmentos com ângulo entre faces de $6,10^\circ$. Os trechos de tubo reto a montante e a jusante da curva por sua vez possuem a face inclinada em $3,05^\circ$. Por conseguinte, o desvio entre cada peça é de $6,10^\circ$. Este componente da tubulação é ilustrado na figura 9.

A redução excêntrica foi substituída por uma redução concêntrica. O comprimento desta foi definido a partir da recomendação de Divatia, Chelvaraj e Murthy (1974) para o ângulo entre as chapas metálicas nas curvas. O ângulo entre a superfície do tubo e a superfície inclinada da redução foi escolhido como 6° .

Considerando-se os diâmetros da redução, 2.700 e 2.300mm, e o ângulo entre chapas, o comprimento da redução foi definido em 1.900mm.

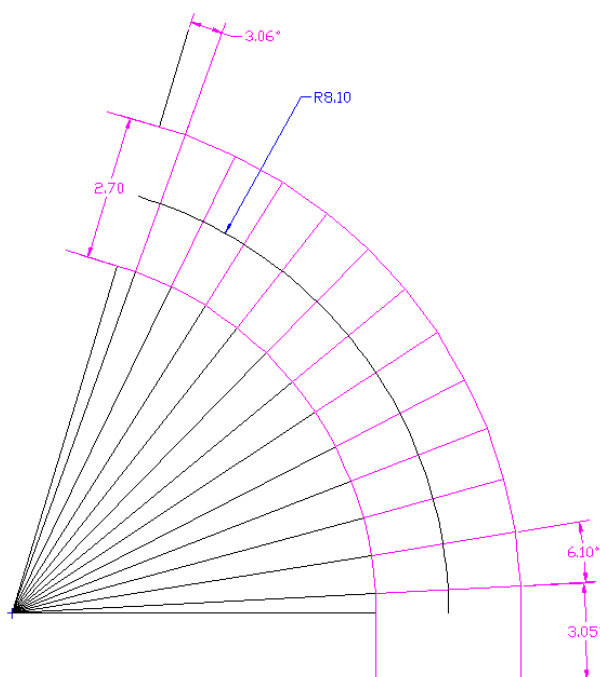


Figura 19 – Segunda curva corrigida do sistema de adução.

Na curva de 90°, a perda de carga foi calculada para raios de curvatura de 2 e 4 vezes o diâmetro da tubulação. Esta curva com raio de curvatura 9.200 mm pode ser substituída por uma curva de raio 4.600 mm e dois trechos de tubo reto com 3,5 m cada. Na tabela 2 apresentam-se os parâmetros relacionados à perda de carga.

Tabela 2 – Parâmetros referentes à perda de carga na curva de 90°

Parâmetro	Raio de Curvatura		Unidade
	4.600	9.200	
Re	1,13E+07		-
ϵ	1,74E-05		-
λ	9,40E-03		-
Lc	7,23 + 7,00	14,45	m
ξ	0,19	0,13	-
Hp	0,31	0,23	mca

Neste caso a variação na perda de carga foi um pouco mais significativa, no entanto, para se utilizar um raio de curvatura grande, a casa de força deveria ser alterada. Portanto, definiu-se o raio de curvatura como 4.600 mm.

Composta por 13 segmentos de tubo reto, a curva apresenta uma deflexão entre os segmentos de $6,43^\circ$. O ângulo de inclinação das faces dos tubos a montante e a jusante da curva é $3,20^\circ$. A curva é representada na figura 10.

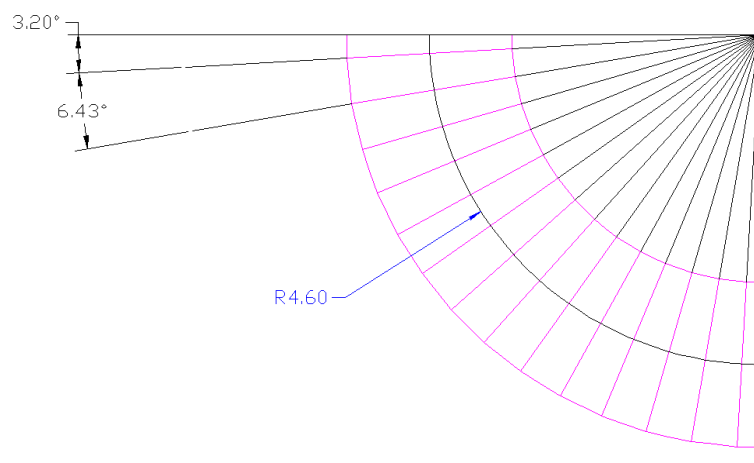


Figura 20 – Curva em 90° corrigida.

A vista em perfil do conduto forçado corrigido é apresentada na figura 11, que ilustra apenas a parcela do sistema de adução que está sob estudo. A espessura do concreto de ancoragem foi incrementada, passando a valer a metade do diâmetro do trecho envolto.

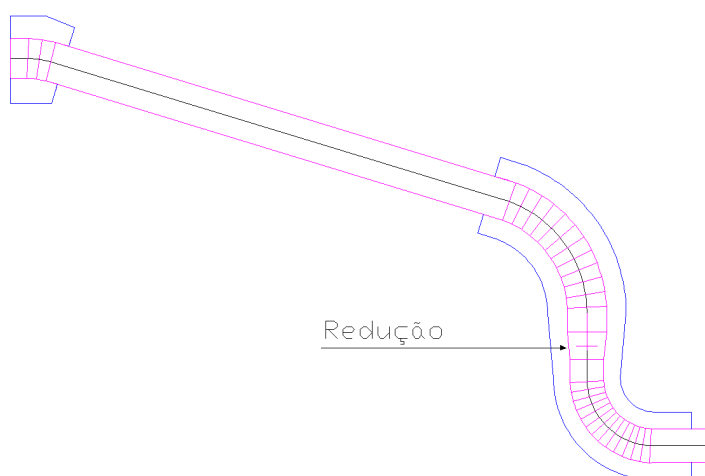


Figura 21 – Vista lateral do conduto forçado corrigido.

3.3 Cálculo da Sobrepressão

Para o cálculo da sobrepressão, deve-se obter o comprimento “L” do sistema que estará sujeito ao golpe de aríete.

O comprimento desenvolvido da tubulação sob estudo foi obtido com a utilização de um programa de desenho assistido por computador. Através da análise do perfil e da vista superior da tubulação, conclui-se que o trecho compreendido entre o início da tubulação e a válvula de proteção possui aproximadamente 67,54m.

A onda de sobrepressão percorre o trecho compreendido entre o órgão de fechamento e o reservatório no qual ela será refletida, até que seja completamente amortecida. Portanto, soma-se à tubulação sob estudo o trecho entre o reservatório e o início da tubulação, além da metade do comprimento da válvula borboleta, local onde efetivamente ocorre a interrupção do fluxo. Estes trechos possuem um comprimento de 8,3 e 0,6 m, respectivamente. Estão destacados em azul na figura 12.

Desta forma, o comprimento do sistema de adução sujeito ao golpe de aríete é de 76,44 m. Este comprimento é inferior a três vezes a queda bruta de 32 mca. Portanto, de acordo com a NB 1380 (1991), “tv” pode ser assumido como 6 segundos.

Para o cálculo da velocidade de escoamento ponderada, considerou-se que o trecho de 62,5 m, do início da tomada d’água ao centro da redução, possui um diâmetro de 2.700 mm. Para o comprimento restante da tubulação, 13,94 m entre os centros da redução e da válvula, o diâmetro é de 2.100 mm. Para uma vazão de engolimento de 20,5 m³/s, a velocidade “V” ponderada em relação aos comprimentos é de 3,83 m/s.

A pressão estática máxima no circuito hidráulico (Hs) é de 36,05 mca, referente ao ponto onde está a válvula de proteção. Esta pressão ocorre na situação em que a válvula está fechada, quando o canal de fulga não exerce uma contrapressão.

A pressão incremental máxima (h+) calculada pelo método de Micheud, equação (5), é de 9,94 mca.

Com a aplicação das equações (6), (7) e (8), baseadas na teoria de Allievi, obtém-se uma sobrepressão máxima (h_+') de 5,3 mca.

O golpe de aríete calculado pelo método de Micheud conduz a valores mais conservadores, decorrentes das hipóteses de o fluido ser incompressível e o tubo rígido. A sobrepressão obtida por este método (h_+) será considerada nos cálculos estruturais.

A distribuição de pressão ao longo do circuito hidráulico é obtida conforme a NBR 10132 (1987), ligando-se por uma reta inclinada o nível estático do reservatório à pressão estática máxima no órgão de fechamento acrescida da sobrepressão. As linhas de distribuição de pressões são ilustradas na figura 12.

Nesta figura, “LB” e “LA” correspondem ao comprimento desenvolvido dos trechos com 2.700 mm e 2.300 mm de diâmetro, respectivamente. A reta inclinada pontilhada conecta os níveis supracitados. A” e B” são obtidos projetando-se A’ e B’ sobre as retas verticais que passam por A e B. As linhas de pressão máxima conectam o nível do reservatório ao ponto B”, e este ao ponto A”.

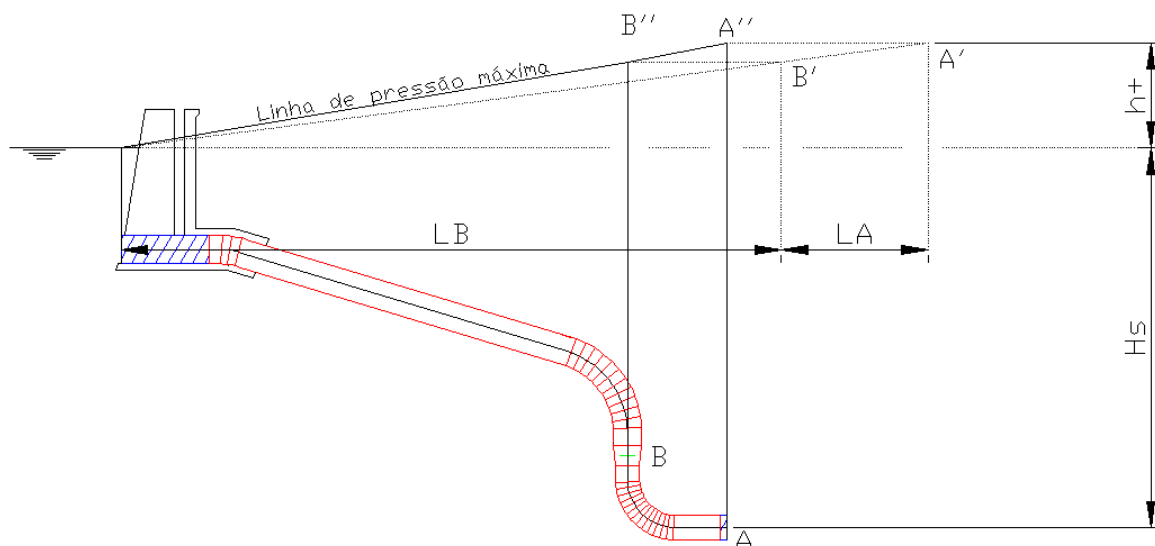


Figura 22 – Distribuição de pressão no sistema de adução.

Na figura 12, a pressão total em um ponto qualquer da tubulação é representada pela distância vertical entre a tubulação e a linha de pressão máxima. Sob a válvula de proteção atua a pressão máxima do sistema, 46 mca.

3.4 Definição dos Componentes da Tubulação.

Na figura 6, que apresenta o traçado preliminar do conduto forçado, nota-se a existência de ancoragens envolvendo as curvas da tubulação. A locação destas estruturas está em acordo à recomendação de Divatia, Chelvaraj e Murthy (1974). A parcela de tubulação exposta e retilínea não necessita de uma ancoragem intermediária, visto que este trecho possui um comprimento de aproximadamente 30,6 m, que é inferior ao valor majorante sugerido pelos mesmos autores.

Para suportar o trecho exposto da tubulação, optou-se pela utilização de anéis guia. Este tipo de apoio distribui a pressão de suporte ao longo de toda circunferência, diferentemente da ação dos suportes do tipo sela. Na figura 13, ilustram-se os deslocamentos de um tubo apoiado por suportes do tipo sela e anel guia, respectivamente.

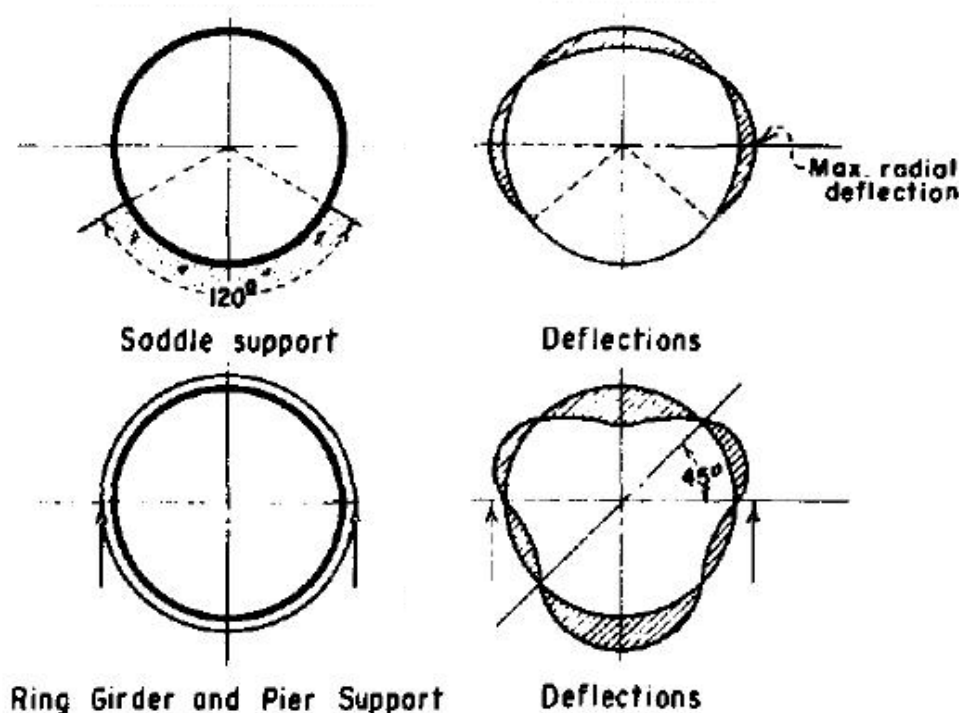


Figura 23 – Tipos de suporte e correspondente deslocamento do tubo.
Fonte: Adaptado de Bier (1986, p. 21).

Com base na recomendação da AWWA (1989), definiu-se um espaçamento entre suportes de 14 m e uma distância de igual valor entre o suporte de montante à

segunda curva. Na figura 14 é representado um dos suportes do tipo anel guia com coluna de apoio.

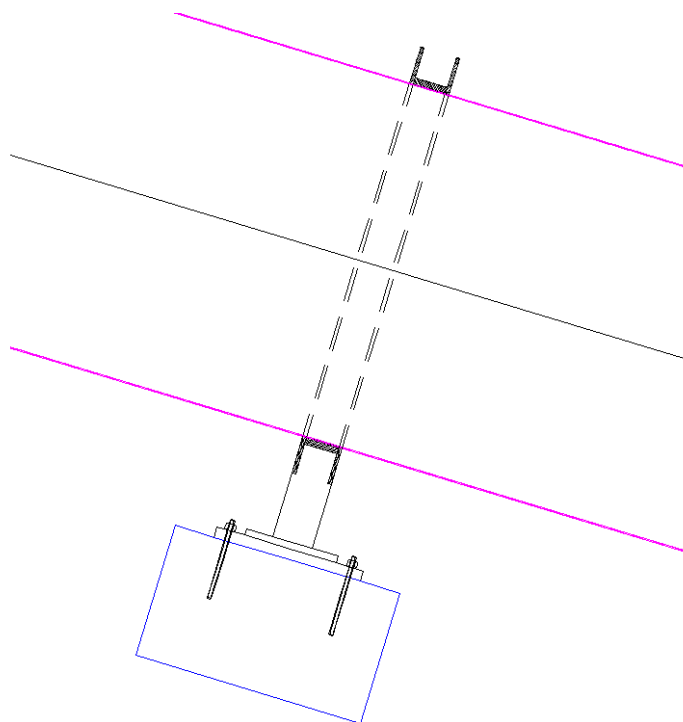


Figura 24 – Suporte da tubulação do tipo anel guia com coluna de apoio.

Com o objetivo de evitar tensões decorrentes da variação da temperatura ambiente, foi incluída uma junta de dilatação no tubo. Este acessório foi locado próximo à ancoragem de montante. A figura 15 representa uma secção da junta de dilatação.

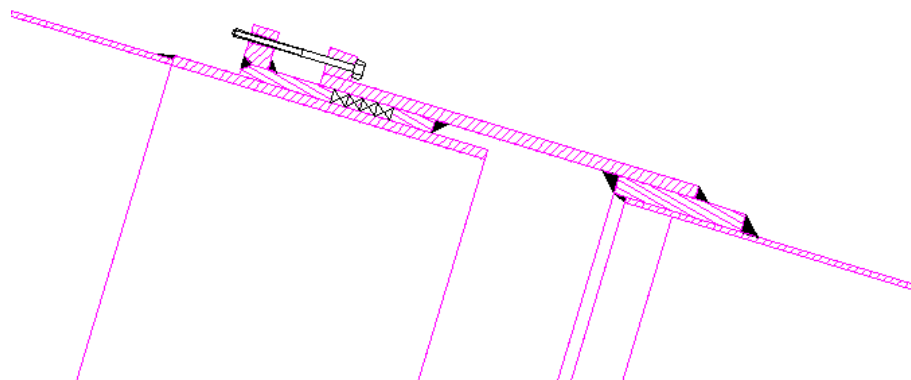


Figura 25 – Detalhe da junta de dilatação.

Como o comprimento da tubulação exposta é de aproximadamente 30,6 m, optou-se por utilizar apenas uma boca de visita no conduto forçado. Com um diâmetro interno de 500 mm, está localizada próxima à ancoragem de jusante. Na figura 16, é ilustrada a boca de visita presente na parte superior da tubulação.

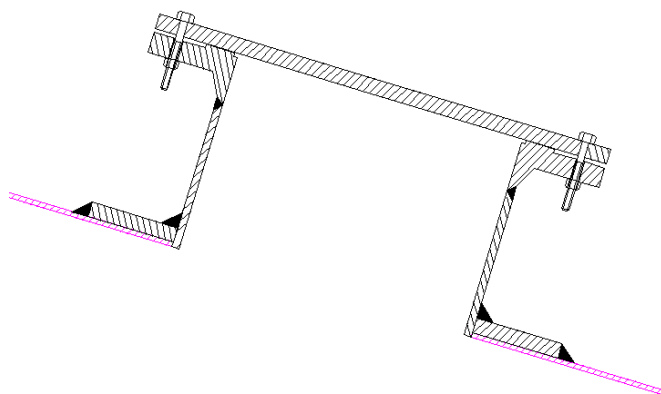


Figura 26 – Detalhe da boca de visita.

Na figura 17 são apresentados os acessórios da tubulação ao longo do trecho exposto do sistema.

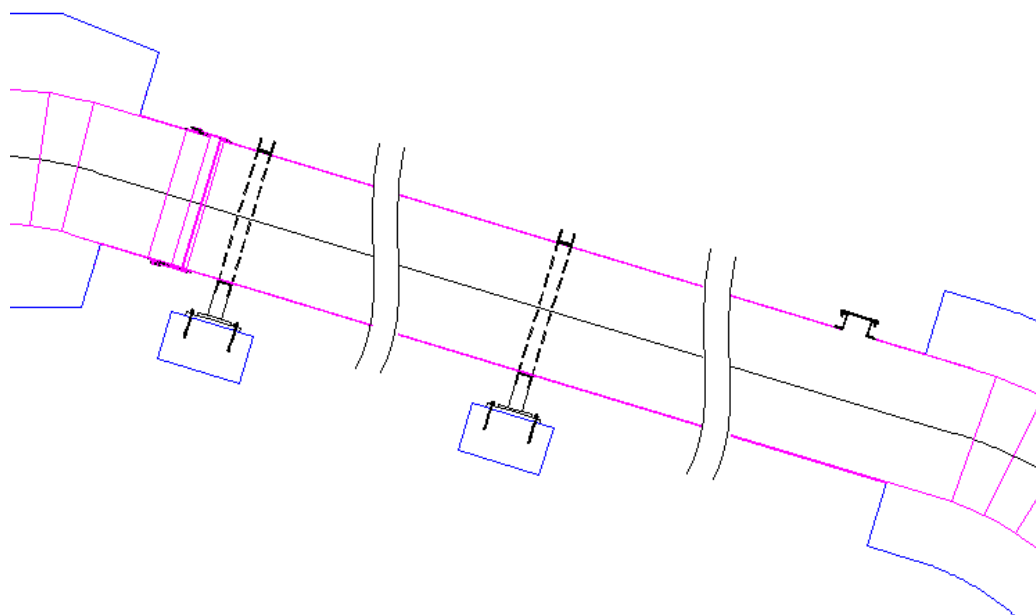


Figura 27 – Tubulação com os acessórios definidos.

3.5 Cálculo Preliminar da Espessura do Conduto Forçado e Tensão Circunferencial

Para compor a tubulação e seus acessórios foi selecionado o aço ASTM A516 grau 70. Este aço possui uma tensão de escoamento de 260 MPa e é utilizado em vasos de pressão projetados para trabalharem sob temperatura baixa ou moderada.

Para a parcela exposta do conduto forçado, admite-se que a tensão de trabalho seja de 152,9 MPa.

Com o objetivo de tornar possível a análise subsequente, a espessura do conduto é preliminarmente estimada com a utilização das equações (10) e (12).

Em (10), será admitindo que a tensão circunferencial (σ_{circ}) é a tensão de trabalho, 152,9 MPa. A pressão interna (P_i) considerada na equação deve ser a pressão máxima normal de funcionamento do conduto forçado no ponto em questão, obtida no item 3.2. Por se tratar de uma central hidrelétrica de queda moderada, será suposto que a pressão máxima calculada do sistema, 46 mca, é constante em todo o conduto forçado. Portanto, a pressão interna (P_i) vale 46 mca ou 0,45 MPa.

Desta maneira, para um diâmetro de 2,7 m, a aplicação das equações (10) e (12) resulta em espessuras de aproximadamente 4 e 8 mm, respectivamente. Portanto, preliminarmente a tubulação possuirá uma espessura de 8 mm, de forma que quando submetida a pressão interna (P_i) a tubulação estará sujeita a uma tensão circunferencial (σ_{circ}) de 76,15 MPa, calculada por (10).

3.6 Tensão Longitudinal na Tubulação Devido ao Peso Próprio e Conteúdo de Água

Considerando-se a parcela exposta do conduto forçado, a mesma pode ser representada por uma viga estaticamente indeterminada, como ilustrado na figura 28.

O balanço à direita do ponto "C" corresponde à junta de dilatação apresentada na figura 27, devido ao fato de que a junção não possui a função de resistir à flexão. O ponto "A" por sua vez equivale à parcela mais baixa do tubo exposto da figura 27, representado por um engaste no concreto. A carga distribuída constante (w) é

função do peso próprio da tubulação e do volume de água, e foi considerada atuando verticalmente, resultando em um valor de 61,4kN/m.

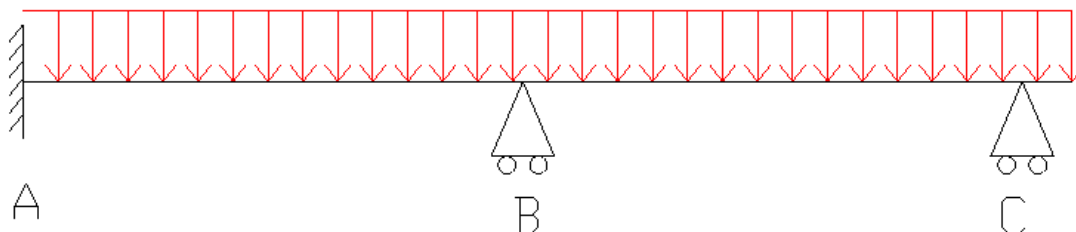


Figura 28 – Conduto exposto como viga estaticamente indeterminada.

Para a determinação da distribuição do momento fletor ao longo da tubulação, subdividiu-se o problema hiperestático apresentado na figura 28 em uma soma de problemas estaticamente determinados, conforme figura 29. Nesta imagem, o balanço após o ponto “C”, que possui comprimento de 1,4m; foi substituído por uma força (F_C) e um momento (M_C) consistentes, com uma magnitude de 85,97kN e 60,18kN/m respectivamente.

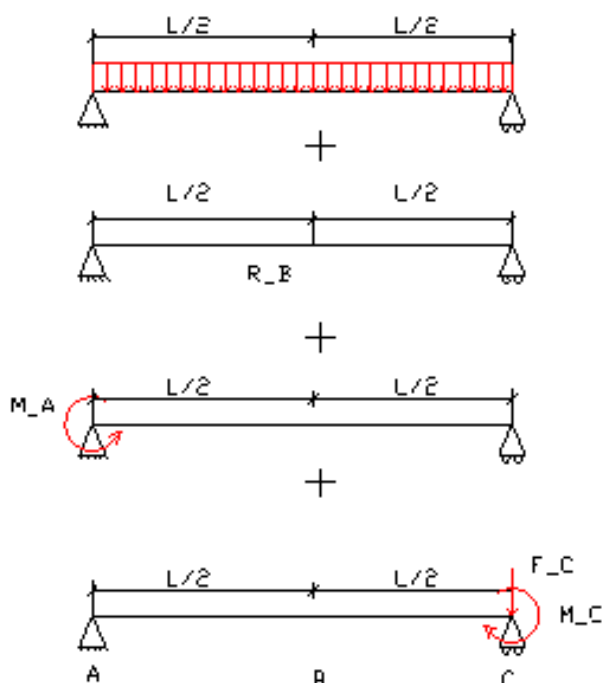


Figura 29 – Soma equivalente ao problema hiperestático.

Nesta representação, as reações redundantes “R_B” e “M_A” são determinadas quando considera-se as equações de compatibilidade:

$$\theta_{w_a} + \theta_{M_A_a} + \theta_{R_B_a} + \theta_{M_C_a} = 0 \quad (43)$$

$$d_{w_b} + d_{M_A_b} + d_{R_B_b} + d_{M_C_b} = 0 \quad (44)$$

Pode-se aplicar as equações (13), (15), (17) e (19) na equação (43) e as equações (14), (16), (18) e (20) na equação (44). Considerando os valores de “w” e “M_C” apresentados anteriormente, para “L” igual a 28m obtem-se um sistema de equações com o qual conclui-se que “R_B” e “M_A” valem respectivamente 975,17kN e 868,32kN.m.

Aplicando-se as condições de equilíbrio estático na viga (figura 28), obtem-se a reação vertical no ponto “A” e no ponto “C”, que valem respectivamente 401,09kN e 429,25kN.

Com as reações determinadas e considerando a carga distribuída, obtem-se os diagramas de força cortante e momento fletor apresentados nos gráficos 1 e 2, respectivamente.

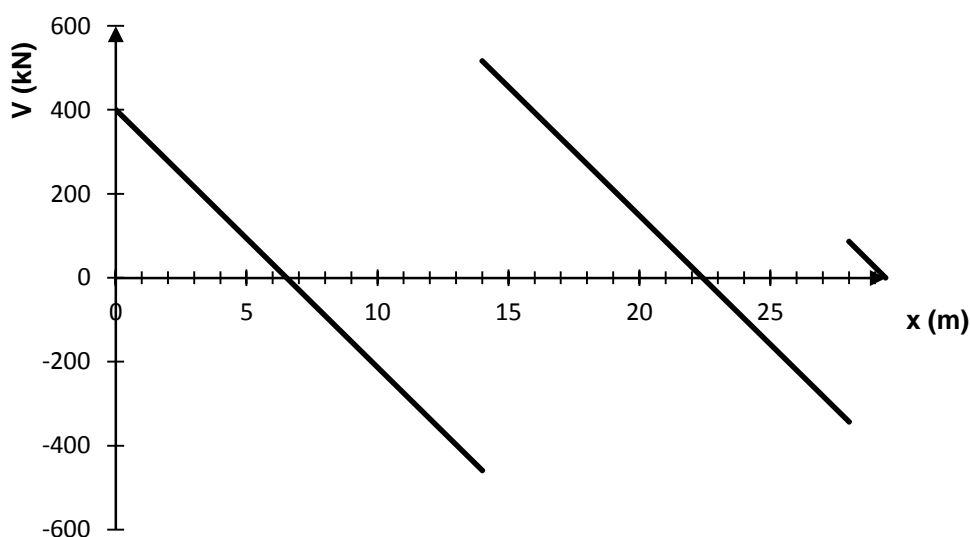


Gráfico 1 – Força cortante no conduto em relação à distância do ponto “A”.

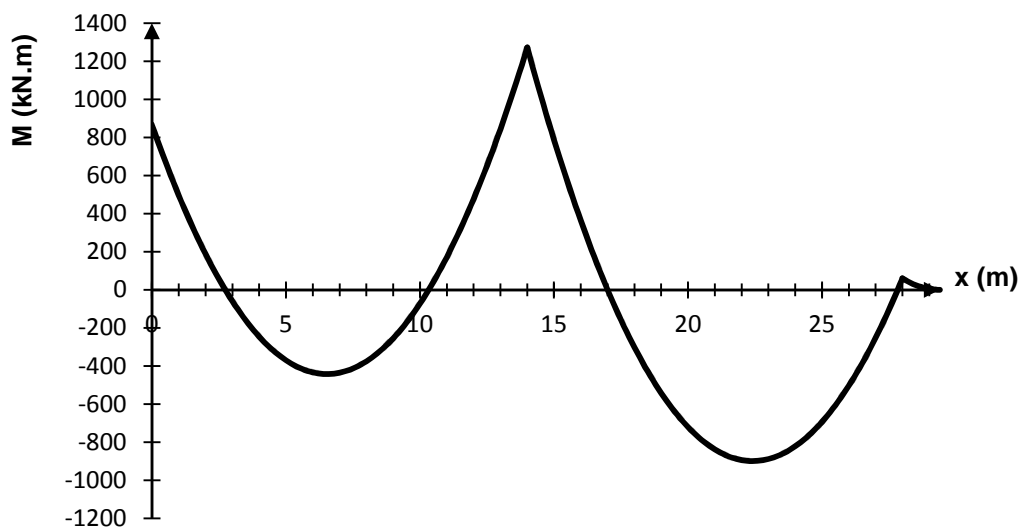


Gráfico 2 – Momento fletor no conduto em relação à distância do ponto “A”.

Considerando o momento de inércia do tubo, que possui diâmetro interno de 2,7m e 8mm de espessura, a tensão de flexão devido a carga distribuída é calculada por meio da equação (21). No gráfico 3 ilustra-se o módulo da tensão longitudinal na fibra da mais distante ao centroide do tubo, em função da distância ao ponto “A”.

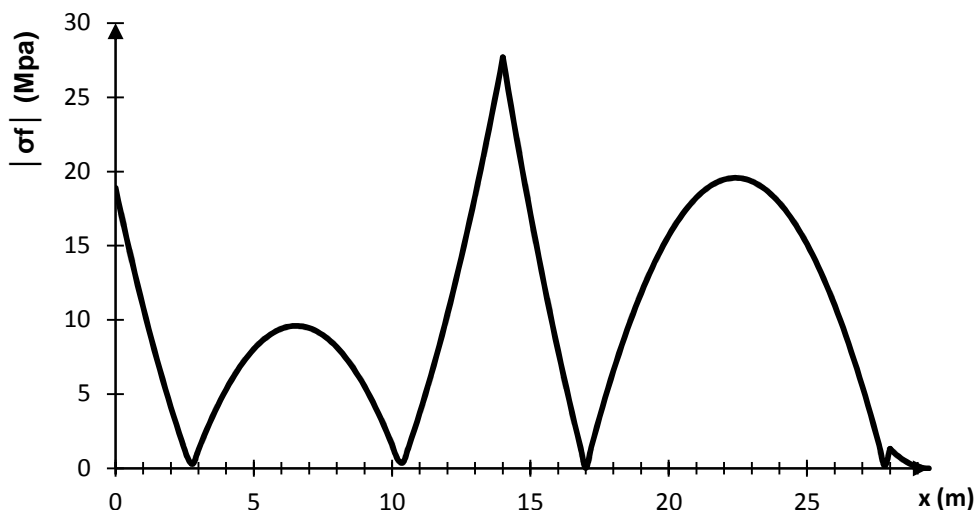


Gráfico 3 – Módulo da tensão de flexão devido carga distribuída em relação à posição.

A tensão máxima de flexão no tubo devido a ação do peso próprio e do conteúdo de água ocorre no ponto “B”, que corresponde à posição do suporte

intermediário. Esta tensão longitudinal atua abaixo do anel de suporte e possui uma magnitude de 27,70MPa. No ponto “C”, a tensão atuante devido ao engaste resultou em 18,9 MPa. A máxima tensão atuante entre os suportes ocorre na posição 22,4m e foi estimada em 19,57MPa.

3.7 Tensão Longitudinal na Tubulação Devido à Flexão Imposta Pelo Anel Enrijecedor

Aplicando-se a equação (45), pode-se determinar a carga distribuída “Pd” que atua na interface entre o tubo e o anel enrijecedor no ponto “B”.

Para o cálculo da carga distribuída considerou-se as seguintes propriedades da tubulação: módulo de elasticidade de 199GPa (ASTM A516 grau 70); coeficiente de Poisson de 0,3; momento de inércia para 2,7m de diâmetro interno e 8mm de espessura; raio médio de 1,354m.

O anel de suporte foi preliminarmente considerado como sendo uma viga I, cujas dimensões da seção são apresentadas na figura 30. Desta forma, a área de seção do anel a ser considerada na equação (44) é de 0,003664m².

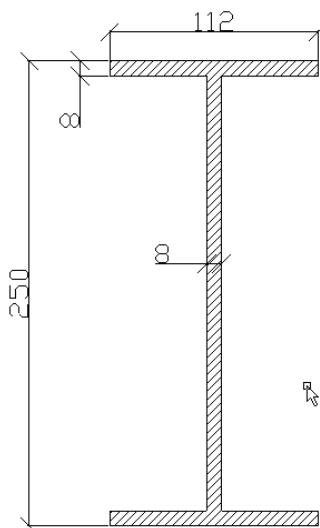


Figura 30 – Seção do anel enrijecedor de suporte.

Com estes parâmetros, calcula-se a rigidez flexural do tubo (“D”) e a constante elástica (“k”) por meio das equações (36) e (42), respectivamente. Substituindo as equações (39), (43) e (44) na equação (45), obtem-se um valor de 53,98kN para a carga distribuída “Pd”.

O momento fletor atuante na casca da tubulação devido a ação do anel é calculado com a equação (38), e substituído na equação (46) fornecendo uma tensão de flexão de 102,45MPa. Esta tensão de flexão atua na mesma direção da tubulação, portanto é considerada longitudinal.

3.8 Tensão Longitudinal na Tubulação Devido à Flexão na Interface com o Concreto

Similarmente à região abaixo do anel enrijecedor, a parcela da tubulação engastada no concreto experimentará uma flexão devido ao fato de o concreto impedir a deformação radial do tubo.

Para estimar a tensão atuante na interface com o concreto, pode-se utilizar a mesma análise de viga em base elástica apresentada por Timoshenko (1940), mas neste caso admite-se que o concreto não permitirá nenhuma expansão radial do tubo. Esta condição pode ser expressa na equação (45) considerando “ δ_{anel} ” igual a zero. Ou seja, a deflexão da virola considerada como uma viga em base elástica será igual à expansão do tubo devido a pressão interna, sem se descontar a expansão do anel devido ao fato dele possuir propriedades elásticas.

Para os mesmos parâmetros da tubulação apresentados na seção anterior, considerando a deformação do “anel” zero, a solução da equação (45) fornece uma carga distribuída “Pd” de 73,07kN/m. Aplicando-se a equação (38) e em seguida a equação (46) obtem-se uma tensão de flexão máxima na virola de 138,67MPa; que ocorre na região de engaste do tubo no concreto.

3.9 Tensão Circunferencial na Virola Abaixo do Anel de Suporte

Devido a pressão interna, o anel e conseqüentemente a virola experimentarão um alongamento circunferencial que pode ser calculado pela equação (44). Este alongamento, é uma consequência da equação (9), e considera a área de seção do anel para o cálculo da tensão atuante. Utilizando o módulo elástico para a obtenção da deformação e admitindo um comprimento inicial da fibra igual a “r”, obtem-se a equação (44).

Devido ao fato de o tanto o anel quanto o tubo experimentam o mesmo alongamento, esta equação pode ser utilizada para se calcular a deformação do tubo e com o módulo elástico, a tensão atuante devido a pressão interna. Aplicando-

se a equação (44) e dividindo o resultado pelo raio médio do tubo (1,354m); obtém-se deformação de 0,000100253 (m/m). Considerando-se o módulo elástico do aço ASTM A516 grau 70, a tensão circunferencial no tubo abaixo do anel resulta em 19,95MPa.

3.10 Tensões no Anel Enrijecedor de Suporte

Para a determinação da tensão de flexão atuante no anel de suporte devido a carga distribuída “Pd”, considera-se o problema de viga curva representado na figura 31.

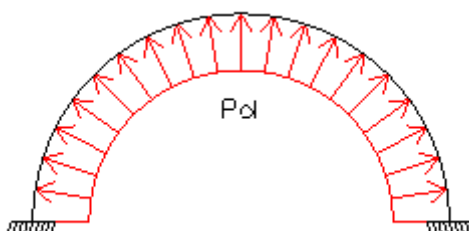


Figura 31 – Viga curva biengastada representando o anel enrijecedor de suporte.

Devido a simetria do modelo adotado, pode-se afirmar que as reações radiais nos engastes possuirão a mesma magnitude. Portanto, quando sujeito a uma carga distribuída constante, a força cortante no meio anel será nula. Desta forma sabendo que na equação (24) em “ θ ” igual a “ $\pi/2$ ”, “V” é igual a “zero”, conclui-se que a reação “Rr_A”, representada na figura 9, é determinada pela equação (45):

$$Rr_A = R \cdot \pi \cdot Pd/2 \quad (45)$$

De acordo com Hibbeler (2004), o raio de curvatura na linha neutra (“R”) é uma propriedade da seção definida pela equação (46), sendo “A” a área do anel e “r” a posição do elemento diferencial em relação ao centro de curvatura da viga:

$$R = A / \int (dA/r) \quad (46)$$

Timoshenko (1940) apresenta a solução da equação (46) para o caso de um perfil I. Para o perfil apresentado na figura 30, aplicando-se a solução proposta por Timoshenko (1940), o raio de curvatura na linha neutra resulta em 1,477m. Este valor é obtido sabendo-se que o raio de curvatura na parte inferior do perfil

corresponde ao raio externo do tubo. Substituindo na “R” na equação (45) e também o valor de “Pd” obtido na seção anterior, resulta que “Rr_A” é igual à 125,25kN.

O momento fletor por sua vez é obtido substituindo-se a equação da força cortante (24), na equação (27) que pode ser integrada em ambos os lados. Da solução da integral vem que:

$$\begin{aligned} Mf(\theta) = & -R^2 \cdot Pd \cdot (\theta^2/4 + \theta \cdot \sin \theta / 2 + \cos \theta / 2) + \\ & + R \cdot Rr_A \cdot (\theta/2 + \sin \theta / 2) + C \end{aligned} \quad (47)$$

A constante “C” é calculada sabendo que para “θ” igual a “zero”, o momento fletor na viga é oposto à reação “M_Ad”, representada na figura 9, portanto:

$$Mf(\theta = 0) = -M_Ad \quad (48)$$

Logo, o momento fletor em função do ângulo “θ” é expresso por:

$$\begin{aligned} Mf(\theta) = & -R^2 \cdot Pd \cdot (\theta^2/4 + \theta \cdot \sin \theta / 2 + \cos \theta / 2) + R \cdot Rr_A \cdot (\theta/2 + \sin \theta / 2) + \\ & + R^2 \cdot Pd/2 - M_Ad \end{aligned} \quad (49)$$

Para a determinação da reação “M_Ad”, pode-se utilizar a equação do ângulo de rotação das seções da viga como condição de contorno. Substituindo a equação (49) em (23) e resolvendo a integral obtém-se:

$$\begin{aligned} \Phi/2 = & (-R^2 \cdot Pd \cdot (\theta^3/12 + \sin \theta - \theta \cdot \cos \theta / 2) + R \cdot Rr_A \cdot (\theta^2/4 - \cos \theta / 2) + \\ & + R^2 \cdot Pd \cdot \theta/2 - M_Ad \cdot \theta) / (2 \cdot E \cdot A \cdot (rc - R)) + C2 \end{aligned} \quad (50)$$

Determina-se “C2” sabendo-se que no engaste (ponto “A” da figura 9), a rotação da seção devido ao momento fletor é nula:

$$\Phi/2(\theta = 0) = 0 \quad (51)$$

Desta forma a rotação da seções devido ao momento fletor atuante na posição “θ” é expressa pela seguinte equação:

$$\begin{aligned} \Phi/2 = & (-R^2 \cdot Pd \cdot (\theta^3/12 + \sin \theta - \theta \cdot \cos \theta / 2) + R \cdot Rr_A \cdot (\theta^2/4 - \cos \theta / 2) + \\ & + R^2 \cdot Pd \cdot \theta/2 - M_Ad \cdot \theta + R \cdot Rr_A) / (2 \cdot E \cdot A \cdot (rc - R)) \end{aligned} \quad (52)$$

Sabe-se ainda que devido à simetria, a rotação da seção na metade do anel também é nula. Esta condição é expressa na equação (53):

$$\Phi/2(\theta = \pi/2) = 0 \quad (53)$$

Com esta consideração, obtém-se a equação (54), que expressa a reação “M_Ad” em função dos parâmetros “Pd”, “R” e “Rr_a”:

$$M_{Ad} = -R^2 \cdot Pd \cdot (\pi^2/48 + 2/\pi) + R \cdot Rr_A \cdot \pi/8 + R^2 \cdot Pd/2 \quad (54)$$

Substituindo os valores calculados dos parâmetros, conclui-se que “M_Ad” possui um valor de 32,34kN.m. Portanto, a função do momento fletor atuando na viga curva é expressa pela equação (55):

$$Mf(\theta) = (-117,76(\theta^2/4 + \theta \cdot \sin \theta / 2 + \cos \theta / 2) + 184,99(\theta/2 + \sin \theta / 2) + 26,54) \cdot \text{kN} \cdot \text{m} \quad (55)$$

No gráfico 4 é ilustrada a variação do momento fletor e da força cortante na viga curva em função da posição “ θ ”. O momento fletor máximo ocorre em “ $\pi/2$ ”, e possui uma magnitude de 99,19kN.m.

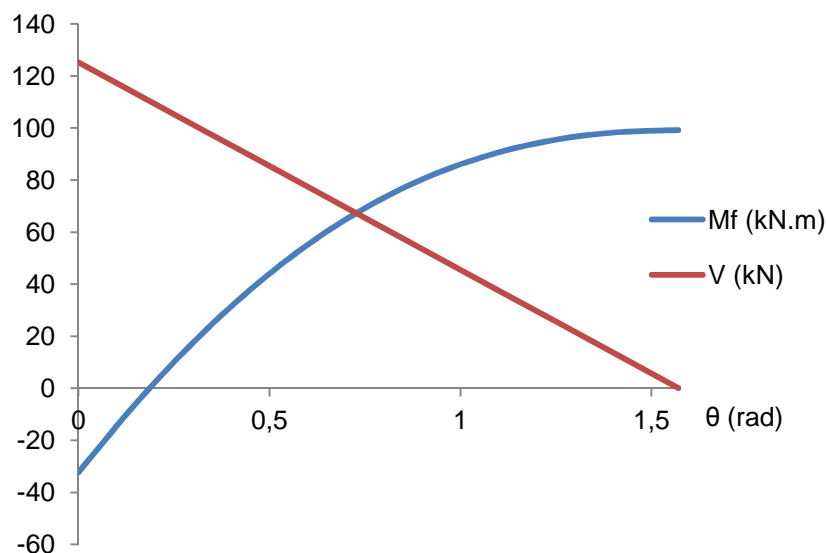


Gráfico 4 – Momento fletor e força cortante atuantes no anel de suporte.

Para fins de comparação da metodologia apresentada para determinação do momento fletor em viga curva, a equação (56) expressa o momento fletor máximo

em uma viga reta biengastada submetida a uma carga uniformemente distribuída (Pd). Nesta expressão, “ Lt ” denota o comprimento da viga.

$$M_{\text{máx_viga_reta}} = Pd.Lt^2/8 \quad (56)$$

Para uma viga reta biengastada de comprimento “ Lt ” igual ao comprimento do semicírculo considerado (Figura 31), o momento máximo resulta em 145,21kN.m e ocorre no centro do vão. Este valor é superior ao obtido com a solução para viga curva, resultado que concorda com o fato de que na viga curva, apenas uma parcela da força cortante radial contribuí com o momento fletor e também o braço de alavanca considerado é menor que o comprimento de arco correspondente (Figura 11).

Com a equação (28), pode-se então calcular a tensão máxima de flexão na fibra externa da viga curva. Substituindo a posição considerada por 1,608m; o raio no centróide igual a 1,483m; área de seção do anel 0,003664m², o raio na linha neutra 1,477m e o momento fletor máximo de 99,19 kN.m; a tensão de flexão máxima no anel de suporte resulta em 345,01MPa.

Considerando-se o diagrama de corpo livre apresentado na figura 9, com o valor determinado de “ Rr_A ” pode-se obter o valor da reação circunferencial “ Rc_B ” por meio de um somatório de forças na direção horizontal. Com esta consideração, “ Rc_B ” resulta em -45,50kN, de maneira que atua no sentido oposto ao ilustrado na figura 9, causando portanto compressão no ponto “B”. Com a área de seção do anel, obtem-se então uma tensão de compressão de -12,42MPa no ponto “B”.

Desta forma, a tensão máxima de tração atuante na viga curva resulta em 332,59MPa. Se o material do suporte for o aço SA 724-C, que possui tensão de escoamento de 482MPa, o coeficiente de segurança em relação ao escoamento resulta em 1,45.

3.11 Dimensionamento em Relação à Pressão Externa

Durante o esvaziamento de condutos forçados, a ventilação inadequada pode ocasionar vácuo na região interna do tubo. Portanto é pertinente no dimensionamento de tubulações considerar um caso de carregamento em que a tubulação está submetida a uma pressão externa de 1kgf/cm².

A equação (29) pode ser utilizada para se verificar a pressão de colapso do conduto forçado sob análise, caso não possua anéis de reforço à pressão externa. Para uma espessura de 8mm; diâmetro de 2,7m; coeficiente de Poisson de 0,3 e módulo de elasticidade igual à 199GPa, a equação (29) fornece uma pressão crítica equivalente à 0,12kgf/cm². Como o conduto pode estar sujeito a uma pressão de até 1kgf/cm², deve-se prover meios de enrijecer a tubulação.

Seguindo a metodologia apresentada nos parágrafos UG-28 e 29 da norma ASME (2001) Seção VIII – Divisão 1, a tubulação será enrijecida utilizando-se anéis de reforço à pressão externa.

O método consiste em se arbitrar um espaçamento entre os anéis enrijecedores que resulte em uma pressão externa admissível superior à de operação. Em seguida calcula-se o momento de inércia mínimo destes anéis para o espaçamento adotado. A metodologia é referente a tubos na qual a razão entre a diâmetro externo do tubo e a espessura seja superior a 10, portanto aplica-se ao caso sob análise para o qual a razão resulta em 399,5.

Arbitrando um espaçamento de 1,75m entre os anéis de reforço, obtem-se uma razão entre o espaçamento e o diâmetro externo do tubo de 0,6443. Este valor é utilizado no diagrama G, seção II, parte D e subparte 3 da referida norma para se obter o valor do fator “A”. O referido diagrama é reproduzido na figura 32.

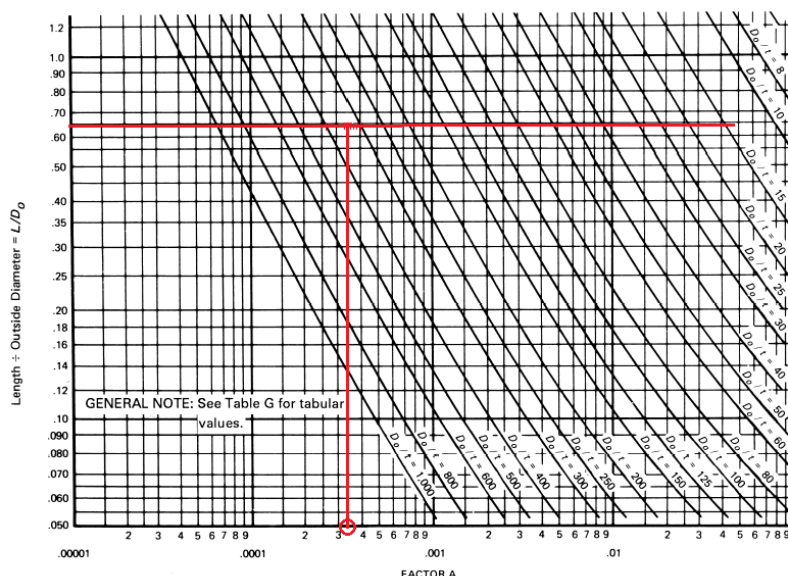


Figura 32 – Diagrama para obtenção do fator “A”.

Fonte: Adaptado de ASME (2001, p. 683).

Obteve-se um valor de 0,00034 para o fator “A”, que considera também a razão entre o diâmetro externo e a espessura. Para tubos de aço carbono e aços baixa liga, utiliza-se o diagrama CS-2 (figura 33) da norma em questão para determinação de outro fator, “B”. Com valor de “A” e considerando que a temperatura de operação é inferior à 300° F, “B” resulta em 4850.

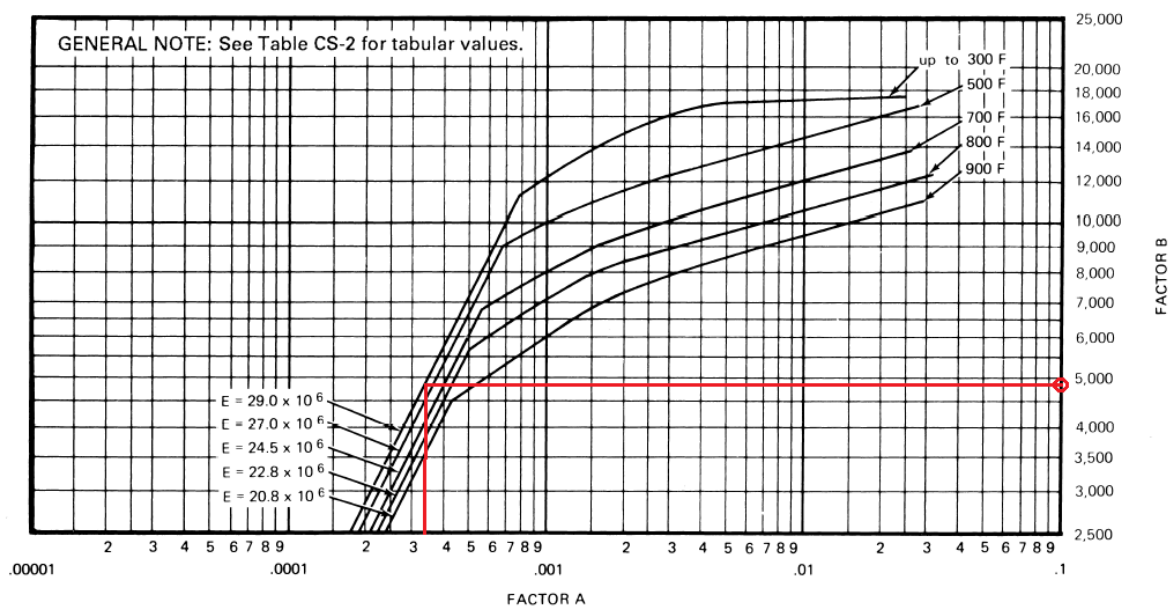


Figura 33 – Diagrama para obtenção do fator “B” para cascas de baixo carbono.
Fonte: Adaptado de ASME (2001, p. 684).

Por fim, determina-se a pressão externa admissível do tubo enrijecido de acordo com a equação (57), em unidades inglesas, na qual “De” denota o diâmetro externo do tubo.

$$P_{ext_adm} = 4.B/(De/e) \quad (57)$$

Substituindo-se os parâmetros na equação (57), obtém-se que para um tubo com anéis espaçados em 1,75m; a pressão admissível é de 1,34kgf/cm². Por um processo iterativo seguindo a mesma metodologia, conclui-se que para este espaçamento a espessura mínima do tubo para resistir à pressão externa de 1kgf/cm² é de 7,2mm. Esta espessura mínima será considerada no dimensionamento do reforço na boca de visita.

Para o espaçamento adotado, deve-se então obter o momento de inércia do anel de reforço. Considerando agora a pressão máxima atuante, recalcula-se o fator “B” com a equação (57) e determina-se para este valor o fator “A” (figura 33). O momento de inércia mínimo é então calculado por meio da equação (58), na qual “Ae” representa a área de seção adotada inicialmente para o anel e “Le” o espaçamento entre os enrijecedores.

$$I_{\text{mín}} = (De^2 \cdot Le \cdot (e + Ae/Le) \cdot A) / 14 \quad (58)$$

Para anéis com espessura de 8mm e altura de 150mm, o momento de inércia mínimo calculado com a equação (57) resulta em 2042280mm⁴. O momento de inércia da seção considerada é de 2250000mm⁴, portanto superior ao mínimo, de maneira que a seção é adequada para resistir a pressão de 1kgf/cm².

Tendo em vista que os anéis enrijecedores de suporte possuem momento de inércia maior que este valor mínimo, os apoios também serão considerados reforços à pressão externa.

3.12 Dimensionamento do Colar de Reforço da Boca de Visita

O tipo de reforço na boca de visita é definido considerando-se o parâmetro “PDV” (Pressure Value Diameter). Admitindo-se que a espessura da boca é de 4mm e o seu diâmetro interno de 500mm, o valor de “PDV” obtido com a aplicação da equação (30) é de 244. Tendo em vista que a razão entre os diâmetros do tubo tronco e da ramificação é inferior a 0,7 e “PDV” é inferior a 4000, o reforço deve ser do tipo colar.

A área de reforço requerida é calculada utilizando-se a equação (31). Nesta equação, a espessura mínima requerida pelo tubo tronco (Tr) foi considerada como sendo aquela obtida pelo dimensionamento à pressão externa, 7,2mm. Com “d” igual a 508mm, “ty” igual a 4mm e o ângulo de deflexão igual a 90°, a área requerida calculada resulta em 0,0036m².

A espessura mínima requerida para a derivação é calculada em relação a pressão interna conforme equação (10), e resulta em 0,00075mm. Com estes valores, calcula-se então área disponível em excesso com a equação (32), devido as

espessuras adotadas serem superiores as requeridas, resultando em um valor de $0,000645\text{m}^2$.

Aplicando a equação (33), conclui-se que o reforço deve possuir uma área de seção total de $0,003135\text{m}^2$. Adotando uma largura “w” de 150mm (figura 13) , a equação (34) fornece uma espessura mínima do reforço de 12mm.

4 RESULTADOS

4.1 Tensões Equivalentes de Von Mises

Para o cálculo da tensões equivalentes, admite-se que as tensões circunferenciais e longitudinais são tensões principais, conforme a norma brasileira NBR 10132:1987 – Cálculos de Conduitos Forçados. Na metodologia apresentada no presente projeto serão desconsideradas as tensões radiais, tensões decorrentes do efeito de Poisson e as tensões cisalhantes. A tensão equivalente de Von Mises é então calculada com a equação (59):

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{circ}^2 - \sigma_{circ} \cdot \sigma_{long} + \sigma_{long}^2} \quad (59)$$

Na região da tubulação abaixo do anel de suporte intermediário, calculou-se uma tensão longitudinal total de 130,15MPa. Esta tensão corresponde a soma dos efeitos da flexão imposta pelo anel de suporte e da flexão devido a ação de viga (seções 3.7 e 3.6 respectivamente). A tensão circunferencial atuante devido à pressão interna foi calculada na seção 3.9 e possui uma magnitude de 19,95MPa. Aplicando-se a equação (59), obtem-se um valor de 121,40MPa para a tensão equivalente atuante no tubo abaixo do anel de suporte intermediário.

Para a região entre suportes, calculou-se uma tensão longitudinal devido a ação de viga de 19,57MPa e uma tensão circunferencial decorrente da pressão interna de 76,15MPa, apresentadas respectivamente nas seções 3.6 e 3.5. Com a equação (59) obtem-se uma tensão de Von Mises de 68,49MPa.

No engaste inferior do conduto (figura 27), a tensão circunferencial é negligenciada devido a hipótese de que o concreto não possibilita a expansão do tubo. A tensão de flexão devido a esta hipótese é apresentada na seção 3.8 e corresponde à 138,67 MPa. Considerando ainda a flexão devido a ação de viga (seção 3.6), a tensão total no engaste é de 157,57MPa.

A tensão admissível para a região exposta do conduto foi apresentada na seção 3.5 e possui um valor de 152,9MPa. A norma NBR 10132:1987 fornece um coeficiente de segurança de 1,5 em relação ao escoamento para a tensão admissível

em tubos embutidos no concreto sem participação de rocha, conseqüentemente na região do engaste inferior a tensão admissível é de 173MPa.

Desta forma, tanto para a região do engaste quanto para a parcela exposta do conduto a tensão equivalente atuante é inferior à tensão admissível e conseqüentemente inferior à tensão de escoamento. Portanto, levando em consideração as hipóteses adotadas, o dimensionamento esta adequado.

4.2 Modelo Computacional para Análise das Tensões

A parcela exposta do conduto forçado foi avaliada no programa computacional de análise de tensões ANSYS 13.0. Na figura 34 é apresentado o modelo geométrico do conduto forçado. Assim como na análise analítica, a parcela exposta da tubulação foi considerada horizontal.

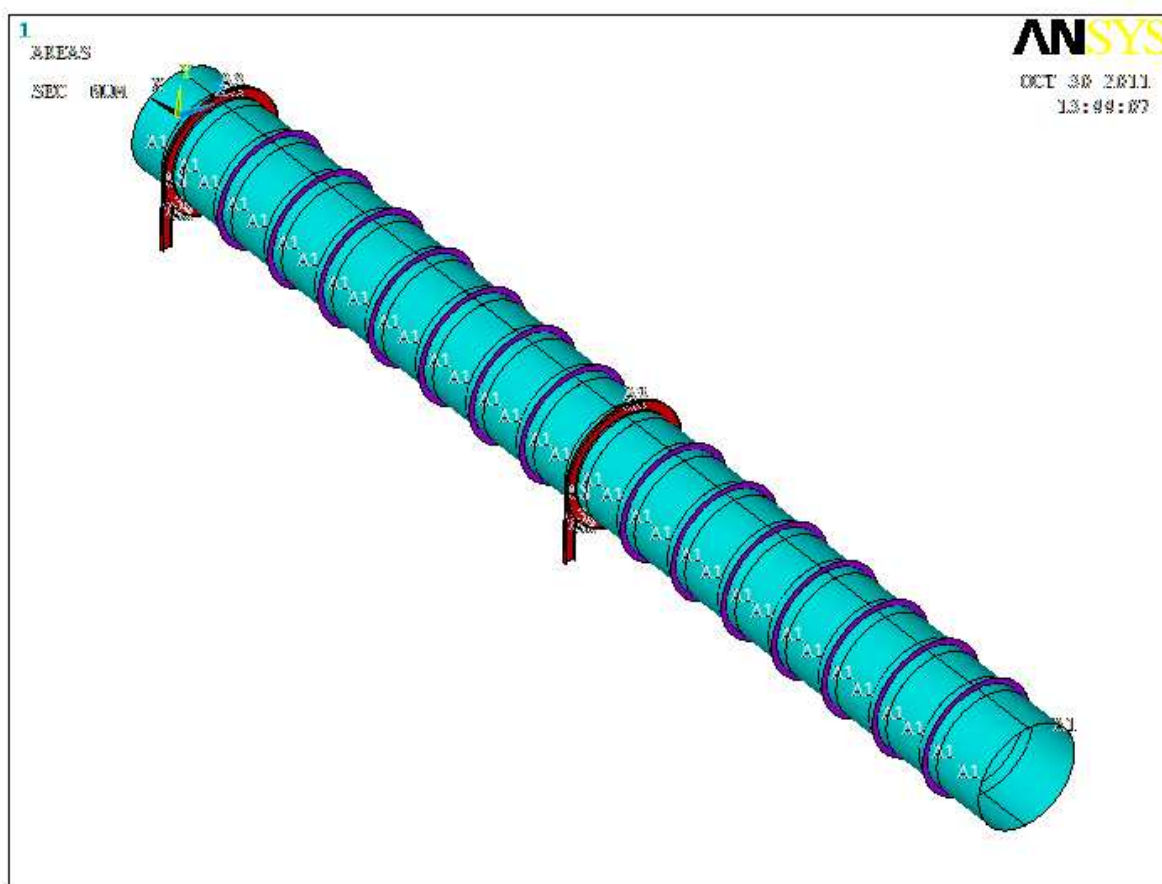


Figura 34 – Geometria do modelo computacional desenvolvido no programa ANSYS 13.0.

O modelo foi desenvolvido utilizando-se o elemento de casca isoparamétrico *SHELL181*, que possui funções de interpolação bi-lineares. O elemento possui 4 nós os quais podem experimentar deslocamentos e rotações nos 3 eixos cartesianos (graus de liberdade de elementos de membrana e placa somados). No cálculo da matriz de rigidez utilizou-se a integração reduzida com 3 pontos de integração por elemento.

Para cada componente do sistema, foram atribuídas seções com espessuras diferentes, como ilustrado na figura 35, para tornar possível a modelagem dos diferentes acessórios utilizando-se apenas elementos de casca.

Na figura 35, as seções com coloração roxa correspondem aos anéis secundários de reforço a pressão externa, espaçados em 1,75m, e as seções vermelhas correspondem ao anel enrijecedor de suporte. Nota-se ainda nesta imagem a orientação dos eixos cartesianos, sendo “Y” a direção vertical e “X” a direção longitudinal da tubulação.

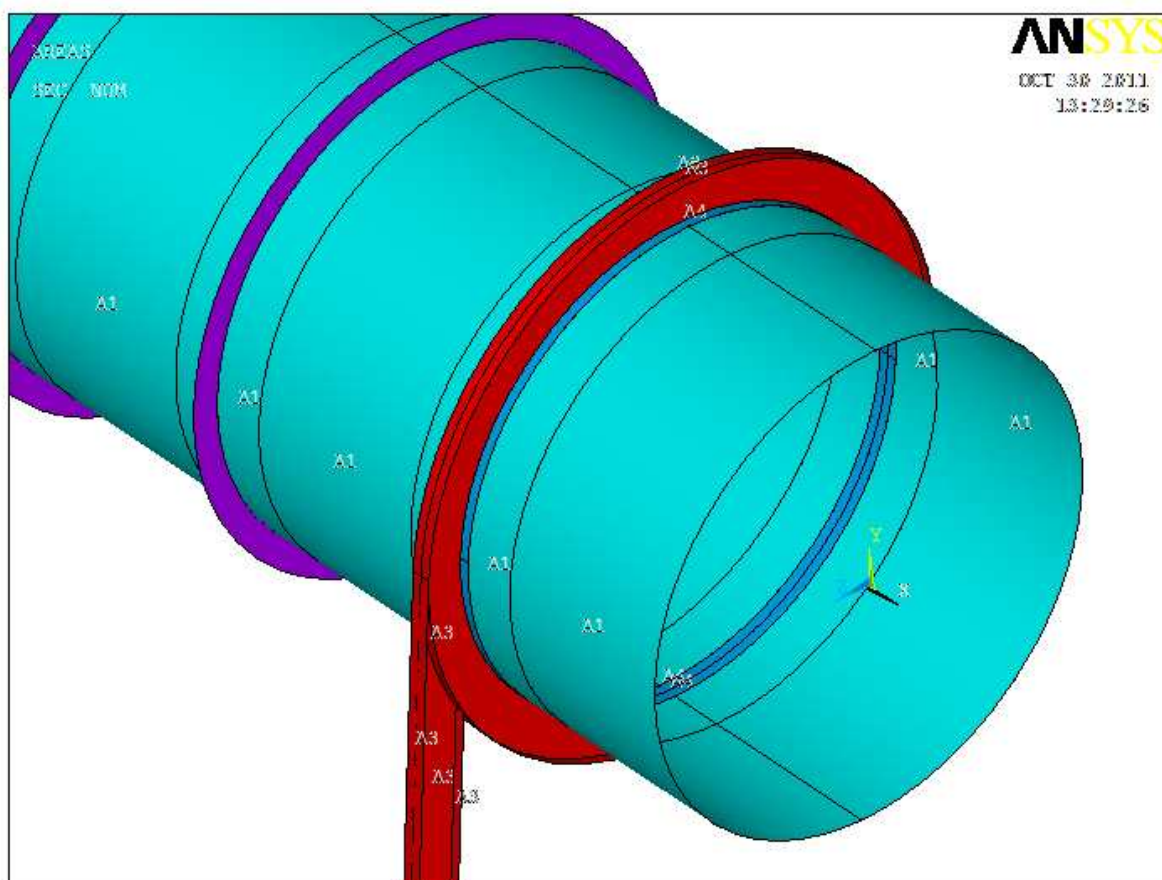


Figura 35 – Seções atribuídas aos elementos para considerar as diferentes espessuras.

Como condição de contorno do modelo, considererou-se que na interface com o concreto a circunferência é completamente engastada. Ou seja, no lado direito inferior do conduto forçado (figura 34), os nós contidos na circunferência possuem deslocamentos e rotações nulas. A outra condição de contorno imposta foi de deslocamento vertical zero na interface entre a aba externa do anel de suporte e as colunas de apoio. Esta condição foi imposta para se excluir da análise as tensões resultante nas colunas.

Para a combinação de carregamentos foram consideradas a pressão interna de 46mca, a pressão externa de 1kgf/cm², o conteúdo de água e o peso próprio do conduto. A carga decorrente do conteúdo de água foi aplicada ao longo da circunferência da virola por meio de uma massa distribuída por unidade de área da casca.

O modelo foi discretizado utilizando-se uma malha não uniforme com elementos preferencialmente não distorcidos. Nas regiões em que esperava-se obter tensões mais elevadas, optou-se por uma malha mais refinada como ilustrado na figura 36. Após um refinamento iterativo do modelo, definiu-se um tamanho médio do elemento de 25mm para regiões que apresentaram tensões elevadas, 50mm para regiões com tensões médias e 80mm para regiões com pequenas deformações. O malha final resultou em um total de 89.569 elementos.

Como critério de convergência da solução, considerou-se que as soluções nodal e por elementos deveriam apresentar resultados próximos. Considerou-se ainda que a solução por elementos deveria resultar em uma variação suave de tensão entre elementos adjacentes.

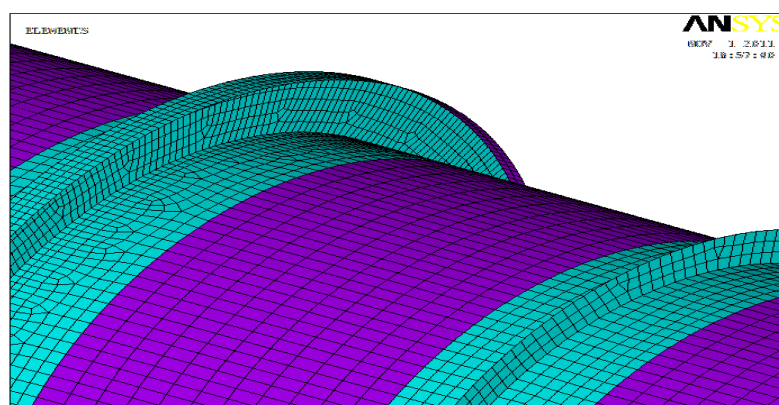


Figura 36 – Malha na região entre o anel de suporte e o anel de reforço ao vácuo.

4.2.1 Verificação das Tensões Circunferenciais

As tensões circunferenciais atuantes na virola entre os enrijecedores e abaixo do anel de suporte foram apresentadas nos itens 3.5 e 3.9, respectivamente. Os valores obtidos analiticamente foram verificados no modelo computacional aplicando-se uma pressão interna de 46mca em toda geometria ilustrada na figura 34. As demais cargas atuantes não foram consideradas nesta verificação para se comparar apenas os efeitos da pressão interna.

Na figura 37 é ilustrada exclusivamente a região entre dois anéis de reforço presentes no centro do vão entre suportes. Os anéis também foram excluídos da plotagem para melhor visualização.

Nesta figura, é apresentada a solução nodal para as tensões normais na direção “Y”, que é tangente à circunferência. Nota-se um valor máximo de tensão de 79,32MPa que ocorre na região adjacente ao anel de reforço, valor muito próximo à tensão de 76,15MPa obtida com a teoria de vaso de parede delgada (seção 3.5).

Para avaliação dos resultados obtidos com a solução nodal, na figura 38 são apresentadas as tensões normais na direção “Y” plotadas por elemento. Nota-se que os resultados obtidos com as duas soluções são muito próximos e a solução por elementos não apresenta variação abrupta de tensão entre elementos adjacentes.

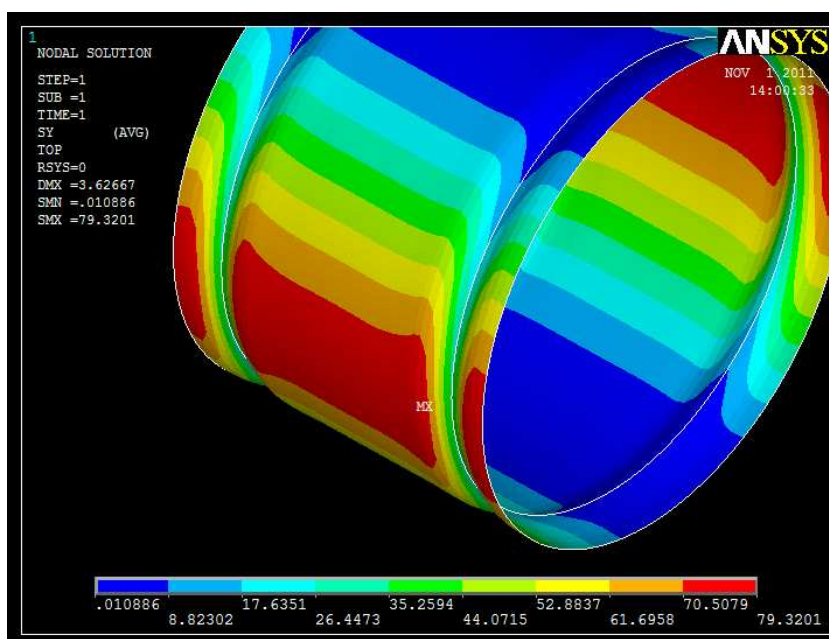


Figura 37 – Solução nodal das tensões normais entre anéis de reforço na direção “Y”.

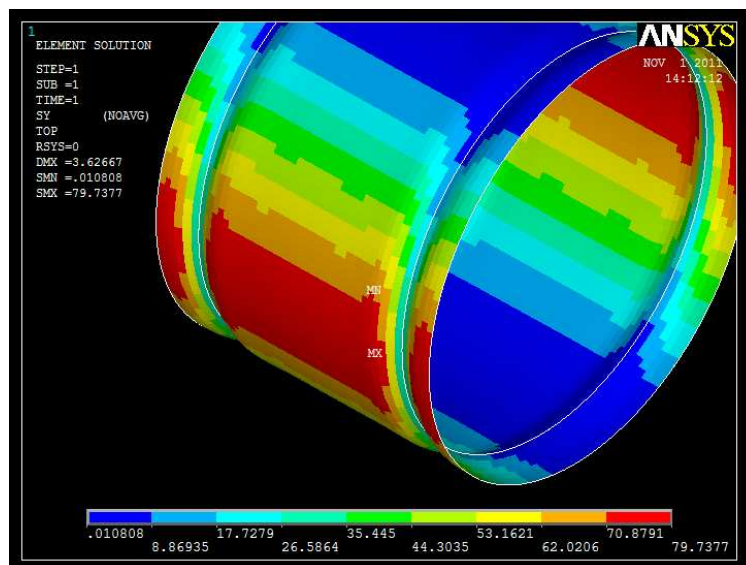


Figura 38 – Solução por elemento das tensões normais entre anéis na direção “Y”.

Para a região virola exatamente abaixo do anel de suporte, a tensão circunferencial no tubo foi obtida considerando-se a deformação tangencial do anel de suporte, conforme seção 3.9.

Na figura 39 apresentam-se as tensões nodais resultantes na direção “Y” para esta região da virola. A tensão circunferencial máxima resultante foi de 22,77MPa, próxima ao valor estimado de 19,57MPa obtido a partir do alongamento tangencial do anel. A solução por elementos é apresentada na figura 40 e verifica-se que o resultado é próximo ao da solução nodal.

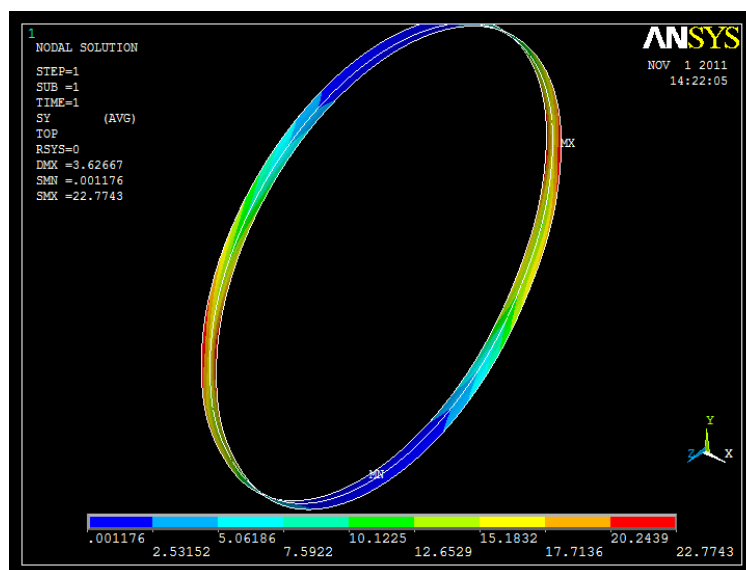


Figura 39 – Tensões normais abaixo do anel de suporte na direção “Y” (solução nodal).

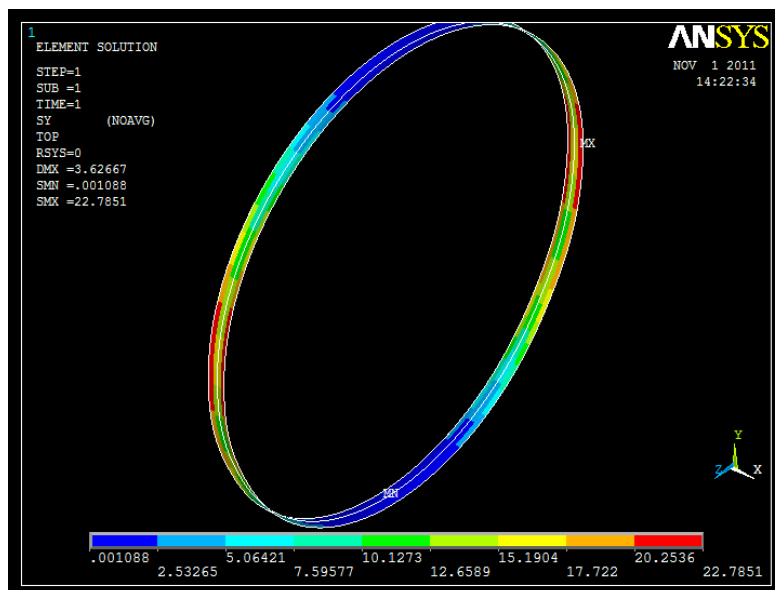


Figura 40 – Tensões normais abaixo do anel de suporte na direção “Y” (solução por elementos).

4.2.2 Tensões Longitudinais Obtidas no Modelo Computacional

Nas seções 3.7 e 3.8 foram obtidas as tensões longitudinais devido à flexão imposta pelo anel enrijecedor e pelo concreto quando a tubulação está submetida à pressão interna. No item 3.6, foram determinadas as tensões de flexão em função da aceleração da gravidade (peso próprio e conteúdo de água).

Para a avaliação das tensões determinadas nos itens 3.7 e 3.8, o modelo foi submetido apenas à pressão interna. Foram então plotadas as tensões médias de flexão nos elementos de casca para a direção correspondente à direção longitudinal da tubulação (comando “SMISC 38” para o elemento *SHELL181*).

As tensões de flexão resultantes na casca do tubo sob o anel de suporte central são apresentadas na figura 41. Para melhor visualização, o anel de suporte foi omitido da plotagem assim como as regiões adjacentes ao trecho. Nota-se que na análise numérica, a tensão de flexão máxima foi de 36,93MPa enquanto que a tensão estimada com a análise de viga em base elástica foi de 102,45MPa (seção 3.7). Devido ao fato de a plotagem numérica ser obtida através da tabela de elementos do software ANSYS13, não existe solução nodal para comparação. No entanto, verifica-se que a variação de tensões médias entre os elementos é suave.

Similarmente, na figura 42 ilustram-se as mesmas tensões médias de flexão na

região do conduto que é engastada no concreto. Neste caso, com o comando “SMISC 38” foram plotadas as tensões de flexão atuantes na superfície externa do tubo, portanto a tensão máxima observada que ocorre na região engastada é de compressão e vale 96,64MPa. Devido a simetria da espessura da casca em relação ao seu centróide, espera-se que na região interna do tubo ocorra uma tensão de tração máxima de mesma magnitude. Com a metodologia apresentada por Timoshenko (1940) obteve-se uma tensão máxima 138,67MPa.

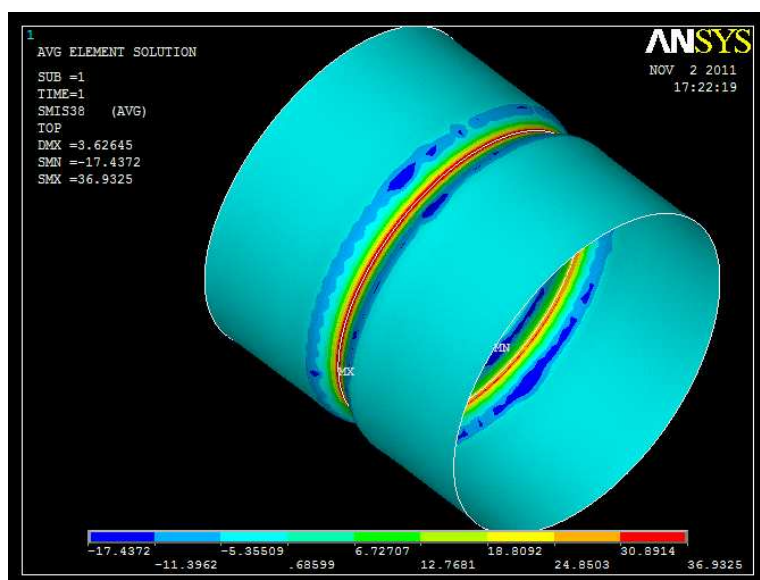


Figura 41 – Tensões médias de flexão nos elementos de casca na direção longitudinal da tubulação, para a virola abaixo do anel de suporte (pressão interna).

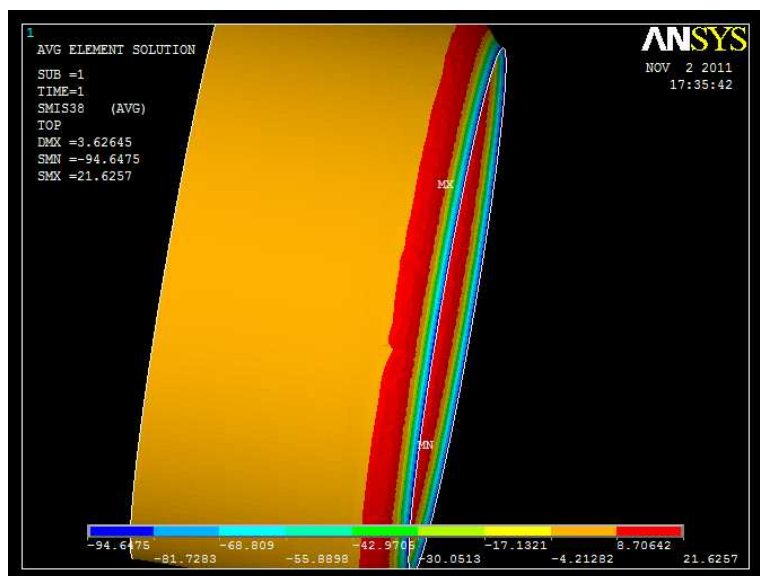


Figura 42 – Tensões médias de flexão nos elementos de casca na direção longitudinal da tubulação, para a região do tubo engastada no concreto (pressão interna).

Para a verificação das tensões de flexão estimadas no item 3.6, o modelo foi submetido a ação da gravidade atuando na direção “-Y” e o conteúdo de água foi aproximado por uma massa distribuída na superfície da virola. Com o objetivo de ilustrar o resultado global da ação da gravidade, na figura 43 apresenta-se a plotagem do módulo do vetor deslocamento nodal para o modelo completo.

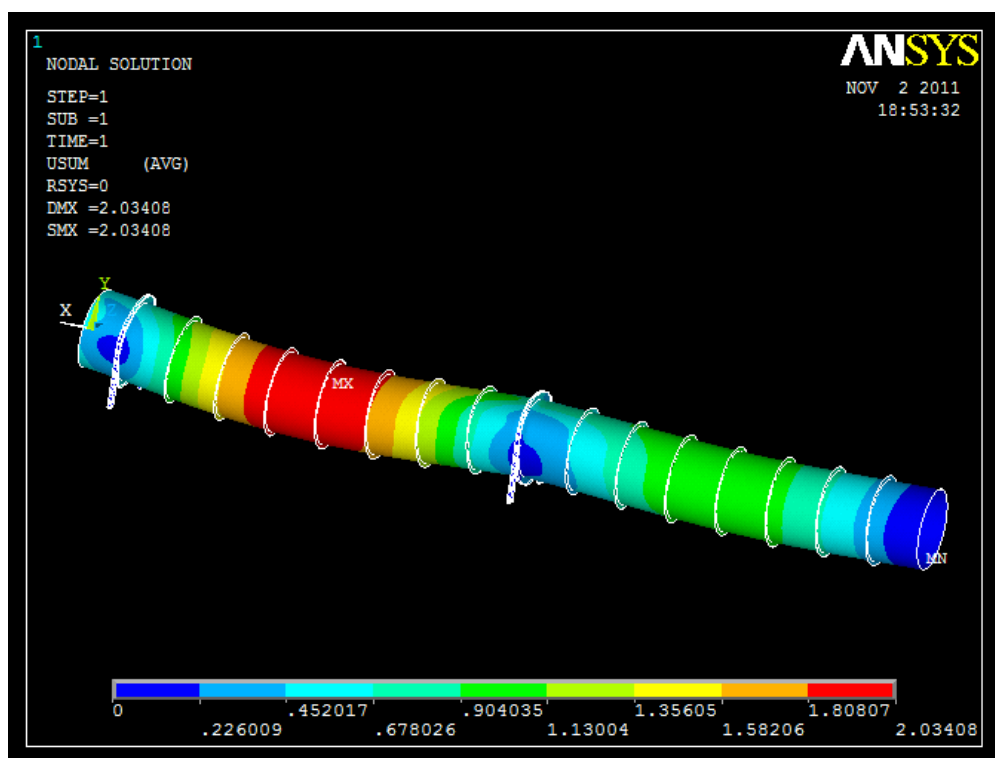


Figura 43 – Módulo do vetor deslocamento nodal (milímetros).

Na figura 44 é ilustrada a tensão máxima de flexão abaixo do anel de suporte intermediário, 25,85MPa. Nota-se na imagem que este valor é influenciado pela distorção do tubo e não ocorre na região superior da virola. No ponto superior atua uma tensão de compressão de 21,51MPa, próximo ao valor de 27,70MPa obtido com a teoria de viga delgada.

Para o ponto de engaste, as tensões são apresentadas na figura 45 e verifica-se uma tensão máxima de flexão de 6,91MPa que é inferior à tensão de 18,9 MPa calculada na seção 3.6. Para o mesmo ponto a tensão de Von Mises obtida com a solução nodal foi de 24,73MPa (figura 46).

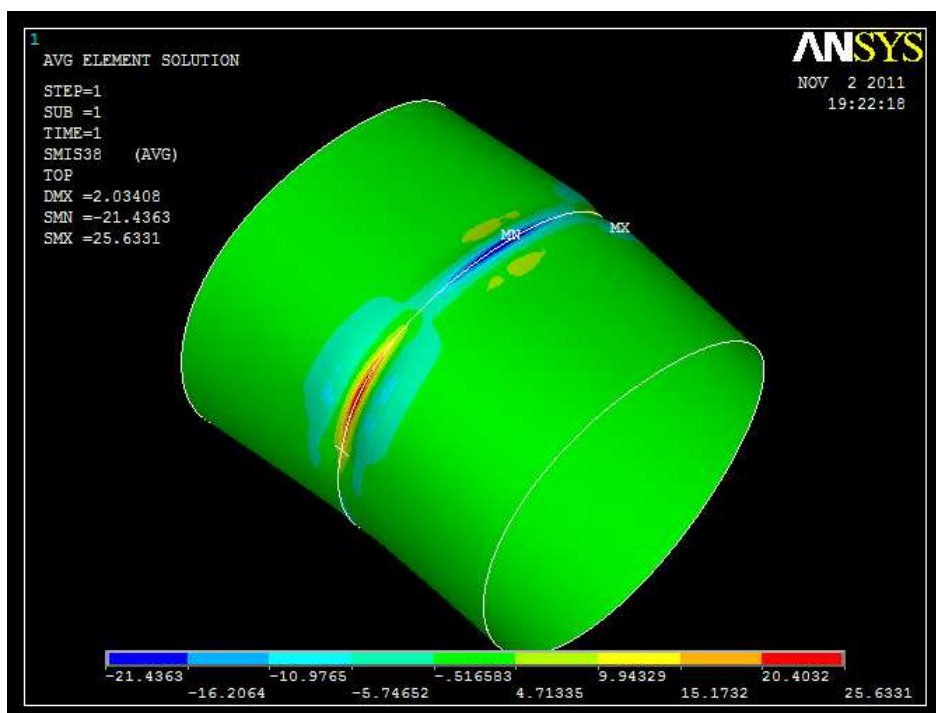


Figura 44 – Tensão de flexão nos elementos de casca na direção longitudinal da tubulação, para a virola abaixo do anel de suporte (ação de viga).

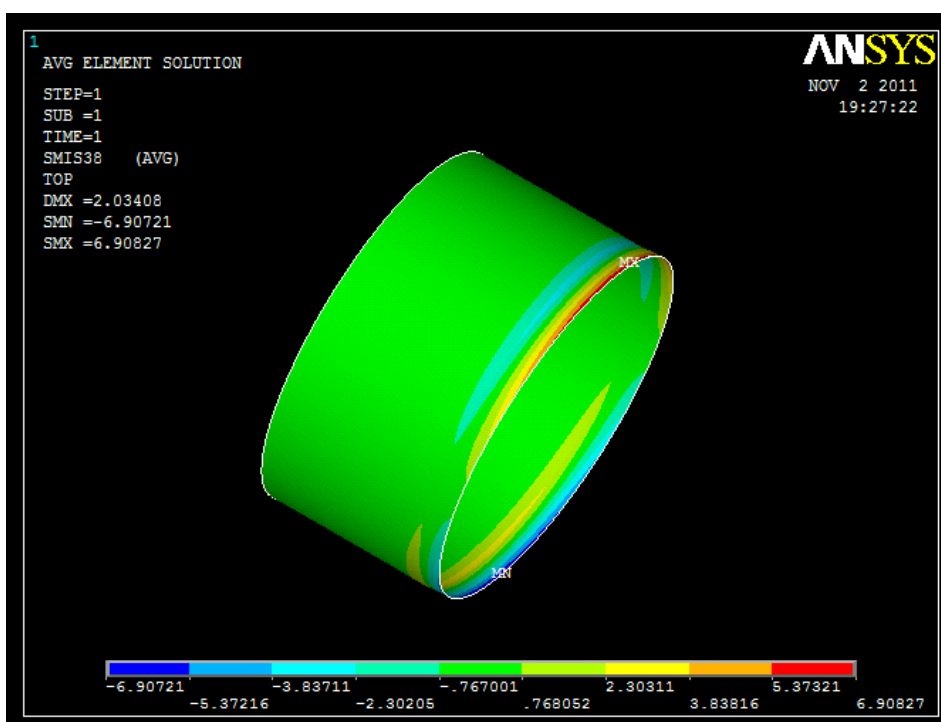


Figura 45 – Tensão de flexão nos elementos de casca na direção longitudinal da tubulação, para a região engastada (ação de viga).

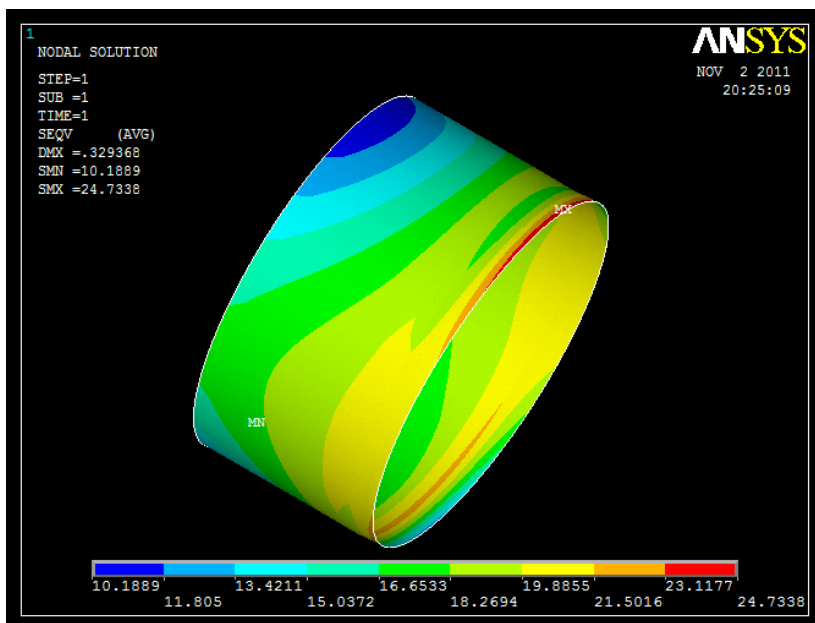


Figura 46 – Solução nodal para as tensões de Von Mises na região engastada (ação de viga).

Para a região entre suportes, a qual apresentou os maiores deslocamentos totais, a tensão máxima de Von Mises resultou em 22,34MPa (figura 47). Comparativamente, a tensão máxima no vão obtida na seção 3.6 foi de 19,57MPa.

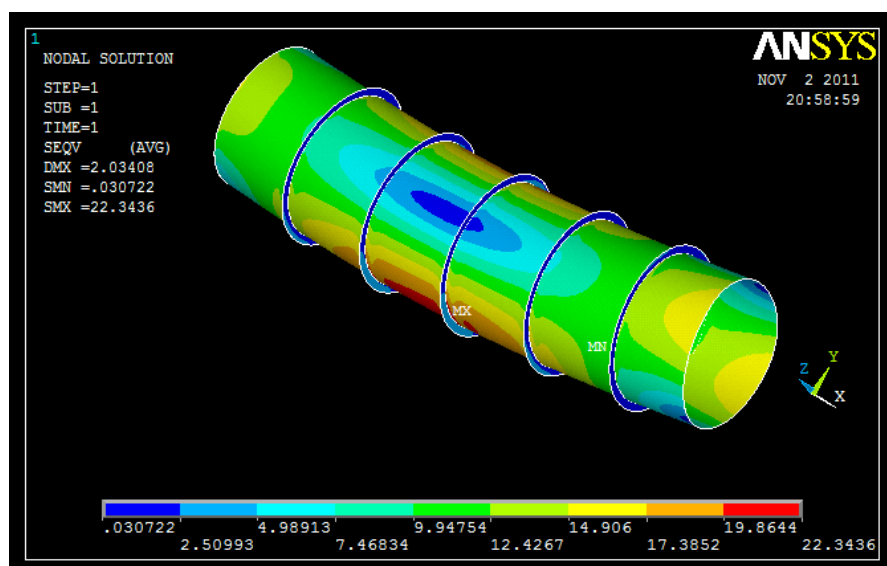


Figura 47 – Solução nodal para as tensões de Von Mises na região entre suportes (ação de viga).

Nesta região os anéis de reforço à pressão externa exercem muita influência sob a flexão dos elementos, de maneira que a continuidade da “viga” não pode ser

corretamente representada utilizando-se as tensões de flexão nos elementos. Por este motivo utilizou-se a tensão de Von Mises para a conferência do resultado analítico.

4.2.3 Tensões no Anel de Suporte

As tensões estimadas na seção 3.10 foram verificadas submetendo-se o sistema à pressão interna. Na figura 48 é apresentada a solução nodal das tensões de Von Mises resultantes na região adjacente ao suporte intermediário. A solução por elementos apresentou basicamente a mesma distribuição de tensões.

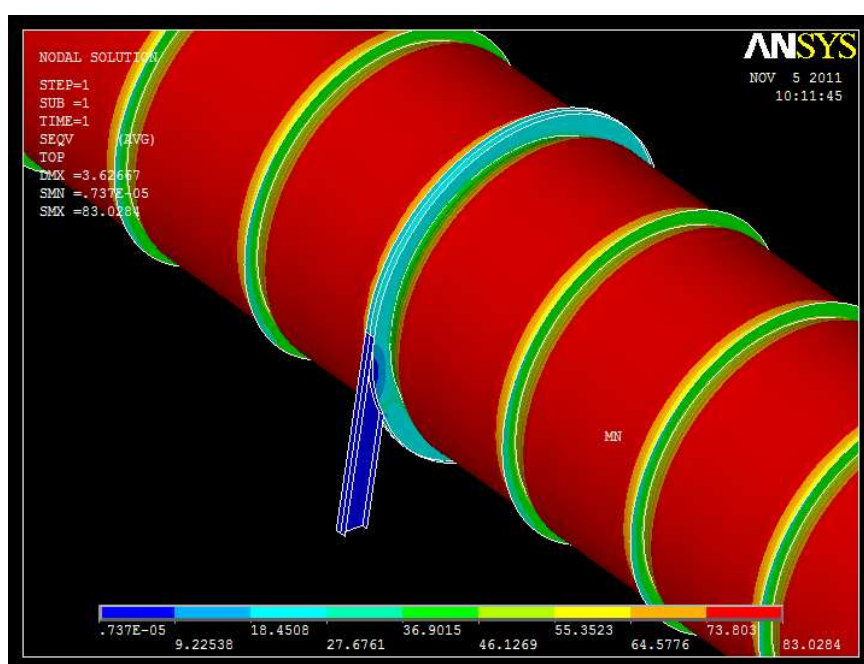


Figura 48 – Solução nodal para as tensões de Von Mises (pressão interna).

Para melhor visualização, na figura 49 o anel é ilustrado isoladamente e verifica-se uma tensão máxima de Von Mises de 32,76MPa. Este valor é muito inferior à tensão máxima de 332,59MPa obtida na seção 3.10 com a análise de viga curva.

Visto que a solução apresentada para a flexão da viga curva é qualitativamente correta em relação a teoria de viga reta (página 60), o erro pode ser atribuído à utilização da carga distribuída “Pd” para avaliação da flexão do anel.

Esta carga foi obtida na seção 3.7, na qual considerou-se que o único resultado de “Pd” sobre o anel era o alongamento circunferencial do mesmo, obtido com a

equação (44). Ao considerar que o anel sofreria flexão em função de “Pd”, fez-se uma hipótese contrária à teoria de anel circular delgado apresentada na seção 2.4, da qual resulta a equação (44).

Para se considerar apenas a tensão circunferencial decorrente do alongamento do anel, pode-se dividir a equação (44) por “r” de maneira a se obter a deformação do anel e o resultado pelo módulo de elasticidade. Para o raio médio apresentado na seção 3.7 e um módulo de elasticidade de 199GPa, a tensão circunferencial resultante no anel é de 19,95MPa.

Portanto para a utilização da teoria de viga curva, deve-se obter a carga radial distribuída utilizando-se uma metodologia diferente da apresentada na seção (3.7), a qual considera que o anel experimenta apenas extensão circunferencial e ainda acopla este fato à deformação do tubo como uma viga em base elástica.

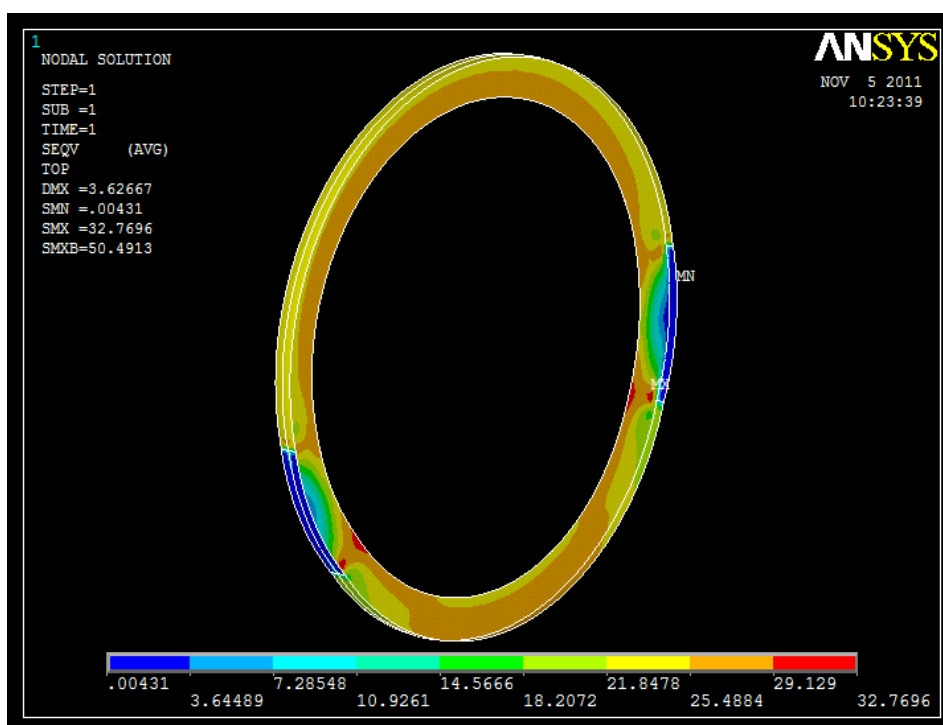


Figura 49 – Tensões de Von Mises no anel intermediário de suporte (pressão interna).

4.2.4 Carregamentos Combinados e Tensões de Von Mises

Com o objetivo de simular a operação do conduto forçado, a estrutura foi submetida simultaneamente à ação da gravidade e à pressão interna. Na figura 50 ilustra-se a a plotagem das tensões de Von Mises obtidas com a solução nodal.

Nota-se que a tensão máxima de 104,73MPa ocorre na alma do anel de suporte. Esta tensão é atribuída primeiramente à flexão imposta no anel devido a suportação do peso do conduto e, em um nível menor de contribuição,   flexão ocasionada pela pressão interna. Esta tensão devido à transmissão do peso não foi analiticamente calculada, no entanto a AWWA (1989) apresenta expressões para a avaliação destas tensões.

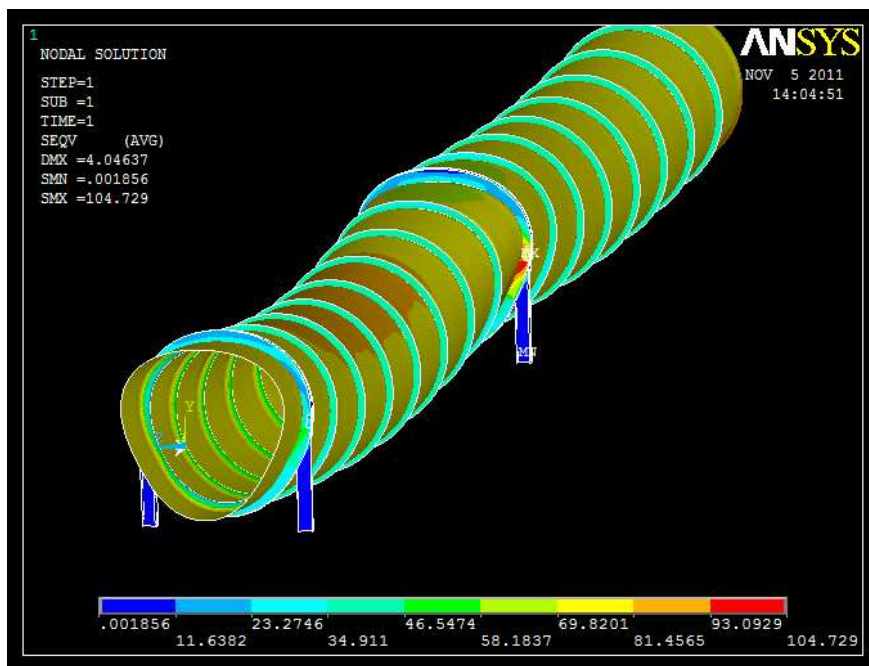


Figura 50 – Tensões de Von Mises para cargas combinadas.

A tensão máxima atuante na virola foi de 96,70MPa e ocorreu na região inferior do engaste (figura 51), inferior ao valor de 157,57MPa estimado na seção 4.1.

Para a região adjacente ao suporte intermediário, a tensão de Von Mises atuante na casca foi estimada em 121,40MPa, enquanto que com o modelo obteve-se um valor máximo de 94,92 MPa na parte inferior do tubo, ilustrado na figura 52.

Por fim, no v o entre os dois aneis de suporte a maior tensão obtida com o modelo computacional foi de 91,11MPa na região mais próxima ao suporte “C” (figura 28), como era de se esperar. Neste caso, com o modelo obteve-se um valor maior de tensão em rela o   tensão estimada no item 4.1, de 68,49MPa. As tensões de Von Mises atuantes na região entre suportes são apresentadas na figura 53.

Observa-se que não haveria plastificação da estrutura utilizando-se os materiais selecionados visto que a tensão limite de escoamento da virola e do suporte são de 260MPa e 482MPa, respectivamente.

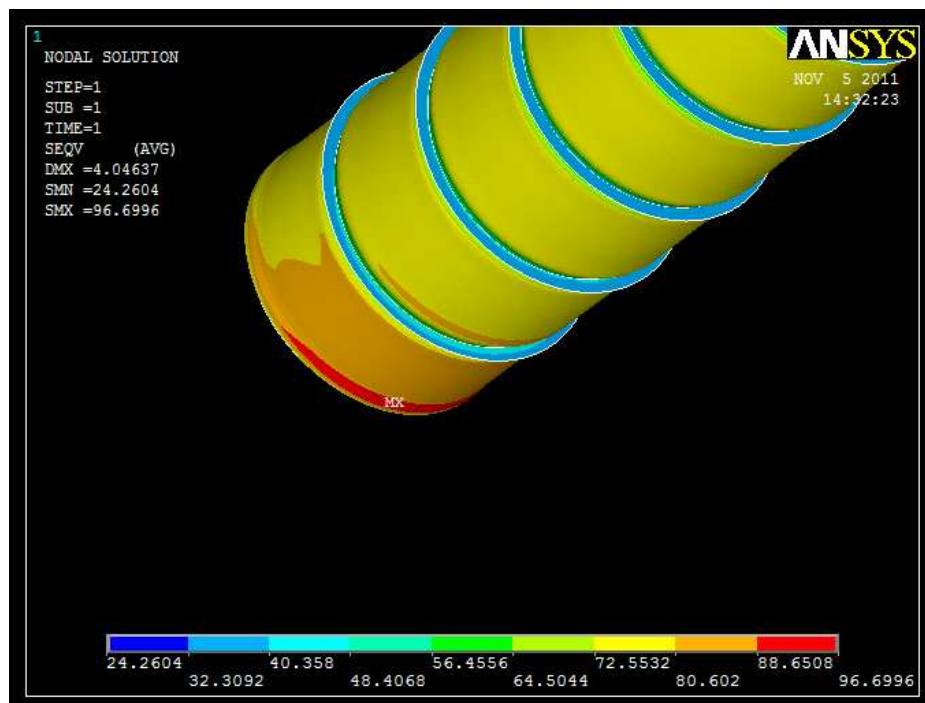


Figura 51 – Tensões de Von Mises na região engastada (cargas combinadas).

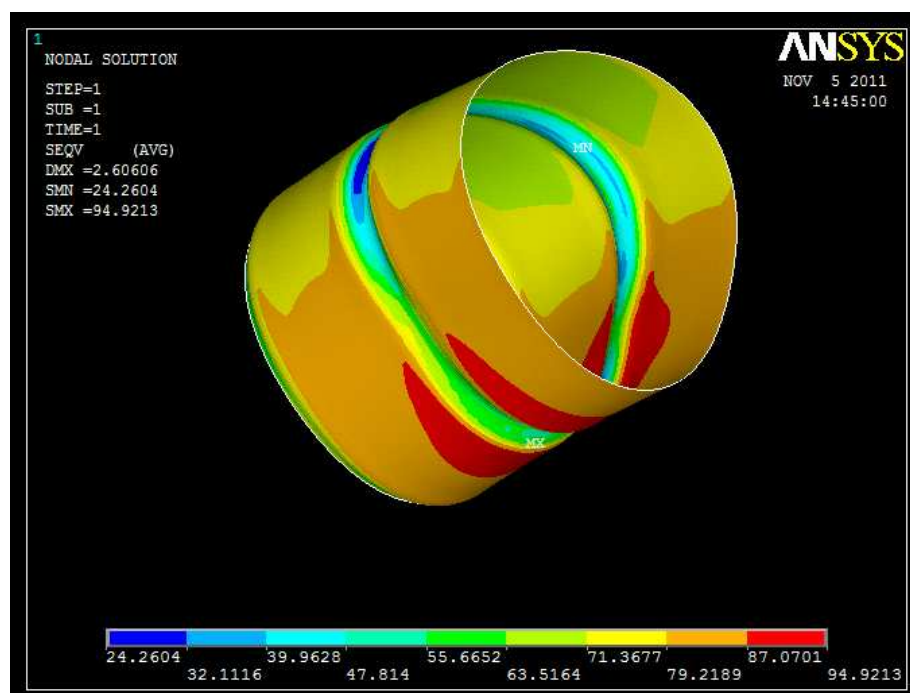


Figura 52 – Tensões de Von Mises na região adjacente ao suporte intermediário (cargas combinadas).

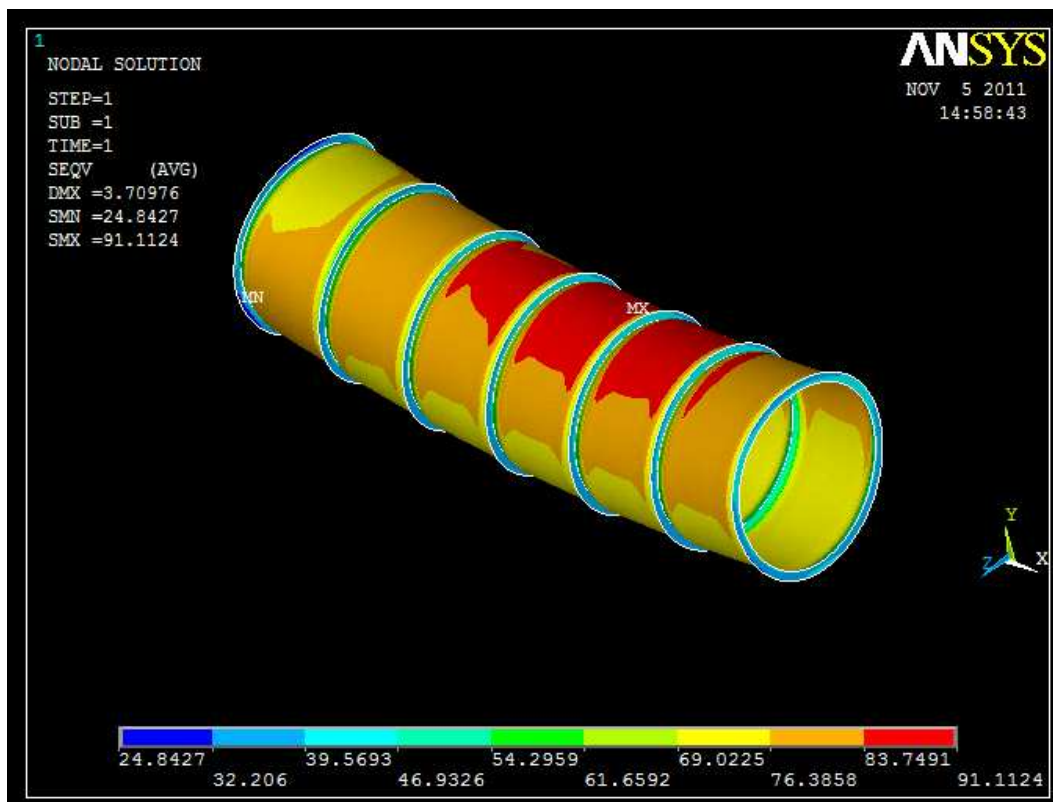


Figura 53 – Tensões de Von Mises no vão entre suportes (cargas combinadas).

4.2.5 Análise da Pressão Externa e Pressão Crítica de Colapso.

A eficiência dos reforços à pressão externa, dimensionados de acordo com a norma ASME (2001), foi verificada com o modelo fazendo-se a análise de flambagem baseada na obtenção de autovalores (*eigenvalue buckling*).

O modelo foi reproduzido parcialmente devido ao esforço computacional requerido para se avaliar toda tubulação. A tubulação foi submetida apenas à pressão externa de 1kgf/cm² e considerou-se que os anéis extremos eram engastados (deslocamentos e rotações nulas), conforme figura 54.

Fez-se inicialmente a análise estática do modelo para a computação da matriz de rigidez e posteriormente a análise de flambagem para se determinar os cem primeiros modos de colapso do tubo. Como resultado, obteve-se os autovalores correspondentes, que para o problema de flambagem são definidos como a razão entre a carga crítica e a carga aplicada:

$$\lambda_{buckling} = P_{crit}/P_{ext_aplicada} \quad (60)$$

Na figura 55 é ilustrada a configuração resultante quando o modelo é submetido a sua primeira pressão crítica de flambagem. Este modo de colapso corresponde a um autovalor ($\lambda_{buckling}$) de 4,37; portanto a pressão externa crítica que ocasiona a falha do conduto forçado é de 4,37kgf/cm². De acordo com a norma NBR 10132:1987, a razão entre a pressão de colapso e a pressão aplicada em um conduto forçado deve ser superior à 1,6; desta forma o dimensionamento esta adequado.

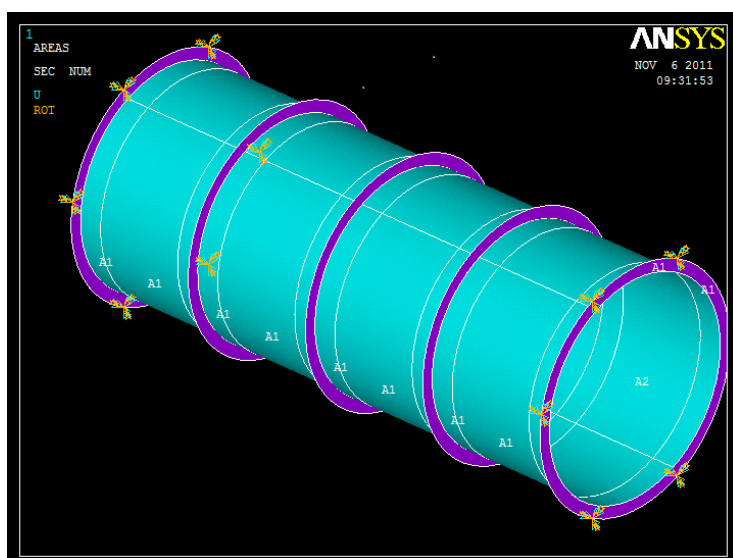


Figura 54 –Modelo parcial utilizado para verificação à pressão externa.

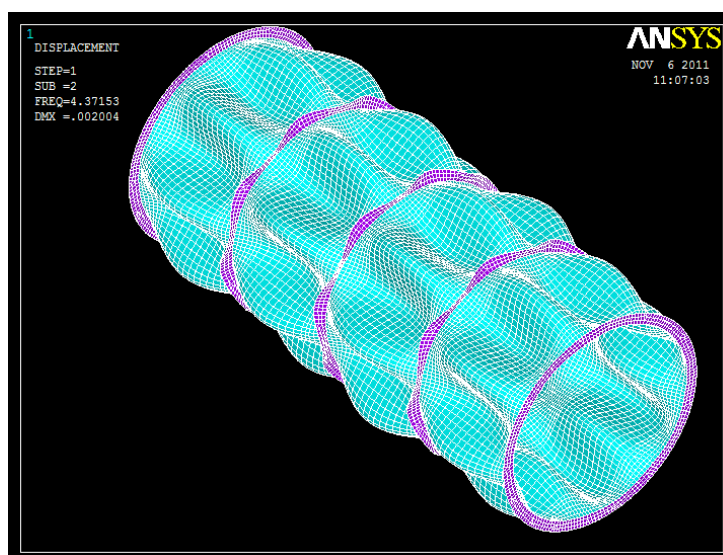


Figura 55 –Primeiro modo de colapso à pressão externa do tubo enrijecido.

Na figura 56 é apresentada a vista de um corte efetuado no centro do vão entre dois anéis de reforço. Nota-se que esta imagem é similar à figura 12, utilizada por Timoshenko (1940) para representar a linha elástica de um anel sob ação da primeira carga crítica de colapso.

Para fins de ilustração, na figura 57 é apresentado o modo de flambagem correspondente ao último autovalor calculado, que resultou em 10,63.

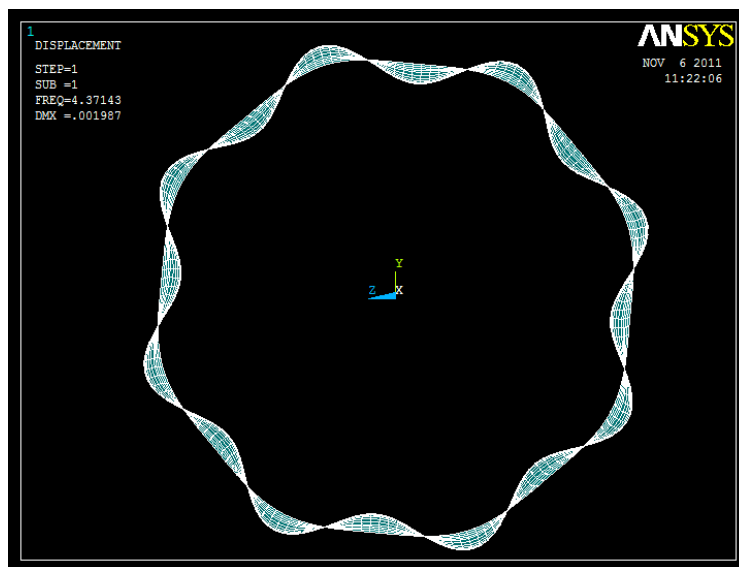


Figura 56 – Seção da virola para o primeiro modo de colapso.

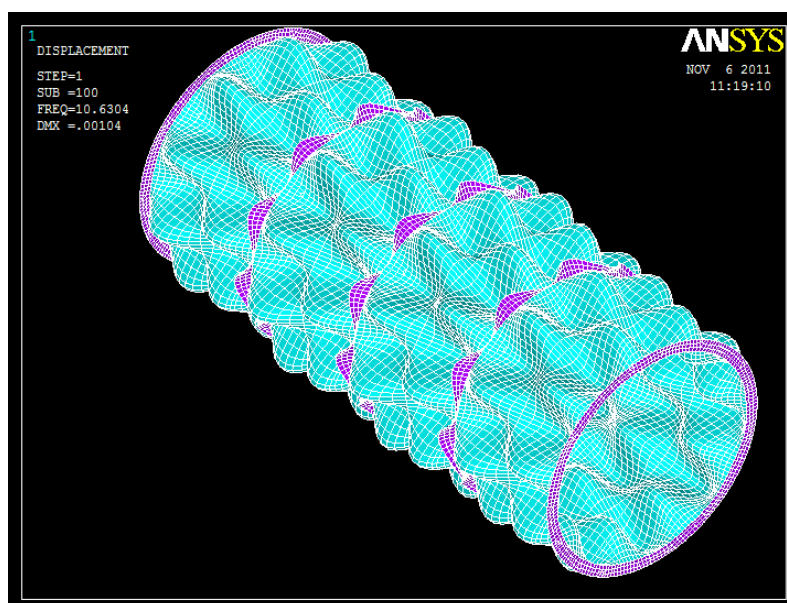


Figura 57 – Modo de colapso correspondente ao autovalor igual à 10,63.

5 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste estudo não foi desenvolvida uma análise das tensões atuantes na junta de dilatação devido a complexidade dos fenômenos envolvidos. A principal carga atuante neste componente (figura 25) é a pressão externa que as vedações exercem sobre o tubo interno. Em um estudo futuro, a pressão que as gaxetas exercem no tubo em função do aperto dos parafusos da junta pode ser estimada. A pressão obtida pode ser então aplicada na superfície externa de um modelo de tubo com extremidade livre.

Por fim, pode-se desenvolver ainda uma análise para se verificar o dimensionamento do reforço da boca de visita. As análises executadas com o software ANSYS13 resultaram em tensões dependentes da malha na região de contato da ramificação com o tubo principal. Faz-se então necessário um estudo mais profundo para se determinar a causa da divergência da solução.

CONCLUSÕES

Devido a demanda de novas de centrais hidrelétricas o presente estudo encontra grande aplicação, fornecendo aos engenheiros uma metodologia para a consolidação de projetos preliminares de tubulações de adução. Neste trabalho foram apresentados os requisitos básicos para a adequação do traçado de condutos forçados, assim como métodos para se estimar as cargas atuantes no sistema. O estudo estabeleceu uma metodologia de dimensionamento da tubulação, baseada na utilização de normas e na avaliação analítica das tensões atuantes. Os modelos analíticos propostos para se determinar as tensões no sistema foram avaliados utilizando-se o modelo computacional e demonstraram-se conservadores. As tensões equivalentes estimadas com a metodologia proposta e com o modelo numérico resultaram em valores admissíveis de acordo com a norma NBR 10132:1987, abaixo da tensão de escoamento dos materiais. Observou-se uma divergência significativa entre a tensão estimada nos anéis de suporte e a obtida com o modelo de elementos finitos de maneira que a análise da flexão dos anéis de suporte deve ser reconsiderada. Adicionalmente, o modelo computacional evidenciou que as tensões mais elevadas atuam nas regiões de suportaçãõ e no vão entre apoios, de tal forma que utilizando-se um modelo de elementos finitos é possível se obter um dimensionamento ótimo, reforçando a estrutura apenas nos pontos críticos.

REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Banco de Informações de Geração.** Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.asp>>. Acesso em: 15 ago. 2010.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Asme Boiler and Pressure Vessel Code.** 2001. ed. New York, 2001.
- AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION (Ed.). **Steel Pipe.** 3. ed. Denver, 1989. 176 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Cálculos de Conduitos Forçados:** NBR 10132. Rio de Janeiro, 1987. 19 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Dimensionamento de Conduitos Forçados para Pequenas Centrais Hidrelétricas:** NB 1380. Rio de Janeiro, 1991. 6 p.
- BIER, P. J. **Welded Steel Penstocks.** 3. ed. Washington: Us Burec, 1986. 51 p.
- CHAUDHRY, M. Hanif. **Applied Hydraulic Transients.** New York: Van Nostrand Reinhold, 1979. 503 p.
- DIVATIA, E; CHELVARAJ, A; MURTHY, N. **Manual on Design, Fabrication, Erection and Maintenance of Steel Penstocks.** New Delhi: Central Water Commission, 1974. 159 p.
- HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos Materiais.**5. Ed. São Paulo: Prentice Hall, 2004. 674 p.
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Plano Decenal de Expansão de Energia.** Disponível em: <<http://www.abinee.org.br/informac/arquivos/pdevol1.pdf>>. Acesso em: 15 ago. 2010.
- RDR CONSULTORES ASSOCIADOS. **Consultoria e Projetos para Engenharia.** Disponível em: <<http://rdr.srv.br/site/>>. Acesso em: 15 ago. 2010.

SCHEREIBER, Gerhard Paul. **Usinas Hidrelétricas**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1980. 238 p.

SOUZA, Zulcy de; SANTOS, Afonso Henriques M; BORTONI, Edson da Costa. **Centrais Hidrelétricas: Estudos para Implantação**. Rio de Janeiro: Centrais Elétricas Brasileiras S.a. - Eletrobrás, 1999. 425 p.

STEPHENSON, David. **Pipeline Design for Water Engineers**. Amsterdam: Elsevier Scientific Publishing Company, 1976. 222 p.

TELLES, Pedro Carlos da Silva. **Tubulações Industriais: Materiais, Projeto, Montagem**. 9. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1996. 252 p.

TIMOSHENKO, S. **Strenght of Materials I**. 2 ed. D. Van Nostrand Company, 1940. 359 p.

TIMOSHENKO, S. **Strenght of Materials II**. 2 ed. D. Van Nostrand Company, 1940. 510 p.