



**COPPE/UFRJ**

ANÁLISES HIDRODINÂMICA E ESTRUTURAL DE UM TANQUE DE  
ESTABILIZAÇÃO PARA CONTROLE DE BALANÇO TRANSVERSAL À BORDO  
DE UMA PLATAFORMA FPSO

Rodrigo de Souza Silva

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientadores: Antonio Carlos Fernandes  
Severino Fonseca da Silva Neto

Rio de Janeiro  
Outubro de 2008

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

ANÁLISES HIDRODINÂMICA E ESTRUTURAL DE UM TANQUE DE  
ESTABILIZAÇÃO PARA CONTROLE DE BALANÇO TRANSVERSAL À BORDO  
DE UMA PLATAFORMA FPSO

Rodrigo de Souza Silva

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO  
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA  
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE  
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Aprovada por:

---

Prof. Antonio Carlos Fernandes, Ph.D.

---

Prof. Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc.

---

Prof. Paulo de Tarso T. Esperança, D.Sc.

---

Eng. José Alfredo Ferrari Júnior, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL  
OUTUBRO DE 2008

Silva, Rodrigo de Souza

Análises Hidrodinâmica e Estrutural de um Tanque de Estabilização para Controle de Balanço Transversal à Bordo de uma Plataforma FPSO/ Rodrigo de Souza Silva. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2008.

XII, 112 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Antonio Carlos Fernandes

Severino Fonseca da Silva Neto.

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Oceânica, 2008.

Referencias Bibliográficas: p. 111-112.

1. Dimensionamento Estrutural de FPSO. 2. Tanque de Estabilização. 3. “Sloshing” 4. Martelo Hidráulico. I. Fernandes, Antonio Carlos et al. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, por tudo.

Aos meus Pais Robson e Tânia que sempre me deram todo o suporte e estiveram presentes em todos os momentos da minha vida me apoiando e me guiando.

Aos meus irmãos Vivian e Rafael pela amizade e companheirismo.

À minha esposa Mariana pela paciência, amor e companheirismo ao longo de toda esta caminhada.

Aos meus sogros Ana e Edno pelo apoio e ajuda ao longo deste trabalho.

Aos orientadores, professores e amigos Antonio Carlos Fernandes e Severino Fonseca da Silva Neto pelos valiosos ensinamentos e pela orientação ao longo deste trabalho.

Ao engenheiro Ricardo Barreto Portella e a PROJEMAR que me autorizaram e incentivaram a iniciar esta caminhada.

À Petrobras e aos meus colegas de GENPES que me deram todo o suporte, ajuda e recursos necessários para desenvolvimento deste trabalho.

Ao Raphael David Aquilino Bacchi por tanto ter me ajudado com suporte de alguns dos programas que utilizei para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos amigos Eduardo de Souza Lima Figueiredo, Fábio Gouveia Menezes, Allan Carré e João Luiz pela ajuda no desenvolvimento do trabalho.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ANÁLISES HIDRODINÂMICA E ESTRUTURAL DE UM TANQUE DE  
ESTABILIZAÇÃO PARA CONTROLE DE BALANÇO TRANSVERSAL À BORDO  
DE UMA PLATAFORMA FPSO

Rodrigo de Souza Silva

Outubro/2008

Orientadores: Antonio Carlos Fernandes  
Severino Fonseca da Silva Neto

Programa: Engenharia Oceânica

Este trabalho pretende desenvolver um método capaz de integrar a análise de movimento de um corpo flutuante com tanques parcialmente cheios funcionando como estabilizador do movimento de jogo através da teoria potencial acoplado-se a um código de dinâmica computacional dos fluidos para gerar os carregamentos hidrodinâmicos no interior do tanque. A partir das cargas geradas pelo programa de dinâmica computacional dos fluidos, foi utilizado um código de elementos finitos para importar estes carregamentos e analisar de modo preciso os efeitos provocados pela carga de “sloshing” na estrutura.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

HYDRODINAMIC AND STRUCTURAL ANALYSIS OF A FPSO WITH ROLL  
STABILIZATION TANK ON BOARD

Rodrigo de Souza Silva

October/2008

Advisors: Antonio Carlos Fernandes  
Severino Fonseca da Silva Neto

Department: Ocean Engineering

This work intends to develop an efficient method to integrate the motion analysis of a floating body with partial filled tank working as roll stabilizer tank through the potential theory software associated with computational fluid dynamic software. The hydrodynamic loads inside the stabilizer tank are generated by the CFD software and are directly included in the structural analysis performed using the finite element method. This way intends to analyze precisely the sloshing effects on the hull structure.

## ÍNDICE DO TEXTO

<b>1</b>	<b>Introdução.....</b>	<b>1</b>
1.1	Cenário.....	1
1.2	Motivação.....	4
1.3	Objetivos.....	6
1.4	Escopo do Trabalho.....	7
1.5	Revisão Bibliográfica sobre a Hidrodinâmica.....	8
<b>2</b>	<b>Modelo de Painéis do Casco.....</b>	<b>11</b>
2.1	Método dos Painéis.....	11
2.2	Consideração de Tanque Interno no Programa WAMIT.....	17
2.3	Modelo Teórico Simplificado.....	18
2.4	Calibração do Procedimento.....	25
2.5	Plataforma de Referência.....	31
2.6	Cálculo do RAO de Jogo da Unidade.....	33
2.7	Variação do Número de Tanques de Estabilização.....	40
2.8	Variação do Ângulo de Incidência de Ondas.....	44
2.9	Cálculo da Pressão no Interior do Tanque de Estabilização.....	49
<b>3</b>	<b>Dinâmica dos Fluidos Computacional.....</b>	<b>55</b>
3.1	Histórico.....	55
3.2	Base Teórica.....	56
3.3	Modelagem do Problema.....	59
3.4	Pontos de Análise.....	63
<b>4</b>	<b>Comparação dos Resultados de Pressão.....</b>	<b>69</b>
4.1	Pressões Dinâmicas pelas Sociedades Classificadoras.....	69
4.2	Cálculo segundo o DNV.....	69
4.3	Cálculo segundo o BV.....	71
4.4	Cálculo segundo o ABS.....	73
4.5	Cálculo de Pressão pelo WAMIT.....	74
4.6	Cálculo de Pressão pelo CFX.....	76
4.7	Comparação entre os Valores de Pico dos Campos de Pressão de “Sloshing”...77	
4.8	Perfis do Campo de Pressão de “Sloshing”.....	79

<b>5</b>	<b>Análise Estrutural.....</b>	<b>81</b>
5.1	Base Teórica .....	81
5.2	Modelo Estrutural.....	91
5.3	Condição de Contorno Aplicada .....	93
5.4	Cargas Aplicadas.....	94
5.5	Tipo de Análise.....	95
5.6	Material.....	96
5.7	Resultados.....	97
5.8	Resumo dos Resultados.....	106
<b>6</b>	<b>Conclusões.....</b>	<b>108</b>
6.1	Trabalhos Futuros.....	110
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>111</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Distribuição da produção de óleo brasileira.....	1
Figura 2 – Distribuição da produção de gás natural brasileira .....	1
Figura 3 – FPSO com sistema de amarração através de um turret (Fonte: Wichers, 1992) .....	3
Figura 4 – FPSO com sistema de amarração através de múltiplos pontos .....	3
Figura 5 – Graus de liberdade da plataforma (Fonte: Offshore Hydromechanics).....	4
Figura 6 – Definições do problema .....	11
Figura 7 – Referenciais utilizados .....	18
Figura 8 – Modelo da seção de VLCC no programa WAMIT sem tanque interno .....	25
Figura 9 – Comparação entre os RAO's de jogo .....	26
Figura 10 – Modelo da seção de VLCC com tanque interno.....	28
Figura 11 – Comparação entre RAO de roll calculado e o experimental .....	29
Figura 12 – Arranjo geral da plataforma de referência.....	31
Figura 13 – Malha da plataforma de referência utilizada sem o tanque de estabilização .....	33
Figura 14 - RAO de jogo da plataforma de referência .....	34
Figura 15 – Modelo da plataforma com tanque de estabilização a 5% de enchimento.....	35
Figura 16 – Modelo da plataforma com tanque de estabilização a 20% de enchimento.....	36
Figura 17 – Modelo da plataforma com tanque de estabilização a 50% de enchimento.....	36
Figura 18 – RAO's considerando tanque de carga parcialmente cheio.....	37
Figura 19 – Comparação entre os RAO's dos enchimentos fora do período de ressonância .....	38
Figura 20 – Tanque de estabilização com enchimento de 5%.....	39
Figura 21 – Modelo da plataforma com três tanques de estabilização a 5%.....	40
Figura 22 – Comparação entre os RAO's de jogo da unidade.....	41
Figura 23 – Comparação entre os RAO's sem tanque e com tanque de costado a costado.....	43
Figura 24 – Comparação entre os RAO's sem tanque e com todos os tanques propostos.....	43
Figura 25 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 05%.....	44
Figura 26 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 10%.....	45
Figura 27 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 20%.....	45
Figura 28 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 30%.....	46
Figura 29 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 40%.....	46
Figura 30 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 50%.....	47
Figura 31 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 60%.....	47
Figura 32 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 70%.....	48
Figura 33 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 80%.....	48
Figura 34 – Pontos de análise da pressão no tanque de estabilização.....	50
Figura 35 – RAO de pressão hidrodinâmica com tanque a 5%.....	51
Figura 36 – RAO de pressão hidrodinâmica com tanque a 50%.....	52

Figura 37 – RAO de pressão total com tanque de estabilização a 5%.....	53
Figura 38 – RAO de pressão total com tanque de estabilização a 50%.....	53
Figura 39 – Geometria do tanque com reforços internos no tanque .....	59
Figura 40 – Geometria do tanque sem reforços internos no tanque .....	60
Figura 41 – Malha volumétrica no interior do tanque sem reforços no interior do tanque .....	60
Figura 42 – Ponto do RAO analisado para enchimento de 5%.....	61
Figura 43 – Ponto do RAO analisado para enchimento de 50%.....	62
Figura 44 – Pontos de análise no programa de CFD.....	64
Figura 45 – Pressão total ao longo do tempo para enchimento de 5%, sem reforços no tanque.....	65
Figura 46 – Pressão total ao longo do tempo para enchimento de 5%, com reforços no tanque.....	65
Figura 47 – Pressão total ao longo do tempo para enchimento de 50%, sem reforços no tanque.....	66
Figura 48 – Pressão total ao longo do tempo para enchimento de 50%, com reforços no tanque.....	66
Figura 49 – Martelo hidráulico verificado no programa CFX para enchimento de 5% .....	68
Figura 50 – Impacto na antepara verificado no programa CFX para enchimento de 5%.....	68
Figura 51 – Perfil de pressões devido ao “sloshing” (fonte: Referência [17]).....	70
Figura 52 – Coeficiente $\alpha$ .....	72
Figura 53 – Distribuição do campo de pressão de sloshing nas anteparas longitudinais.....	72
Figura 54 – Pontos de análise .....	74
Figura 55 – RAO de pressão nos pontos sobre a parede do tanque para 5% de enchimento.....	75
Figura 56 – RAO de pressão nos pontos sobre a parede do tanque para 50% de enchimento.....	75
Figura 57 – Pressão de “sloshing” ao longo do tempo para enchimento de 5%.....	76
Figura 58 – Pressão de “sloshing” ao longo do tempo para enchimento de 50%.....	77
Figura 59 – Perfil de pressões para enchimento de 5% .....	79
Figura 60 – Perfil de pressões para enchimento de 50%.....	80
Figura 61 – Discretização do domínio analisado pelo método dos elementos finitos .....	84
Figura 62 – Estado plano de tensões num elemento infinitesimal.....	86
Figura 63 – Geometria modelada .....	91
Figura 64 – Malha de elementos finitos utilizada.....	92
Figura 65 – Interior do tanque de carga analisado .....	93
Figura 66 – Instante de tempo analisado para o enchimento de 5%.....	94
Figura 67 – Instante de tempo analisado para o enchimento de 50%.....	95
Figura 68 – Curva de tensão versus deformação do aço estrutural utilizado .....	96
Figura 69 – Anteparas Transversais para caso de carregamento 1 .....	98
Figura 70 – Anteparas longitudinais para caso de carregamento 1 .....	98
Figura 71 – Fundo e convés para caso de carregamento 1.....	99
Figura 72 – Reforços internos para caso de carregamento 1 .....	99
Figura 73 – Anteparas Transversais para caso de carregamento 2.....	100

Figura 74 – Anteparas longitudinais para caso de carregamento 2 .....	100
Figura 75 – Fundo e convés para caso de carregamento 2.....	101
Figura 76 – Reforços internos para caso de carregamento 2 .....	101
Figura 77 – Anteparas Transversais para caso de carregamento 3.....	102
Figura 78 – Anteparas longitudinais para caso de carregamento 3 .....	102
Figura 79 – Fundo e convés para caso de carregamento 3.....	103
Figura 80 – Reforços internos para caso de carregamento 3 .....	103
Figura 81 – Anteparas Transversais para caso de carregamento 4.....	104
Figura 82 – Anteparas longitudinais para caso de carregamento 4 .....	104
Figura 83 – Fundo e convés para caso de carregamento 4.....	105
Figura 84 – Reforços internos para caso de carregamento 4 .....	105

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $\phi$  - função potencial.
- $\phi_r$  – função potencial de radiação.
- $\phi_d$  – função potencial de difração.
- $\omega$  – velocidade angular.
- $k$  – número de onda.
- $\beta$  – ângulo de incidência de ondas.
- $S_b$  – superfície molhada.
- $G(\epsilon; x)$  – função de Green.
- $J_0$  – função Bessel de ordem zero.
- $N$  – número de painéis.
- $S_k$  – superfície de cada painel.
- $R_m$  – vetor posição.
- $\vec{V}_0$  - velocidade absoluta do eixo do navio.
- $\vec{\alpha}$  - aceleração angular.
- $\vec{\omega}$  - velocidade angular.
- $\vec{A}_0$  - aceleração total do eixo solidário.
- $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$  - vetor unitário.
- $M_{\text{ext}}$  – momento de excitação.
- $F_{\text{ext}}$  – força de excitação.
- $T_{N\text{-Tank}}$  – período de ressonância do tanque de estabilização.
- $h$  – altura de enchimento do tanque de estabilização.
- $R_{xx}$  – raio de giração em torno do eixo longitudinal do navio.
- $R_{yy}$  – raio de giração em torno do eixo transversal do navio.
- $R_{zz}$  – raio de giração em torno do eixo vertical do navio.
- $\mu_{\text{eff}}$  – viscosidade efetiva.
- $\mu_t$  – viscosidade turbulenta.
- $C_\mu$  – constante de cálculo.
- $C_{\epsilon 1}$  – constante de cálculo.
- $C_{\epsilon 2}$  – constante de cálculo.
- $\sigma_x$  – constante de cálculo.
- $\sigma_\epsilon$  – constante de cálculo.

$k-\varepsilon$  – modelo de turbulência.  
[A] – matriz de coeficientes.  
[f] – vetor solução.  
[b] – vetor resultado que segue a regra da “mão direita”.  
 $\theta$  – ângulo de inclinação.  
 $f(t)$  – função que regula sinal da inclinação.  
 $\Delta t$  – incremento de tempo.  
 $\sigma_{\text{von mises}}$  – tensão de von Mises.  
 $\sigma_x$  – tensão normal na direção x.  
 $\sigma_y$  – tensão normal na direção y.  
 $\tau_{xy}$  – tensão de cisalhamento perpendicular ao plano xy.  
E – módulo de Young.  
G – módulo de elasticidade transversal.  
 $\varepsilon$  – deformação.  
 $\nu$  – coeficiente de Poisson.  
 $\gamma_{xy}$  – deformação angular no plano xy.  
 $w_i$  – função peso.  
 $N_i$  – função interpolação.  
 $\Pi[u]$  – funcional.  
[K] – matriz de rigidez.  
{P} – vetor de carregamento.  
{ $\delta$ } – matriz de deslocamentos.  
{P} – vetor de carregamento.  
{ $\sigma$ } – vetor de tensões.  
R – função erro.  
L – operador diferencial linear.  
 $\rho$  – densidade do líquido no interior do tanque.  
 $g_0$  – aceleração da gravidade.  
 $b_s$  – boca efetiva de “sloshing”.  
h – sondagem do tanque.  
H – altura total do tanque.  
 $B_{ik}$  – Boca do tanque.  
GM – raio metacêntrico.

# 1 Introdução

## 1.1 Cenário

A matriz energética brasileira é em grande parte dependente dos derivados de petróleo e no gás natural. Juntos, eles respondem por cerca de 40% do total de energia consumido no país.

Do total de petróleo e gás natural produzido no Brasil a maior parte é extraída em ambiente marinho conforme pode ser visto nas figuras 1 e 2.

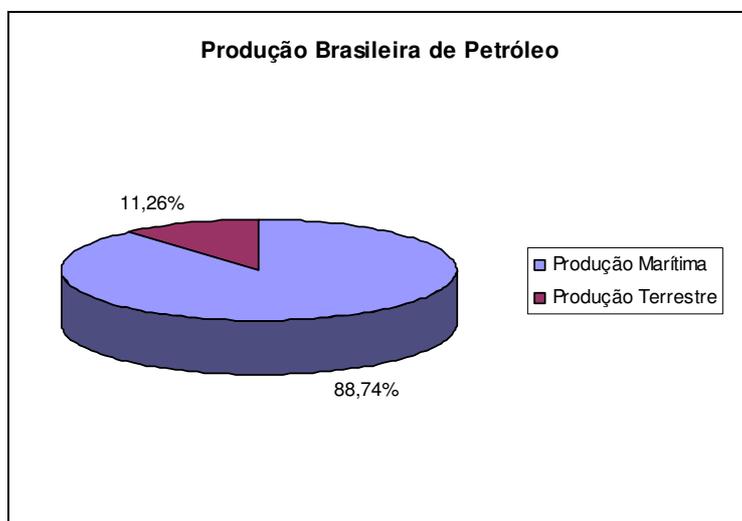


Figura 1 – Distribuição da produção de óleo brasileira

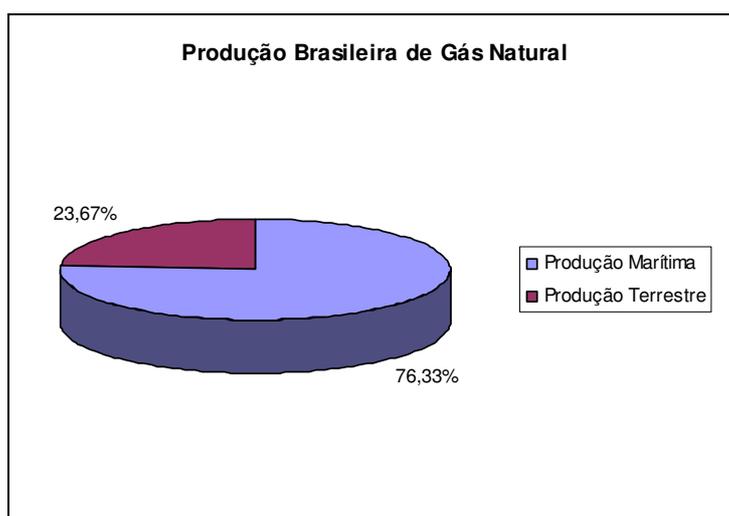


Figura 2 – Distribuição da produção de gás natural brasileira

Para a extração do petróleo e do gás natural em ambiente marítimo existem vários tipos de estruturas que são empregadas de acordo com o campo, com a lâmina d'água e das condições para exportação da produção, além, é claro, de um estudo de viabilidade técnico e econômico.

No Brasil, atualmente, um dos principais tipos de plataforma utilizado para a produção de óleo são as unidades do tipo FPSO. Esta plataforma possui a capacidade de armazenar o óleo produzido.

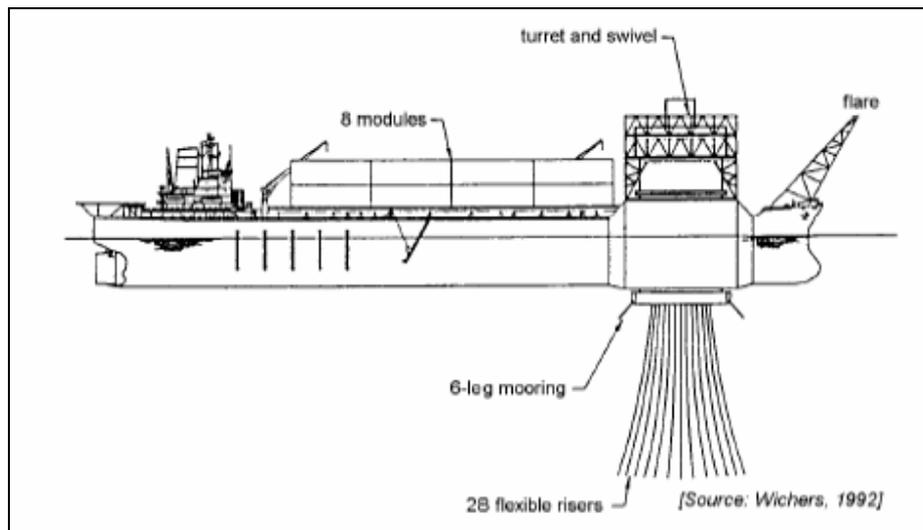
Inicialmente, os FPSOs eram navios petroleiros convertidos em plataformas. Porém, com a expansão da exploração de óleo no mar os navios petroleiros antigos foram se tornando escassos e deste modo se tornou viável a construção de cascos novos projetados especialmente para a exploração de petróleo.

Estas unidades se caracterizam por apresentar grande extensão de área no convés principal o que permite instalar uma grande planta de processos. Esta planta faz o primeiro tratamento do óleo extraído, e ainda armazena este óleo em seus próprios tanques.

Quanto ao sistema de ancoragem destas plataformas, há dois tipos mais comuns que são a amarração através de um ponto único a partir de um turret e a amarração em múltiplos pontos do casco ("spread mooring").

Para as plataformas que operam com o sistema de amarração por turret, o casco tem a liberdade de sofrer rotação em torno do eixo do turret possibilitando o alinhamento do casco com a força resultante entre o vento, a correnteza e as ondas. Entretanto, em situações transientes podem receber as ondas de direções desfavoráveis.

Já as plataformas com amarração em vários pontos do casco possuem pouca liberdade de se alinhar com a força resultante entre o vento, as ondas e a correnteza. Portanto, estão sujeitas à direção de incidência de ondas não controlável. Por isso, do ponto de vista operacional podem ocorrer interrupções na produção por conta de movimentos com amplitudes excessivas.



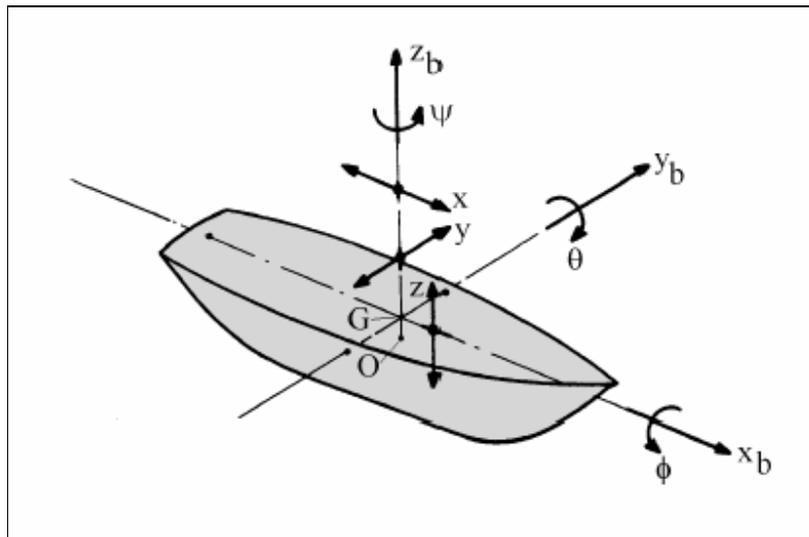
**Figura 3** – FPSO com sistema de amarração através de um turret (Fonte: Wichers, 1992)



**Figura 4** – FPSO com sistema de amarração através de múltiplos pontos (Fonte: Offshore Technology)

## 1.2 Motivação

Pelo fato da plataforma ser uma instalação flutuante e sujeita as cargas ambientais, a unidade pode se movimentar em relação a um referencial estático. Por isso, tratando a plataforma como um corpo rígido, esta possui seis graus de liberdade, sendo três de translação e três de rotação. Estes movimentos recebem os seguintes nomes:



**Figura 5** – Graus de liberdade da plataforma (Fonte: Offshore Hydromechanics)

- Surge – movimento de translação na direção do eixo  $x$ ;
- Sway – movimento de translação na direção do eixo  $y$ ;
- Heave – movimento de translação na direção do eixo  $z$ ;
- Roll – movimento de rotação em torno do eixo  $x$ ;
- Pitch – movimento de rotação em torno do eixo  $y$ ;
- Yaw – movimento de rotação em torno do eixo  $z$ ;

Destes seis movimentos apenas o heave, o roll e o pitch possuem restauração ao estado inicial, antes da perturbação externa pelas características próprias do casco. A restauração dos outros três movimentos depende de componentes externos tais como amarração da plataforma e dos risers.

Dentre os movimentos com restauração própria, o que causa o maior desconforto à tripulação e causa o maior número de interrupções na produção de óleo é o movimento de roll.

Isto ocorre pelo fato de a bacia de Campos receber periodicamente as formações de onda denominadas marulho (“*swell*”), que são trens de ondas com bastante energia, formados em tempestades na região das ilhas Malvinas e que viajam até chegarem ao local em que estão instaladas as unidades sem que haja perdas significativas de energia ao longo da viagem.

A incidência destas ondas ocasiona amplitudes de roll de até 17°, enquanto o limite operacional da planta de processo das unidades é de aproximadamente 7° de roll.

Existem alguns sistemas já conhecidos e empregados para diminuir a amplitude do movimento de roll tais como bolinas que aumentam o amortecimento viscoso do movimento e os tanques de estabilização passiva.

Estes tanques funcionam parcialmente cheios e o movimento do líquido no interior do tanque ocorre em fase com a força de excitação externa. Desta forma, as forças se cancelam e a amplitude do movimento cai de modo significativo.

As pressões geradas pelo movimento do líquido no interior do tanque são bastante elevadas para que a estabilização do movimento seja efetiva. Isto pode ocasionar problemas estruturais para a unidade levando ao surgimento de fadiga ao longo da operação ou levar até mesmo a falha de algum elemento estrutural.

### **1.3 Objetivos**

O presente trabalho estuda e discute, inclusive estruturalmente, a utilização de um tanque de carga para ser utilizado como tanque de estabilização passivo da unidade em unidades do tipo FPSO.

Assim são feitos modelos numéricos para avaliar as pressões atuantes nas paredes do tanque analisado. Para isto, são construídos modelos numéricos no programa WAMIT, referência [10], que calcula as pressões no interior de um tanque de estabilização desconsiderando os efeitos da viscosidade e também no programa CFX, referência [13], que é um código comercial que considera a viscosidade durante a movimentação do fluido no interior do tanque.

Adicionalmente, o trabalho propõe um modelo estrutural para uso num programa de elementos finitos onde os carregamentos de pressão obtidos são aplicados de forma que se possa avaliar a estrutura de uma plataforma de referência.

Também são aplicados carregamentos de pressão derivados de formulações pré-estabelecidas pelas regras das sociedades classificadoras. Pretende-se desta forma verificar se as cargas sugeridas pelas sociedades classificadoras oferecem um nível de segurança satisfatório às unidades.

## **1.4 Escopo do Trabalho**

O capítulo inicial mostra o cenário brasileiro de exploração de petróleo, revelando a dependência da exploração em ambiente marinho e as motivações que levaram ao desenvolvimento deste trabalho. Ao final deste capítulo apresenta-se uma breve revisão bibliográfica do assunto.

O segundo capítulo mostra como foi feita a modelação do problema no programa WAMIT. Resgata a parte conceitual utilizada pelo programa e discute e avalia os resultados obtidos para as geometrias utilizadas.

O terceiro capítulo trata do modelo construído no código comercial CFX, mostra como foi modelado o problema dentro do programa e quais foram os parâmetros utilizados para rodar o modelo.

O quarto capítulo compara os resultados obtidos de pressão nas rodadas dos códigos comerciais WAMIT e CFX para alguns pontos distribuídos no interior do tanque de estabilização passiva. Adicionalmente os valores de pressão calculados pelos programas citados foram comparados com os valores de pressão de “*sloshing*” recomendados pelas três principais sociedades classificadoras atuantes no Brasil.

No quinto capítulo o trabalho mostra o modelo estrutural em elementos finitos no código comercial ANSYS de uma seção de um FPSO de referência. Sendo que neste modelo são aplicadas as cargas calculadas pelos códigos comerciais WAMIT e CFX, além da aplicação do carregamento de pressão derivado das regras de sociedades classificadoras.

No sexto capítulo analisam-se os resultados obtidos no trabalho e baseada nesta análise foi consolidada a conclusão que segue no mesmo capítulo.

Por fim, no sétimo capítulo são sugeridos trabalhos futuros correlacionados com o tema abordado neste trabalho.

## **1.5 Revisão Bibliográfica sobre a Hidrodinâmica**

Nesta etapa o trabalho apresenta uma resumida revisão bibliográfica sobre o tema é apresentada. Esta revisão foi dividida em etapas para ser mais bem compreendida. A primeira etapa mostra a teoria de absorção de vibração, já a segunda parte apresenta os dispositivos utilizados para diminuir a amplitude do movimento de jogo, em especial os tanques de estabilização passiva e por fim se revê a bibliografia sobre o impacto gerado pelas ondas formadas no interior do tanque de estabilização de jogo.

### **1.5.1 Sistema de Absorção de Vibração**

De acordo com RAO [01] um sistema de absorção passiva de vibração pode ser bem entendido pelo uso de um sistema do tipo “massa-mola” acoplado ao sistema original. Este sistema a ser acoplado, deve ser projetado de forma que sua frequência natural seja a mesma do sistema original removendo o pico da ressonância da frequência natural do sistema original. Desta forma, dois novos picos de menor magnitude são inseridos no sistema. O novo sistema passa a ser dinâmico com dois graus de liberdade.

### **1.5.2 Dispositivos para Diminuição da Amplitude de Jogo**

Nesta parte se apresenta uma revisão contemplando os dispositivos para o controle do balanço transversal mais utilizados.

Dentre os métodos mais eficazes e utilizados para o controle do balanço transversal está a utilização de bolinas, BHATTACHARYYA [02] apresenta um método para projeto deste dispositivo através da correlação entre o momento resistente e o coeficiente de amortecimento viscoso.

A movimentação de sólidos também é relatada por BHATTACHARYYA [02], que especifica que para ser eficaz deve ter uma massa menor que 5% da massa da embarcação.

Os tanques em forma de “U” foram estudados por FIELD, et al. [03] que testou um grande número de variáveis para chegar numa configuração ótima. Através de testes experimentais, concluíram que a altura do tanque “U” tinha grande influência no período natural do tanque.

Também foi verificado neste estudo que inserindo elementos no interior do tanque o amortecimento viscoso gerado pode ser variado, o que pode ser usado para ajustar o período natural do tanque.

FIELD, et al. [03] também estudou tanques de superfície livre para amortecer o movimento de jogo. Através de testes experimentais, onde manteve a forma do tanque e variou o nível de líquido em seu interior, puderam verificar que a frequência natural deste tipo de sistema está essencialmente ligada ao nível de líquido contido no tanque. Também verificaram que variando a posição de instalação do tanque de superfície livre de uma posição abaixo do centro de rotação para uma posição acima do centro de rotação, tem pequena influência nas características de fase do tanque bem como no amortecimento, porém, amplifica significativamente o contra momento gerado. Este fato importante foi provado recentemente por SAAD et al. [21] em 2006 e por SAAD et al. [20] em 2007.

FALTINSEN [04] faz observações quanto a razão de variação de altura metacêntrica transversal (GMt) modificada pela presença do tanque e a altura metacêntrica transversal original do sistema para garantir a eficiência do dispositivo.

JOURNÉE [05] descreve a importância do que chama de martelo hidráulico no amortecimento do movimento de jogo através de tanques de superfície livre.

KIM et al. [06] fez uma análise numérica acoplada de resposta da embarcação com tanque de superfície livre sob a ação de ondas, analisando o problema do fluxo de “*sloshing*” no interior do tanque de superfície livre, variando a frequência natural do tanque por meio da instalação de estruturas no seu interior.

SAAD et al. [07] estudou a aplicação do absorvedor dinâmico de vibração em plataformas do tipo FPSO, através de modelos analíticos e experimentais variando o preenchimento de líquido no interior de um tanque de superfície livre.

KIM[08] abordou o impacto das ondas geradas no interior de um tanque de superfície livre por meio da teoria potencial e por meio numérico através de um programa de dinâmica dos fluidos computacional (CFD). Concluindo que o fenômeno do “sloshing” é altamente não linear e é muito importante no acoplamento com os demais graus de liberdade do navio, também observou que o problema acoplado não apresenta relação linear com a amplitude de onda conforme sugere a teoria potencial.

GODDERIDGE et al. [09] validou o código comercial CFX para análise de “sloshing” através de comparação de resultados obtidos no programa com testes experimentais em tanques de prova. Porém, ressalta que os parâmetros corretos de análise devem ser tomados para não levar a resultados imprecisos e não confiáveis.

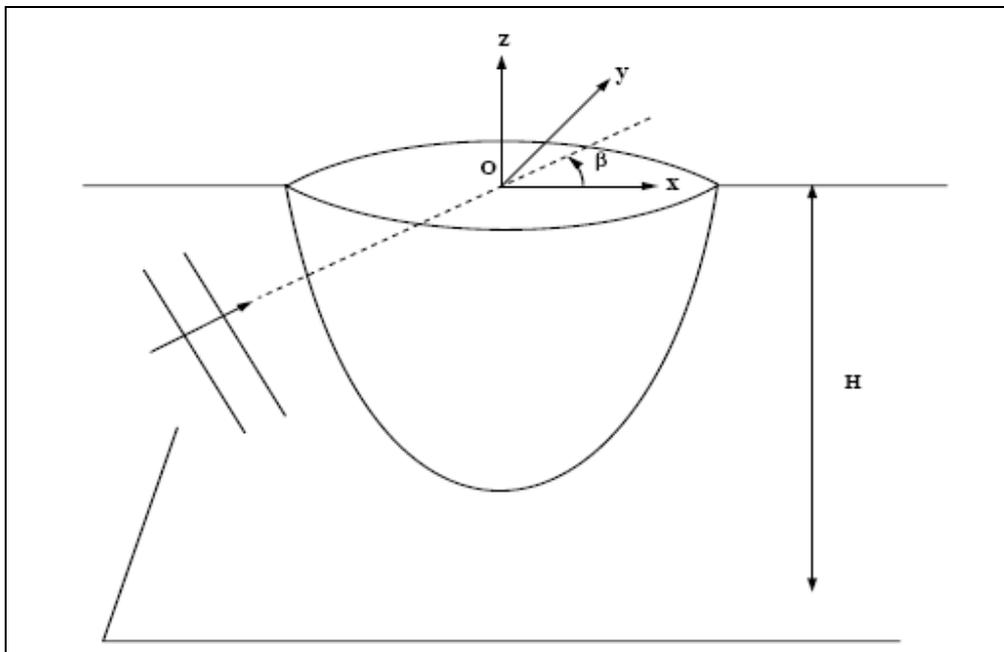
## 2 Modelo de Painéis do Casco

O estudo do movimento de jogo do casco selecionado foi conduzido através da utilização do programa computacional WAMIT [10]. Este programa foi utilizado para gerar o operador de resposta em amplitude (RAO) do movimento de roll do casco considerado.

### 2.1 Método dos Painéis

O método dos painéis é um método numérico para calcular um escoamento potencial em torno de um corpo, baseado na aplicação do teorema da integral de Green. De acordo com este teorema é possível transformar uma equação tridimensional linear homogênea em uma equação integral dupla.

Para um corpo tridimensional interagindo com um trem de ondas, numa profundidade finita pode ser utilizada a teoria dos painéis para calcular a variação de pressão hidrodinâmica sobre o corpo, a força atuando sobre o casco, os movimentos e também a pressão induzida, assim como a velocidade do domínio fluido.



**Figura 6** – Definições do problema (Fonte: manual do programa WAMIT [10])

Para isto, adotam-se simplificações do problema tornando-o linear e desconsiderando a viscosidade do fluido e admitindo a irrotacionalidade do escoamento. Desta forma, a superfície livre e as condições de contorno são admitidas como lineares e o fluxo de fluido é tratado como potencial, livre de separação do escoamento. Uma dependência temporal harmônica é adotada na resolução do problema.

Assumir um fluido potencial permite que a função potencial satisfaça a equação de Laplace no domínio fluido, conforme equação 2.1.

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (2.1)$$

A dependência harmônica permite a definição de uma velocidade potencial complexa relacionada à função potencial como em (2.2).

$$\phi = \text{Re}(\varphi \cdot e^{i\omega t}) \quad (2.2)$$

Em (2.2)  $\text{Re}$  denota a parte real,  $\omega$  é a frequência da onda incidente e  $t$  o tempo. Assim o problema de valor de contorno é expressado em termos da velocidade potencial complexa ( $\varphi$ ), sabendo-se que todos os termos da equação são multiplicados pela parcela  $e^{i\omega t}$ . Desta forma a equação da superfície livre linearizada segundo o manual do programa WAMIT [10] segue em (2.3).

$$\varphi_z - k\varphi = 0, \text{ em } z = 0 \quad (2.3)$$

Sendo  $k = \omega^2 / g$ , a função potencial da velocidade incidente de onda é definida a seguir.

$$\varphi_0 = \frac{igA}{\omega} \cdot \frac{\cosh[k(z+H)]}{\cosh kH} \cdot e^{-ikx \cos \beta -iky \sin \beta} \quad (2.4)$$

O número de onda ( $k$ ) obedece a relação de dispersão que pode ser vista a seguir.

$$\frac{\omega^2}{g} = k \tanh kH \quad (2.5)$$

O ângulo  $\beta$  é a medida da direção de propagação em relação ao eixo positivo longitudinal (eixo  $x$ ) definido na figura inicial deste capítulo.

Então as condições de contorno no corpo podem ser transformadas em uma equação integral de superfície, através da identidade de Green. Esta equação integral representa uma distribuição de fontes, sumidouros ou dipolos ao longo da superfície. Para resolver esta equação integral ao longo do corpo, este é dividido em um número finito de painéis.

A partir da hipótese de se tratar o problema linearmente pode-se reescrever o problema decompondo as parcelas de velocidade potencial em componentes referentes à radiação mais as componentes referentes à difração.

$$\varphi = \varphi_R + \varphi_D \quad (2.6)$$

$$\varphi_R = i\omega \sum_{j=1}^6 \xi_j \varphi_j \quad (2.7)$$

$$\varphi_D = \varphi_0 + \varphi_7 \quad (2.8)$$

As constantes  $\xi_j$  denotam as amplitudes complexas do movimento oscilatório do corpo rígido em seus seis graus de liberdade e  $\varphi_j$  corresponde a amplitude unitária do potencial de radiação. A velocidade potencial  $\varphi_7$  representa o espalhamento da onda incidente pela presença de um corpo fixo sem se perturbar sob ação das ondas. A soma dos potenciais explicados acima é dado o nome de potencial de difração.

No contorno do corpo rígido não perturbado, os potenciais de radiação e de difração estão sujeitos às seguintes condições:

$$\varphi_{jn} = n_j \quad (2.9)$$

$$\varphi_{Dn} = 0 \quad (2.10)$$

Sendo  $n = (n_1, n_2, n_3)$ ,  $x \times n = (n_4, n_5, n_6)$  e  $x = (x, y, z)$ . O vetor unitário  $n$  tem direção normal ao corpo e seu sentido aponta para fora do corpo.

Como dito acima o problema de valor de contorno é resolvido utilizando o teorema de Green para derivar as equações do potencial de velocidade de difração e radiação no contorno do corpo rígido.

A equação integral satisfazendo o potencial de radiação na fronteira do corpo tem a seguinte forma.

$$2\pi\varphi_j(x) + \iint_{S_b} \varphi_j(\xi) \frac{\partial G(\xi; x)}{\partial n_\xi} d\xi = \iint_{S_b} n_j G(\xi; x) d\xi \quad (2.11)$$

Onde  $S_b$  faz referência à superfície molhada em águas tranqüilas. A equação correspondente para a função potencial total de difração toma a seguinte forma.

$$2\pi\varphi_D(x) + \iint_{S_b} \varphi_D(\xi) \frac{\partial G(\xi; x)}{\partial n_\xi} d\xi = 4\pi\varphi_0(x) \quad (2.12)$$

A função de Green se refere a uma fonte potencial de onda. A velocidade potencial num ponto  $x$  devido a uma força equivalente a  $-4\pi$ , produzida por uma fonte localizada no ponto  $\xi$  que satisfaz as condições de superfície livre e radiação em águas profundas é definida a por 2.15 em Lee et al [22].

$$G(x; \xi) = \frac{1}{r} + \frac{1}{r'} + \frac{2K}{\pi} \int_0^\infty \frac{e^{k(z+\zeta)}}{k-K} \cdot J_0 \cdot (kR) \cdot dk \quad (2.13)$$

$$r^2 = (x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + (z - \zeta)^2 \quad (2.14)$$

$$r'^2 = (x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + (z - \zeta)^2 \quad (2.15)$$

Sendo  $J_0$  a função de Bessel de ordem zero.

Uma alternativa é usar o método de distribuição de fontes, a velocidade potencial é expressa somente pelo somatório dos potenciais de cada uma das fontes.

$$\varphi(x) = \iint_{S_b} \sigma(\xi) G(x; \xi) d\xi \quad (2.16)$$

Então, após a discretização das condições de contorno na fronteira do corpo através de painéis planos com fontes de intensidade constantes em cada painel, o potencial pode ser expresso por 2.17.

$$\varphi(x_i) = \sum_{j=1}^N \sigma(x_j) \cdot \iint_{S_j} G(x_i; \xi) d\xi \quad (2.17)$$

Sendo o vetor normal denotado por  $\vec{n}$  e os dois vetores unitários tangenciais por  $\vec{s}$  e  $\vec{t}$  em cada painel. Os três componentes da velocidade são dados pelas relações que se seguem.

$$\varphi_n(x_i) = 2\pi\sigma(x_i) + \sum_{j=1}^N \sigma(x_j) \cdot \iint_{S_j} G_n(x_i; \xi) d\xi \quad (2.18)$$

$$\varphi_s(x_i) = \sum_{j=1}^N \sigma(x_j) \cdot \iint_{S_j} G_s(x_i; \xi) d\xi \quad (2.19)$$

$$\varphi_t(x_i) = \sum_{j=1}^N \sigma(x_j) \cdot \iint_{S_j} G_t(x_i; \xi) d\xi \quad (2.20)$$

As velocidades potenciais de radiação e difração são tomadas como constantes em cada painel que constitui o casco. Baseado na discretização aproximada da superfície por painéis planos as equações 2.11 e 2.12 podem ser resumidas a um sistema de equações lineares para os painéis. Para os potenciais de radiação obtém-se (2.21).

$$2\pi\varphi(x_i) + \sum_{k=1}^N D_{ik} \varphi_k = \sum_{k=1}^N S_{ik} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right)_k \quad (2.21)$$

Sendo N o número de painéis, então o potencial total de difração do casco é dado em (2.22).

$$2\pi\varphi(x_i) + \sum_{k=1}^N D_{ik} \varphi_k = 4\pi\varphi_0(x_i) \quad (2.22)$$

As matrizes  $D_{ik}$  e  $S_{ik}$  são definidas pelas seguintes equações integrais:

$$D_{ik} = \iint_{S_k} \frac{\partial G(\xi; x_i)}{\partial n_\xi} d\xi \quad (2.23)$$

$$S_{ik} = \iint_{S_k} G(\xi; x_i) d\xi \quad (2.24)$$

Sendo que  $S_k$  denota a superfície de cada painel e  $x_i$  são os pontos para os quais as equações integrais são resolvidas, que para cada painel está localizado no centróide de sua área.

Então a partir da função potencial do sistema é possível calcular a pressão ao longo do casco. Através da integração das pressões ao longo do casco é calculado o valor das forças e momentos atuantes.

## 2.2 Consideração de Tanque Interno no Programa WAMIT

A consideração de um tanque interno no programa WAMIT é feita assumindo as mesmas aproximações feitas para o domínio exterior. Porém, não há o potencial de difração para ser considerado. Desta maneira a velocidade potencial em um tanque interno é:

$$\phi = i\omega \sum \xi_j \phi_j \quad (2.25)$$

Então a pressão de primeira ordem em um ponto fixo na superfície do interior do tanque é dada por:

$$P = -\rho g(z - Z_T + \xi_3 + \alpha_1 y - \alpha_2 x) - \rho \phi_t \quad (2.26)$$

Então, as pressões nos painéis do tanque interno são integradas de forma que sejam calculadas as forças e os momentos exercidos pelo fluido no interior dos tanques. Desta forma, o comportamento global do casco com tanques parcialmente cheios é calculado considerando estas forças geradas no interior dos tanques.

### 2.3 Modelo Teórico Simplificado

O modelo teórico simplificado que é utilizado por SAAD [07], SAAD et al [20] e SAAD et al [21] e neste trabalho é utilizado para mostrar de forma sucinta o efeito de uma massa qualquer que tenha liberdade de se deslocar somente no eixo transversal sobre o movimento de roll. Aplicam-se as das leis de Newton para fornecer parâmetros de comparação para os resultados obtidos.

Para isto são utilizados dois referenciais, sendo um inercial fixo à Terra e outro solidário ao navio, conforme pode ser visto na figura abaixo.

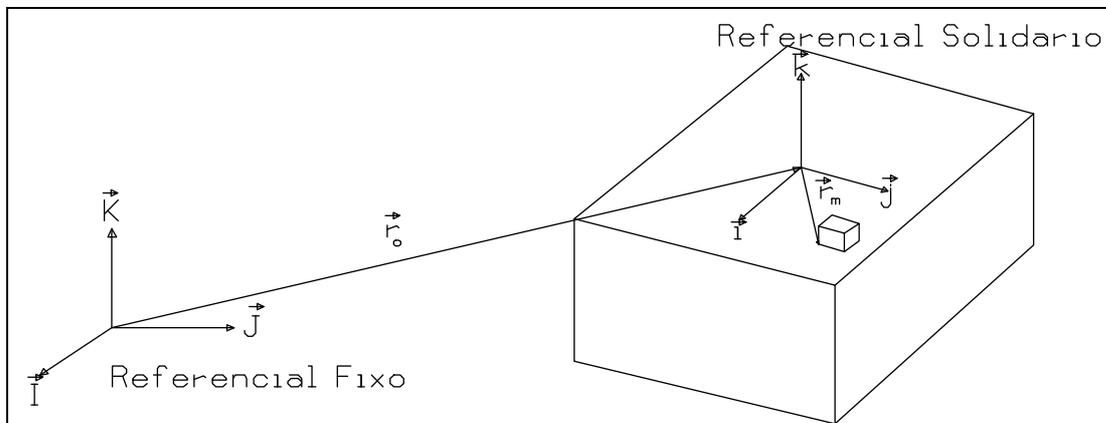


Figura 7 – Referenciais utilizados

Inicialmente são definidos os vetores relativos à posição do eixo solidário em relação ao eixo inercial fixo à Terra e a posição da massa em relação ao eixo solidário, conforme pode ser visto nas equações a seguir.

$$\vec{r}_0 = X_0(t)\vec{i} + Y_0(t)\vec{j} + Z_0(t)\vec{k} \quad (2.27)$$

$$\vec{r}_m = x_m\vec{i} + y_m(t)\vec{j} + z_m\vec{k} \quad (2.28)$$

Desta forma o vetor posição da massa em relação ao eixo fixo à Terra pode ser expresso por:

$$\vec{R}_m = \vec{r}_0 + \vec{r}_m \quad (2.29)$$

A velocidade absoluta do eixo solidário em relação ao referencial fixo é dada a seguir:

$$\vec{V}_0 = \frac{d\vec{r}_0}{dt} = u(t)\vec{i} + v(t)\vec{j} + w(t)\vec{k} \quad (2.30)$$

Definindo a velocidade angular ( $\omega$ ) e a aceleração angular do corpo ( $\alpha$ ) tem-se:

$$\vec{\omega} = p(t)\vec{i} + q(t)\vec{j} + r(t)\vec{k} \quad (2.31)$$

$$\vec{\alpha} = \frac{d\vec{\omega}}{dt} = p'(t)\vec{i} + q'(t)\vec{j} + r'(t)\vec{k} \quad (2.32)$$

Então é possível determinar a aceleração total do eixo solidário ( $A_0$ ) em relação ao eixo fixo à Terra através da equação abaixo:

$$\vec{A}_0 = \frac{d\vec{V}_0}{dt} = u'(t)\vec{i} + v'(t)\vec{j} + w'(t)\vec{k} + (\vec{\omega} \times \vec{V}_0) \quad (2.33)$$

A velocidade da massa em relação ao referencial inercial fixo à Terra pode ser expressa através da derivada de seu vetor posição como mostrado a seguir.

$$\vec{V}_m = \frac{d\vec{R}_m}{dt} = \frac{d\vec{r}_0}{dt} + \frac{d\vec{r}_m}{dt} = \vec{V}_0 + \vec{r}_m' + (\vec{\omega} \times \vec{r}_m) = \vec{V}_0 + y'(t)\vec{j} + (\vec{\omega} \times \vec{r}_m)$$

Portanto a aceleração da massa em relação ao referencial inercial fixo é calculada através da derivada temporal da velocidade conforme pode ser visto abaixo.

$$\vec{A}_m = \frac{d\vec{V}_m}{dt} = \frac{d[\vec{V}_0 + \vec{r}_m' + (\vec{\omega} \times \vec{r}_m)]}{dt} \quad (2.34)$$

Expandindo a Equação 2.43 tem-se:

$$\vec{A}_M = u'(t)\vec{i} + v'(t)\vec{j} + w'(t)\vec{k} + \vec{\omega} \times (\vec{V}_0 + 2y_m'(t)\vec{j} + (\vec{\omega} \times \vec{r}_m)) + (\vec{\alpha} \times \vec{r}_m) + y_m''(t)\vec{j} \quad (2.35)$$

Após manipulação matemática o seguinte resultado é obtido por SAAD [07], SAAD et al [20] e SAAD et al [21]:

$$\begin{aligned} \vec{A}_m = & \vec{i}(u' + qw - rv - 2ry' + q'z_m - r'y + pqy - q^2x_m + prz_m) + \\ & \vec{j}(v' + ru - pw + y'' + r'x_m - p'z_m + r qz_m - r^2y - p^2y + pqx_m) + \\ & \vec{k}(w' + pv - qu + 2py' + p'y - q'x_m + prx_m - p^2z_m - q^2z_m + r qy) \end{aligned} \quad (2.36)$$

A partir do valor da aceleração da massa pode-se calcular a força de interação entre o navio e a massa utilizando a terceira lei de Newton.

$$\vec{F}_{navio} = -\vec{F}_{massa} \quad (2.37)$$

Utilizando a segunda lei de Newton tem-se:

$$F_{navio} = m \cdot \vec{g} - m \cdot \vec{A}_m \quad (2.38)$$

Admitindo que o vetor gravidade é dado por:

$$\vec{g} = (g_x, g_y, g_z) \quad (2.39)$$

Expandindo a Equação 2.38 utilizando os valores de aceleração das equações 2.36 e 2.39, tem-se a seguinte igualdade:

$$F_{navio} = m \left\{ \begin{aligned} & \vec{i}(g_x - u' - qw + rv + 2ry' - q'z_m + r'y - pqy + q^2x_m + r^2x_m - prz_m) + \\ & \vec{j}(g_y - v' - ru + pw - y'' - r'x_m + p'z_m - r qz_m + r^2y - p^2y - pqx_m) + \\ & \vec{k}(g_z - w' - pv - qu - 2py' - p'y + q'x_m - prx_m + p^2z_m + q^2z_m - r qy) \end{aligned} \right\} \quad (2.40)$$

Então a partir da força que a massa exerce sobre o navio facilmente chega-se ao momento exercido sobre a embarcação.

$$M_{navio} = \vec{r}_m \times F_{navio} \quad (2.41)$$

Desenvolvendo a Equação 2.50 obtém-se a seguinte igualdade:

$$M_{navio} = m \left\{ \begin{array}{l} \vec{i} \left[ y(g_z - w' - pv + qu - 2py'_m - p'y'_m + q'x'_m - prx'_m + p^2z'_m + q^2z'_m - rpy'_m) \right] + \\ \left[ -z_m(g_y - v' - ru + pw - y''_m - r'x'_m + p'z'_m - ryz'_m + r^2y'_m + p^2y'_m - pqx'_m) \right] + \\ \vec{j} \left[ z_m(g_x - u' - qw + rv + 2ry'_m - q'z'_m + r'y'_m - pqy'_m + q^2x'_m + r^2x'_m - prz'_m) - \right. \\ \left. x_m(g_z - w' - pv + qu - 2py'_m - p'y'_m + q'x'_m - prx'_m + p^2z'_m + q^2z'_m - rpy'_m) \right] + \\ \vec{k} \left[ z_m(g_y - v' - ru + pw - y''_m - r'x'_m + p'z'_m - ryz'_m + r^2y'_m + p^2y'_m - pqx'_m) - \right. \\ \left. y(g_x - u' - qw + rv + 2ry'_m - q'z'_m + r'y'_m - pqy'_m + q^2x'_m + r^2x'_m - prz'_m) \right] \end{array} \right\} \quad (2.42)$$

Então assumindo que somente ocorre rotação no eixo longitudinal, ou seja, ocorre puramente o movimento de roll nesse sistema, as seguintes variáveis se tornam nulas:

$$u = v = w = q = r = 0 \quad (2.43)$$

Adotando a nomenclatura convencional troca-se o termo  $p$  por  $\eta_4$  e a equação simplificada do momento sobre o navio passa a ser:

$$M_{navio} = m \left[ (g_z - 2\eta'_4 y'_m - \eta''_4 y_m + \eta'^2_4 z_m) y - (g_y - y''_m + \eta''_4 z_m + \eta'^2_4 y_m) z_m \right] \quad (2.44)$$

Então trabalhando no domínio da frequência e assumindo a hipótese de pequenas inclinações, desconsideram-se os termos de ordem superior. A aceleração da gravidade é expressa da seguinte forma:

$$\vec{g} = (g_x, g_y, g_z) = (0, g \cdot \text{sen}(\eta_4), g \cdot \text{cos}(\eta_4)) \cong (0, g \cdot \eta_4, g) \quad (2.45)$$

Assim reescrevendo a Equação 2.53 do momento, tem-se:

$$M_{navio} = mgy_m - mgz_m \eta_4 - mz_m^2 \eta_4'' + mz_m y_m'' \quad (2.46)$$

Reescrevendo a Equação 2.49 referente à força exercida pela massa no navio, tem-se:

$$F_{navio} = \vec{j}[mgy - mgz_m \eta_4 - y'' + \eta_4'' z_m] + \vec{k}[mg] \quad (2.47)$$

A partir das equações da força e do momento que a massa exerce no navio pode-se a partir da terceira lei de Newton montar as equações do movimento. Então, fazendo o somatório de momentos aplicados ao navio tem-se:

$$\sum M_{ext} = I_{XX} \cdot \eta_4'' \quad (2.48)$$

Fazendo o somatório de momentos na massa, obtém-se:

$$\sum F_{ext} = (m \cdot \vec{A}_m) \cdot \vec{j} \quad (2.49)$$

Substituindo-se os momentos externos atuantes no navio na Equação 2.48 encontra-se a equação a seguir.

$$I_{XX} \cdot \eta_4'' = -A_{44} \eta_4'' - B_{44} \eta_4' - C_{44} \eta_4 + M_{onda} + M_{navio} \quad (2.50)$$

Agrupando os termos da equação:

$$(I_{XX} + A_{44} + m \cdot z_m^2) \eta_4'' + (-mz_m) y'' + B_{44} \eta_4' + (C_{44} + mgz_m) \eta_4 + (-mg)y = M_{onda} \quad (2.51)$$

Sendo a massa uma parte integrante do sistema dinâmico amortecido, substitui-se a as forças externas atuantes na massa e obtém-se a seguinte equação:

$$(m\bar{A}_m) \cdot \bar{j} = mg - cy' - ky \quad (2.52)$$

Desenvolvendo a Equação 2.61 obtém-se:

$$m \cdot \ddot{y} + (-mz_m)\eta_4'' + cy' + ky + (-mg)\eta_4 = 0 \quad (2.53)$$

Então com a equação do movimento do navio e da massa pode-se montar o acoplamento das equações através de um sistema, que representa o sistema com o absorvedor dinâmico de roll (ver SAAD [07], SAAD et al [20] e SAAD et al [21]).

$$\begin{bmatrix} I_{XX} + A_{44} + mz_m^2 & -mz_m \\ -mz_m & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_4'' \\ y'' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{44} & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_4' \\ y' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{44} - mgz_m & -mg \\ -mg & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_4 \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{onda} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.54)$$

Supondo que a solução do sistema seja do tipo:

$$\begin{aligned} M_{onda} &= M \cdot e^{i\omega t} \\ \eta_4 &= I_4 \cdot e^{i\omega t} \\ y &= Y \cdot e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (2.55)$$

Reescrevendo a equação do sistema tem-se:

$$\begin{bmatrix} -\omega^2(I_{XX} + A_{44} + mz_m^2) + i\omega B_{44} + C_{44} - mgz_m & \omega^2 mz_m - mg \\ \omega^2 mz_m - mg & k - \omega^2 m + i\omega c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_4 \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.56)$$

Resolvendo o sistema de equações lineares, as seguintes respostas são obtidas para o ângulo de jogo e para o deslocamento transversal da massa:

$$I_4 = \frac{[-k - ic\omega + m^2k]M}{\begin{bmatrix} -C_{44}k - gz_m mk - igz_m mc\omega - iC_{44}c\omega + C_{44}m\omega^2 + B_{44}\omega^2c + \\ iB_{44}\omega^3m + \omega^2I_{44}k + i\omega^3I_{44}c - \omega^4I_{44}m + \omega^2A_{44}k + i\omega^3A_{44}c - \\ \omega^4A_{44}m + \omega^2mz_m^2k + i\omega^3mz_m^2c + m^2g^2 - \omega^2gz_m m^2 - i\omega B_{44}k \end{bmatrix}} \quad (2.57)$$

$$Y = \frac{[(g - z_m^2\omega)mM]}{\begin{bmatrix} -C_{44}k - gz_m mk - igz_m mc\omega - iC_{44}c\omega + C_{44}m\omega^2 + B_{44}\omega^2c + \\ iB_{44}\omega^3m + \omega^2I_{44}k + i\omega^3I_{44}c - \omega^4I_{44}m + \omega^2A_{44}k + i\omega^3A_{44}c - \\ \omega^4A_{44}m + \omega^2mz_m^2k + i\omega^3mz_m^2c + m^2g^2 - \omega^2gz_m m^2 - i\omega B_{44}k \end{bmatrix}} \quad (2.58)$$

Finalmente igualando o determinante da matriz da Equação 2.65 a zero, encontram-se os autovalores do problema acoplado. Os autovalores podem ser calculados segundo a equação abaixo.

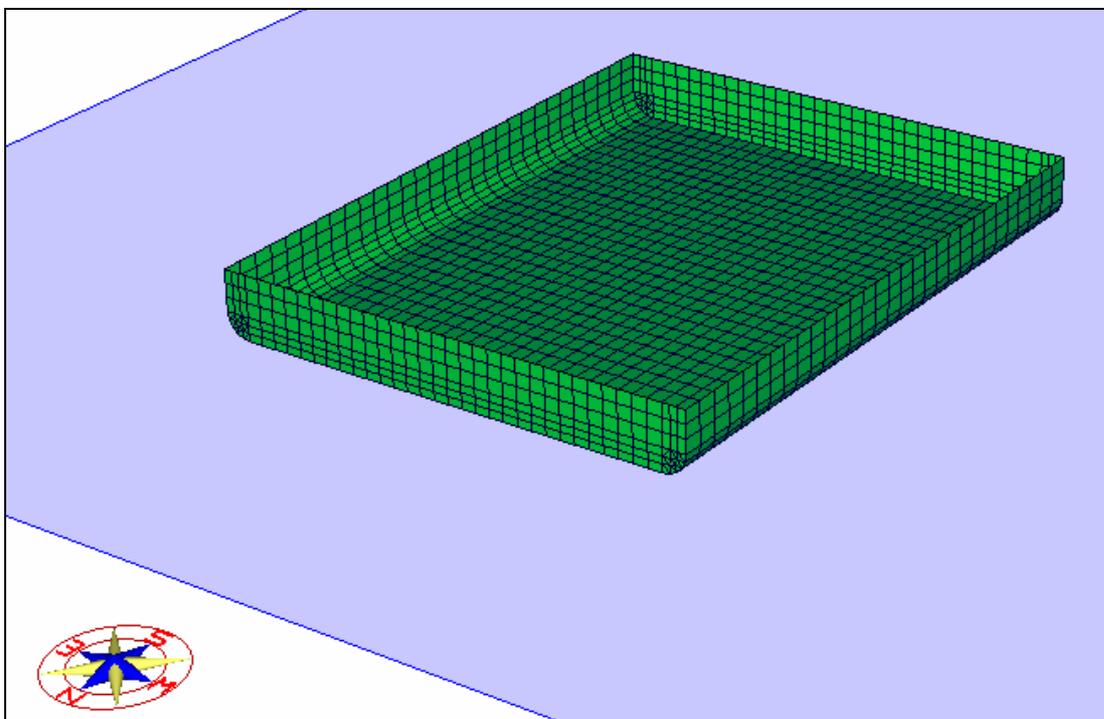
$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{[k(I_{XX} + A_{44} + mz_m^2) + m(C_{44} + mgz_m)] \pm \{[k(I_{XX} + A_{44} + mz_m^2) + m(C_{44} + mgz_m)]^2 - 4[m(I_{XX} + A_{44})] \cdot [k(C_{44} - mgz_m) - m^2g^2]\}^{1/2}}{2 \cdot [m(I_{XX} + A_{44})]}} \quad (2.59)$$

Ver SAAD [07], SAAD et al [20] e SAAD et al [21].

## 2.4 Calibração do Procedimento

O modelo utilizado no programa WAMIT utilizou o método dos painéis para descrever a geometria do casco e a geometria do tanque interno.

Inicialmente foi feita a calibração do procedimento para uma seção na região do corpo paralelo de uma embarcação do tipo VLCC (“Very Large Crude Carrier”) sem considerar o tanque interno na análise do programa. Para termos de comparação foram utilizados os RAO’s de jogo da seção obtidos experimentalmente e o calculado pelo programa.

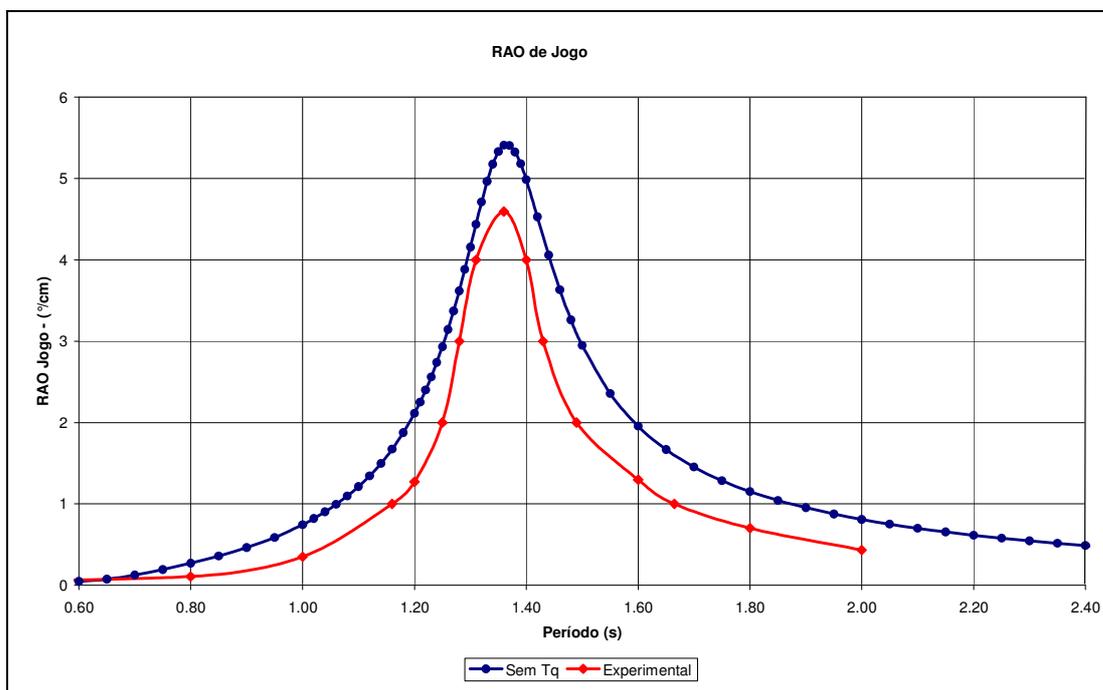


**Figura 8** – Modelo da seção de VLCC no programa WAMIT sem tanque interno

A matriz de massa utilizada para o cálculo no programa WAMIT foi baseada na mesma distribuição de massa do modelo experimental (SAAD et al [20]) de forma que houvesse discordância entre os valores utilizados para o cálculo no programa e a distribuição de massa real.

O amortecimento utilizado no modelo numérico foi obtido através de um ensaio de decaimento e a partir deste ensaio foi determinado um percentual de amortecimento viscoso em relação ao amortecimento potencial. O procedimento para a calibração do modelo de massa e do amortecimento viscoso foi o mesmo foi elaborado e construído por SAAD et al [20].

A seguir é exibida uma comparação entre o RAO de jogo calculado pelo programa WAMIT e o RAO obtido experimentalmente para uma incidência de onda a 90°.



**Figura 9** – Comparação entre os RAO's de jogo

Pode ser notado que ocorre uma boa correlação entre a forma das curvas obtidas para o modelo sem o tanque de estabilização. Embora haja uma diferença entre as curvas obtidas isto foi atribuído em SAAD et al [20] ao fato de o RAO experimental ser calculado utilizando ondas irregulares com alturas aleatórias de magnitude elevada que introduziram um caráter não linear a curva obtida e o amortecimento viscoso foi alterado por este comportamento.

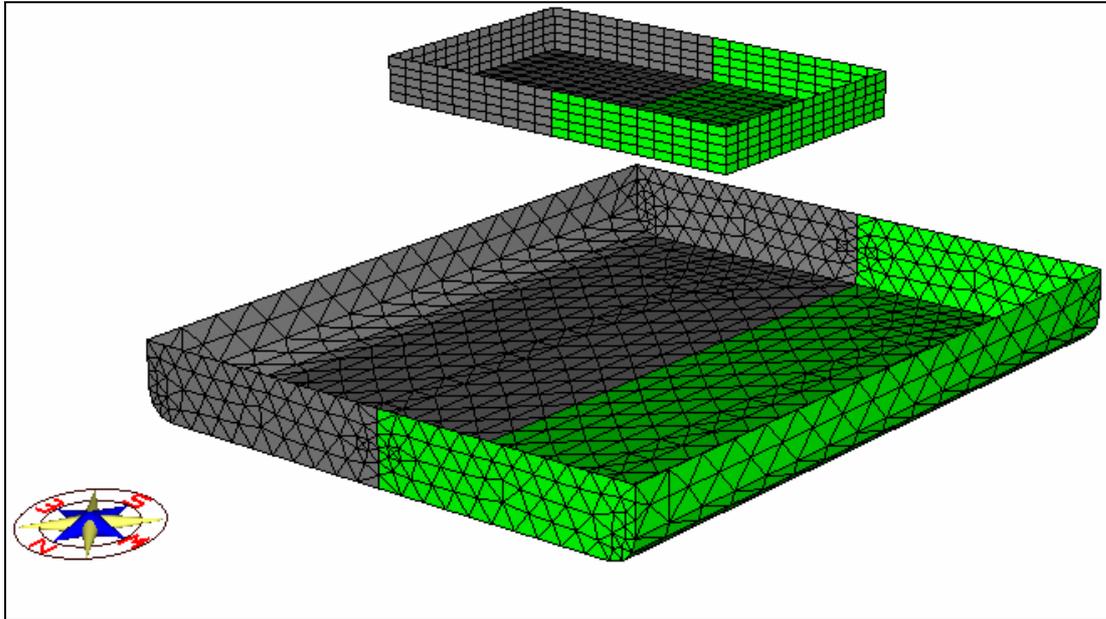
Sendo o cálculo do WAMIT baseado na teoria potencial linearizada, a força de excitação é baseada em ondas de pequena amplitude e o amortecimento viscoso foi introduzido externamente no problema e de maneira constante. Por isso, atribui-se a diferença entre as curvas ao caráter não linear do procedimento adotado para o teste experimental conforme discutido em SAAD et al [20].

Portanto, desta maneira o próximo passo é a validação do procedimento utilizado para calcular os efeitos do tanque interno no RAO de jogo da seção.

O tanque interno foi introduzido no modelo de painéis no programa WAMIT respeitando as orientações do manual do programa. O posicionamento do tanque interno no modelo foi cuidadosamente posicionamento do tanque utilizado no modelo experimental.

Os vetores normais do tanque interno construído no programa WAMIT apontam para o exterior do tanque conforme orientação do manual [10]. O atento cumprimento deste procedimento se fez necessário para que não houvesse erro no cálculo do volume de fluido contido no tanque, visto que o programa integra o volume do tanque nas três direções e caso haja algum painel orientado de forma incorreta os volumes integrados apresentam discrepâncias e os resultados calculados contêm erros.

Seguindo o mesmo padrão do casco externo cujo modelo contém somente os painéis abaixo da linha d'água, o tanque de estabilização também necessita apenas de painéis para descrever sua forma abaixo da sondagem do tanque.



**Figura 10** – Modelo da seção de VLCC com tanque interno

O cálculo do volume do tanque de estabilização foi determinado de modo que o período natural do tanque fosse coincidente com o período natural da seção. A expressão a seguir foi apresentada por FALTINSEN [04] para a determinação do período natural do tanque de estabilização.

$$T_{n-TANK} = \frac{2 \cdot b_{TANK}}{\sqrt{g \cdot h}} \quad (2.60)$$

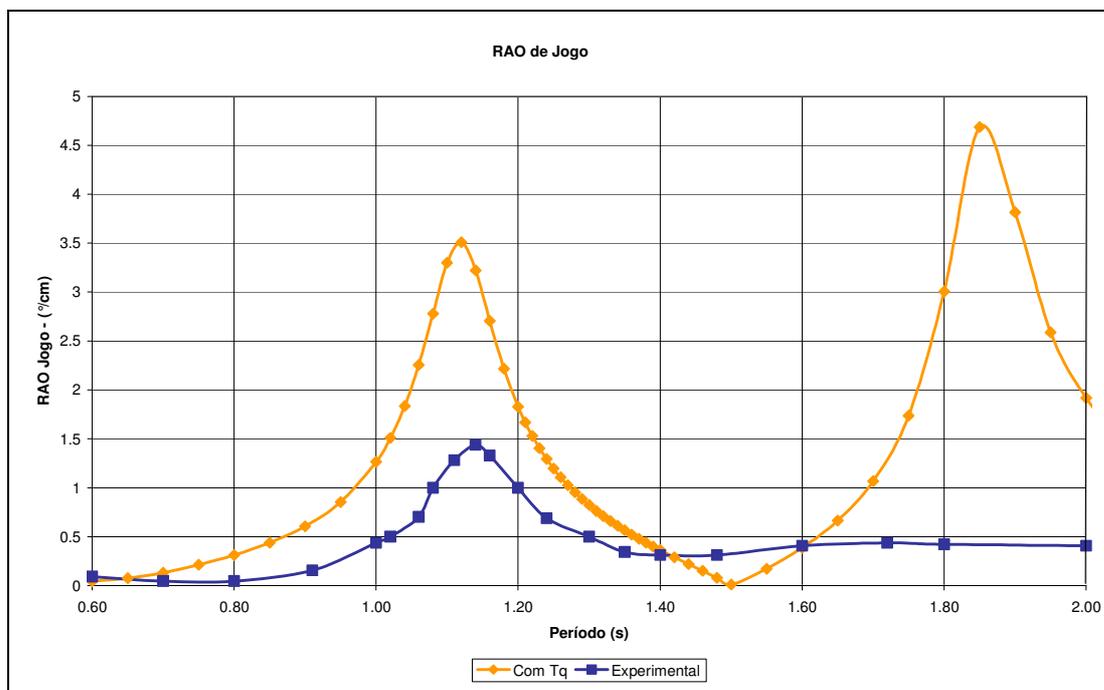
Sendo que  $b_{tank}$  é a dimensão da boca do tanque,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $h$  é a sondagem do tanque. Desta forma, conhecendo previamente o período natural da embarcação e as dimensões do tanque, resta determinar somente a sondagem do tanque.

Desta forma a sondagem do tanque ensaiado por SAAD [07] e SAAD et al [20] foi determinada de acordo com o cálculo que é apresentado na tabela 1.

**Tabela 1** – Cálculo do enchimento do tanque de estabilização para o modelo experimental

$T_{\text{natural}}$	1.37 s
$b_{\text{tanque}}$	0.50 m
$g$	9.81 m/s <sup>2</sup>
$h$	5.43 cm

Então ajustado o volume do tanque de estabilização e mantendo-se o mesmo deslocamento da seção inicialmente ensaiada foi possível comparar a curva de RAO do movimento de jogo ensaiada com a calculada pelo programa WAMIT.



**Figura 11** – Comparação entre RAO de roll calculado e o experimental

Pode ser visto que o segundo pico do RAO previsto pelo WAMIT sequer ocorre no modelo experimental. Pela comparação apresentada pode ser percebido que a correlação entre os resultados alcançados não foi boa. Algumas razões podem ser atribuídas para este fato.

O primeiro motivo pode ser devido ao fato do programa WAMIT não permitir que se utilize um amortecimento no interior do tanque.

O segundo motivo é pelo fato do calado do modelo experimental ser muito baixo e o modelo ter sido testado com ondas aleatórias representativas de um estado de mar centenário, implicando em amplitudes elevadas. Isto levaria a uma interação não linear inclusive com quebra de ondas, que de fato foram observadas no ensaio, levando a amortecimentos não previstos pelo programa WAMIT mas efetivos para o segundo pico da figura 11.

De qualquer forma no que tange à previsão das freqüências naturais pode-se concluir que o programa WAMIT com tanque a borda é efetivo.

## 2.5 Plataforma de Referência

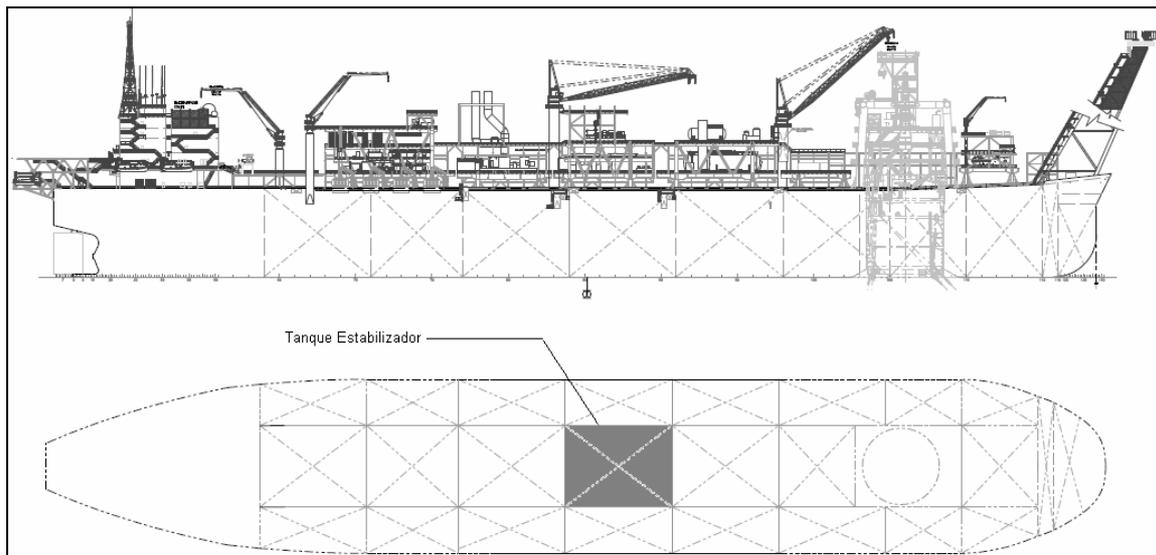
Após a validação e calibração do procedimento de cálculo do movimento de jogo considerando a utilização de um tanque de estabilização no programa WAMIT, foi utilizada uma plataforma de referência do tipo FPSO para o cálculo do movimento da unidade.

O modelo utilizado é de uma plataforma FPSO com sistema de ancoragem do tipo “turret” com as seguintes dimensões principais:

**Tabela 2** – Dimensões da plataforma de referência

Plataforma de Referência	
Comprimento Total	346.2 m
Comprimento entre Perpendiculares	333.9 m
Boca	57.3 m
Pontal	28.5 m
Calado de Operação	16.0 m

Selecionou-se um tanque de carga para ser utilizado como tanque de estabilização da unidade. Para uma melhor compreensão mostra-se na figura 11 um arranjo da plataforma utilizada, indicando o tanque utilizado como tanque de estabilização.



**Figura 12** – Arranjo geral da plataforma de referência

A determinação do tanque de estabilização foi dada pela localização central do tanque de carga escolhido, pois a variação de volume neste tanque implica em poucas correções para trim e banda.

Adicionalmente, foram solicitadas nos arquivos de configuração do cálculo no programa a pressão e a velocidade do escoamento no tanque interno em alguns pontos definidos.

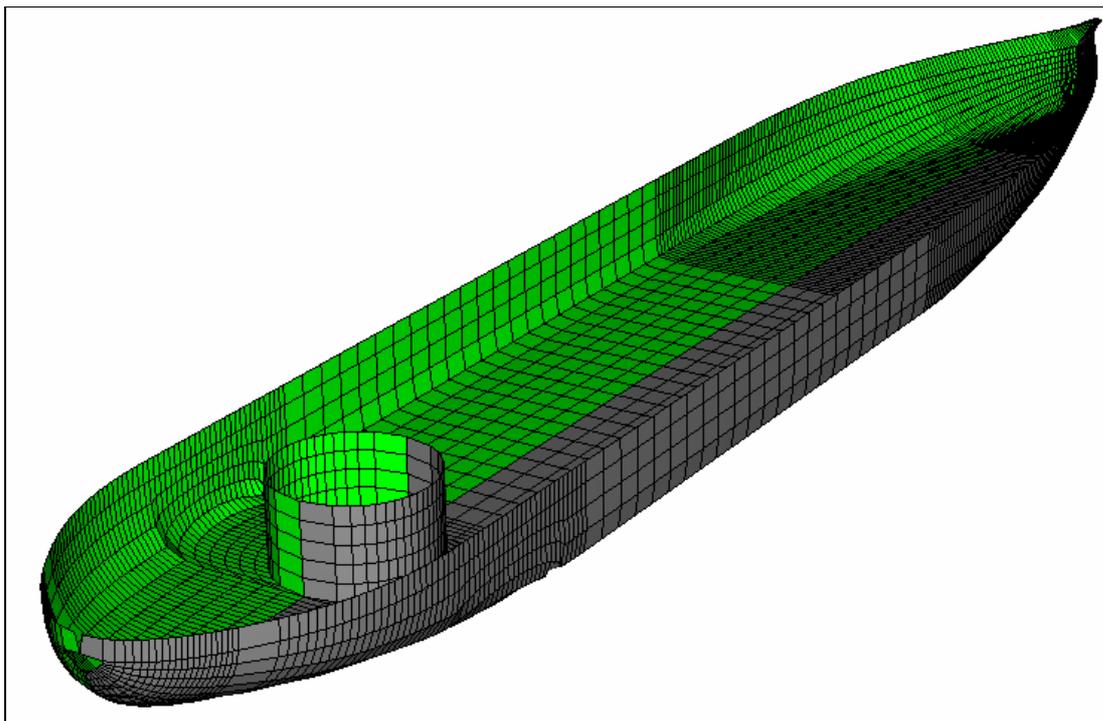
As dimensões do tanque de carga escolhido para ser utilizado como tanque de estabilização são mostradas na Tabela 3.

**Tabela 3** – Dimensões do tanque

Dimensões do Tanque de Estabilização	
Comprimento	35.0 m
Boca	26.9 m
Profundidade Máxima	28.5 m

## 2.6 Cálculo do RAO de Jogo da Unidade

O modelo de painéis utilizado no programa WAMIT para representar a geometria da plataforma de referência pode ser visto na Figura 13. A geometria descreve somente a parte situada abaixo da linha d'água.



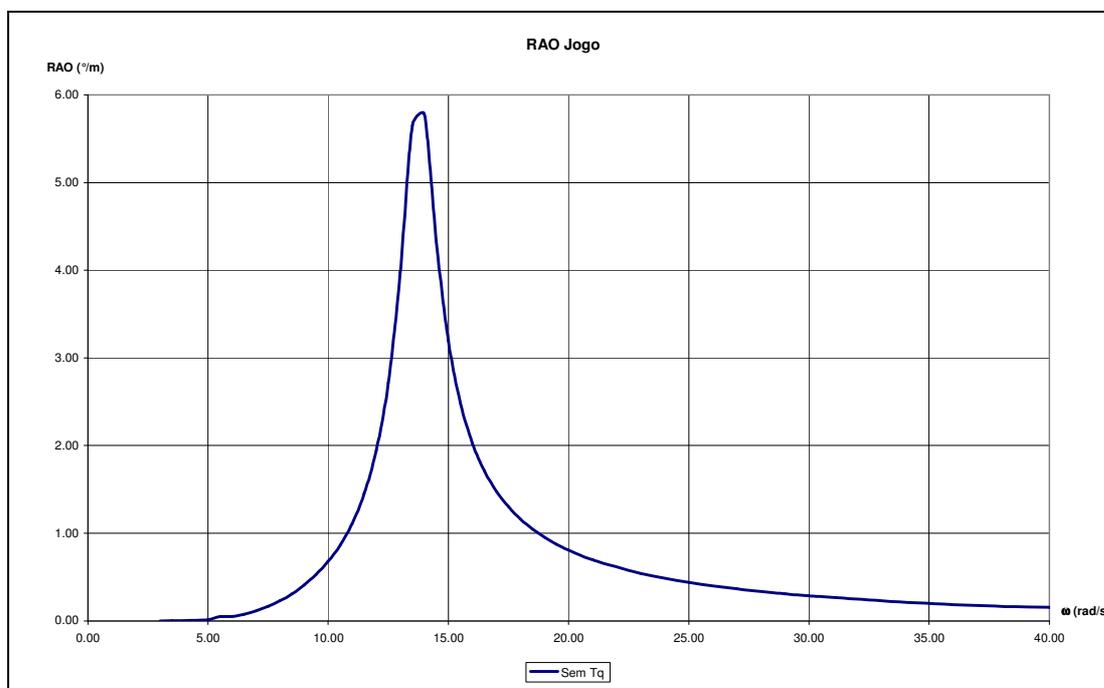
**Figura 13** – Malha da plataforma de referência utilizada sem o tanque de estabilização

O modelo que descreve somente a geometria submersa da plataforma tem um total de 2.494 painéis. A matriz de massa da unidade foi descrita a partir dos raios de giração da plataforma para o calado de 16.00 metros.

**Tabela 4** – Dados de massa

Raios de Giração (m)	
Rxx	20.2
Ryy	98.3
Rzz	97.5

O amortecimento viscoso da plataforma foi estimado em 5% do amortecimento crítico, conforme sugere BHATTACHARYYA [02]. O RAO de jogo da unidade sem tanque interno modelado pode ser visto na Figura 14.



**Figura 14** - RAO de jogo da plataforma de referência

A partir do RAO de jogo da unidade é possível calcular o nível da coluna de líquido que o tanque de estabilização deve possuir para que entre em ressonância no mesmo período natural da embarcação. Ver Tabela 5.

**Tabela 5** – Cálculo do enchimento do tanque de estabilização ressonante para o FPSO de referência

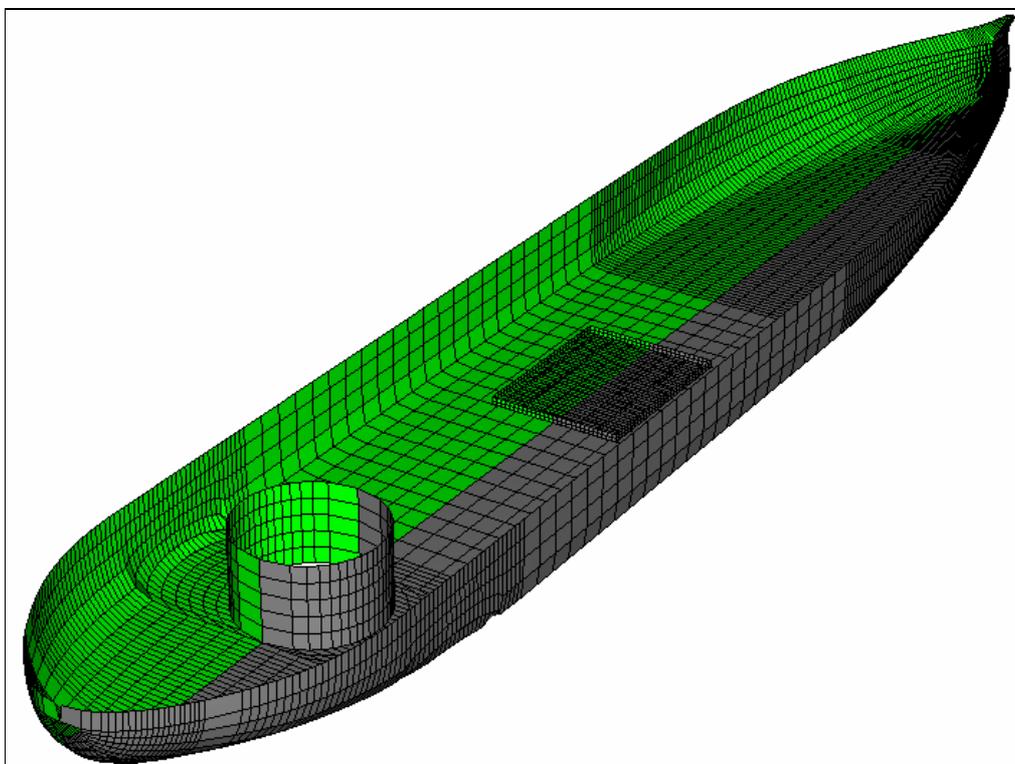
$T_{\text{natural}}$	14 s
$b_{\text{tanque}}$	26.85 m
$g$	9.81 m/s <sup>2</sup>
$h$	1.5 m
% Volume Tq.	5 %
% $\Delta$	0.5 %

A altura de 1.50 metros representa um enchimento de 5% em relação ao enchimento máximo do tanque. O enchimento de 5% do volume total do tanque representa somente 0.5% do deslocamento total da embarcação, desta forma, há uma discordância com o percentual de 5% da massa total indicado por BHATTACHARYYA [02].

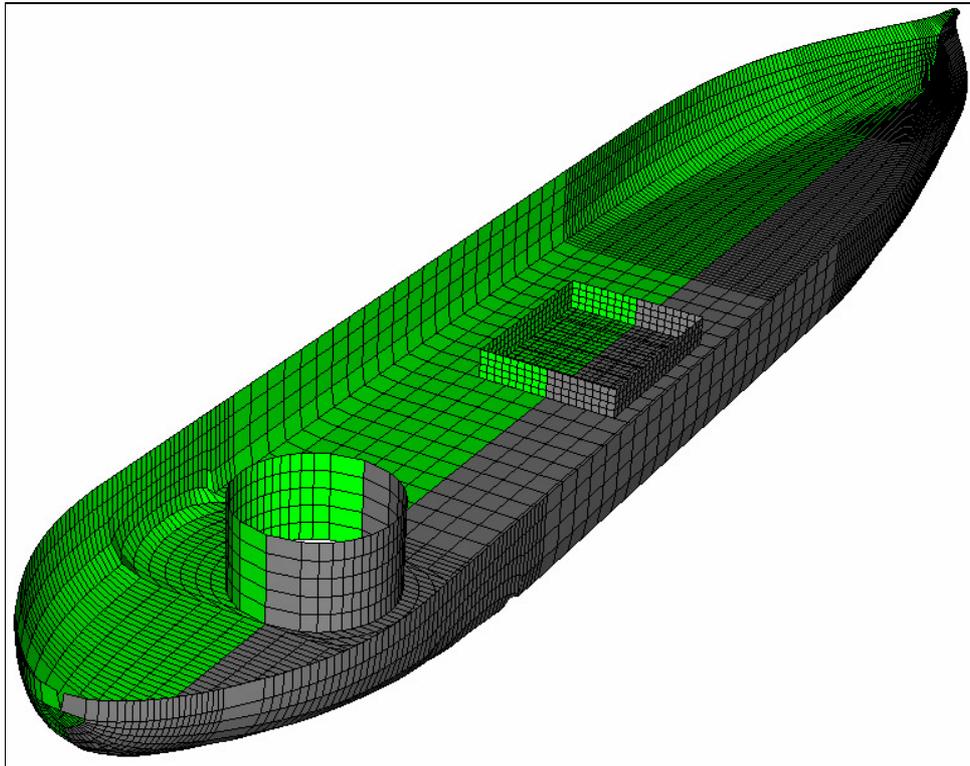
Devido ao escopo do trabalho não se restringiu o enchimento do tanque de estabilização somente ao enchimento ótimo, desta forma foi testada uma variação de nível do tanque de 5% a 80%.

O procedimento de variação do volume interno do tanque é trabalhoso e demorado, pois para cada enchimento de tanque deve ser construído um novo modelo. O modelo construído deve ser aferido, pois como dito, qualquer erro na montagem dos painéis pode levar o programa a cometer erro no cálculo do volume do tanque interno o que invalida todos os resultados calculados.

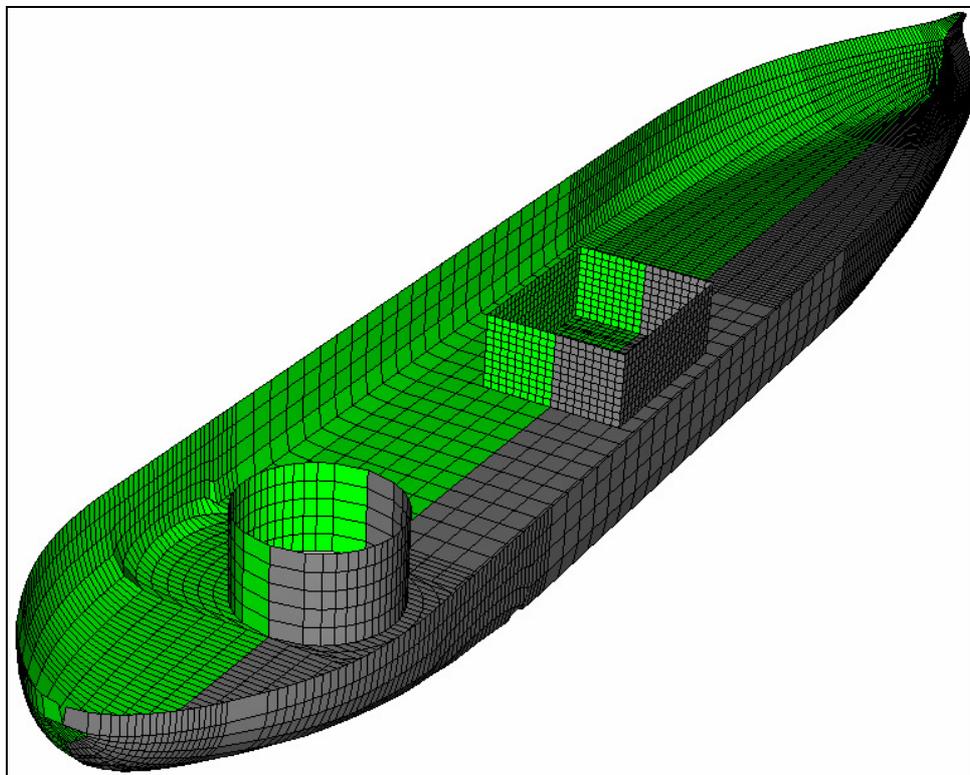
As próximas figuras mostram exemplos dos modelos de painéis utilizados nos cálculos do programa WAMIT.



**Figura 15** – Modelo da plataforma com tanque de estabilização a 5% de enchimento

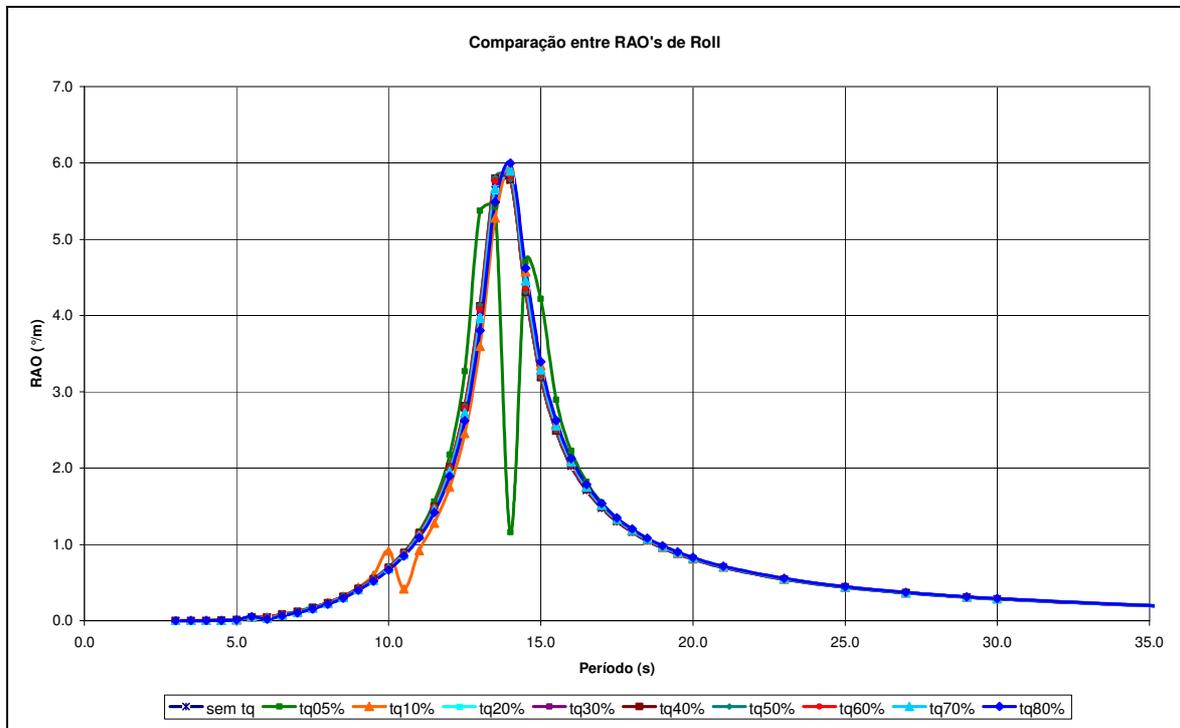


**Figura 16** – Modelo da plataforma com tanque de estabilização a 20% de enchimento



**Figura 17** – Modelo da plataforma com tanque de estabilização a 50% de enchimento

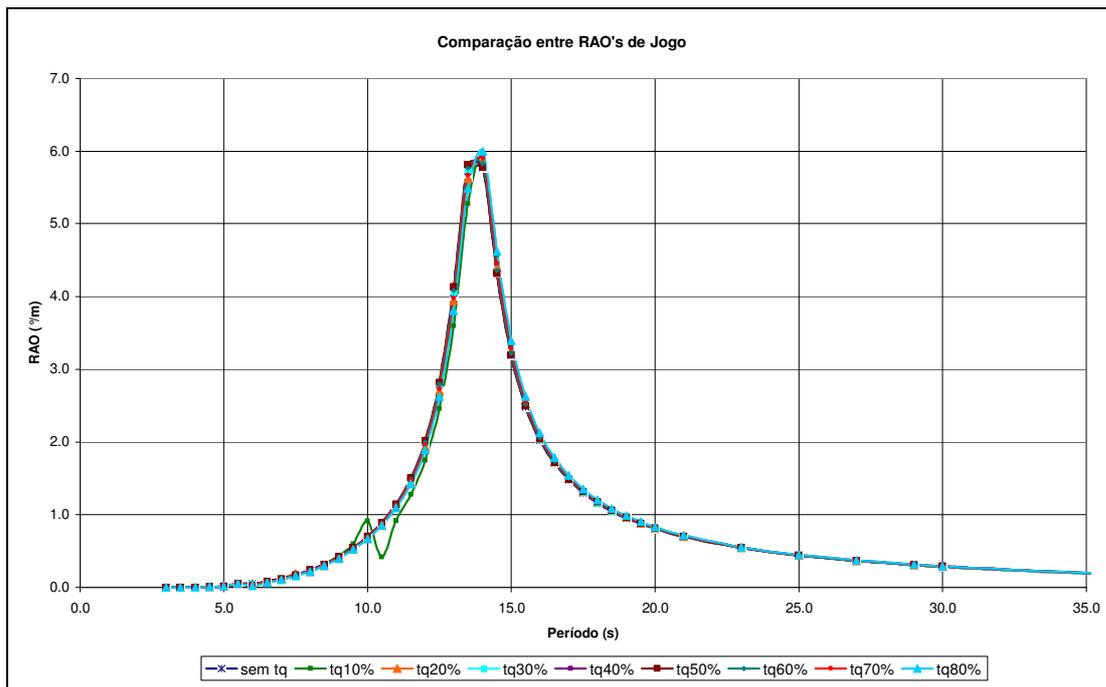
Para todos os enchimentos foram gerados os RAO's de jogo e comparados com o RAO da unidade já mostrado. Na Figura 17 são mostrados os RAO's calculados.



**Figura 18** – RAO's considerando tanque de carga parcialmente cheio.

Para verificação de consistência, na Figura 19 são mostrados separadamente os RAO's de jogo da plataforma de referência para os enchimentos de 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, 60%, 70% e 80% e o RAO de jogo sem considerar o tanque parcialmente cheio no cálculo.

O enchimento de 40% representa aproximadamente 5% da massa total da unidade, que segundo BHATTACHARYYA [02] é o necessário para que o absorvedor de vibração seja efetivo no sistema global da embarcação. Porém, pode ser visto que este enchimento não altera o RAO de jogo da unidade, pois o tanque com este enchimento não tem o seu período natural sintonizado com o período natural de jogo da unidade.

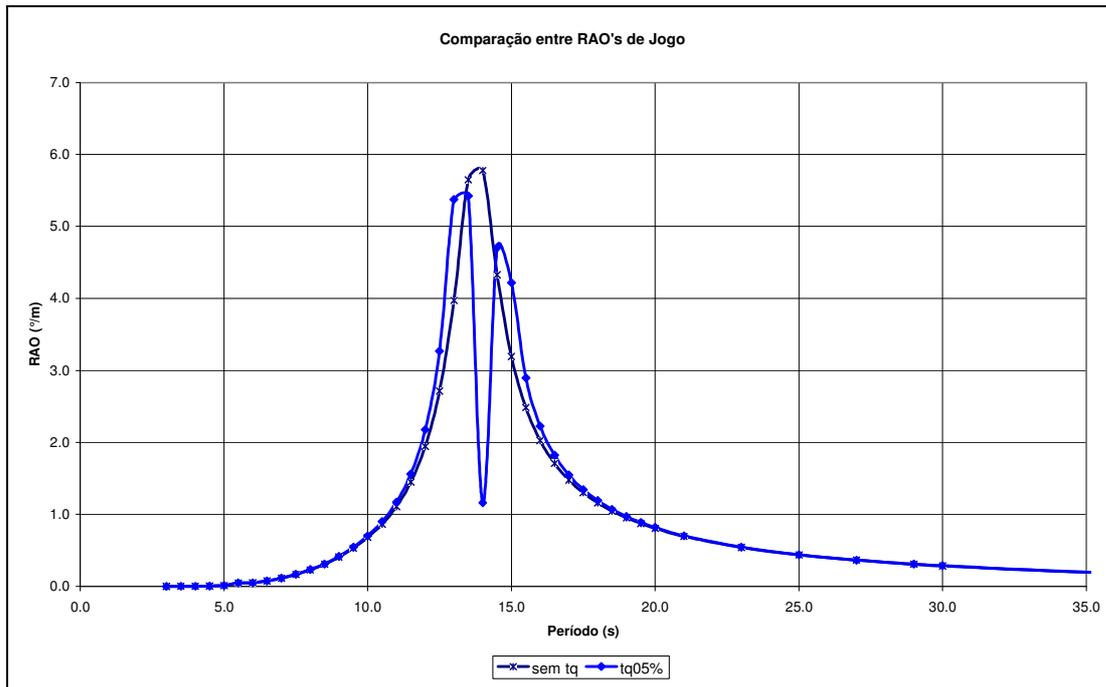


**Figura 19** – Comparação entre os RAO's dos enchimentos fora do período de ressonância

Pode ser notado na comparação entre as curvas que a diferença entre o comportamento do casco para os diversos enchimentos de tanque são muito pouco afetados pela variação de nível do tanque. Isto se deve ao fato dos diversos enchimentos testados terem períodos naturais muito distantes do período natural do movimento de jogo da unidade.

O único enchimento exibido na Figura 18 que chega próximo de alterar o RAO de jogo da unidade é o enchimento de 10% do tanque. Pode ser visto ainda, que ocorre a formação de dois picos no RAO de jogo da unidade, porém ainda é insuficiente para alterar efetivamente o comportamento global do casco.

Na Figura 20 é mostra-se a comparação entre os RAO's de jogo para a unidade sem considerar o tanque interno na análise e para o enchimento de tanque de 5%, em que o período natural do tanque é o ressonante, ou seja, está calibrado para ser exatamente igual ao período natural de jogo da unidade.



**Figura 20** – Tanque de estabilização com enchimento de 5%.

Na última comparação mostrada pode ser visto com clareza que o tanque de estabilização é bastante efetivo no período natural de jogo da unidade. Porém, deve ser ressaltado que pelo fato do programa WAMIT não permitir que seja considerado um amortecimento no interior do tanque, as respostas do RAO de jogo parecem ser amplificadas em relação ao que seriam em um caso real.

Este coeficiente de amortecimento no interior do tanque poderia ser obtido via utilização de programas de dinâmica computacional dos fluidos ou através de testes experimentais.

O amortecimento interno no tanque poderia ainda ser modelado como uma tampa no tanque que retirasse energia do sistema, porém, esta solução desconfigura o martelo hidráulico, ou então, o código do programa deveria ser alterado inserindo um termo de amortecimento interno direto para o tanque interno.

## 2.7 *Variação do Número de Tanques de Estabilização*

Para verificação de quantos tanques seriam necessários para efetividade do conceito foram feitas mais duas análises: uma considerando dois tanques de carga servindo como tanques de estabilização e outra considerando três tanques de carga como tanques de estabilização.

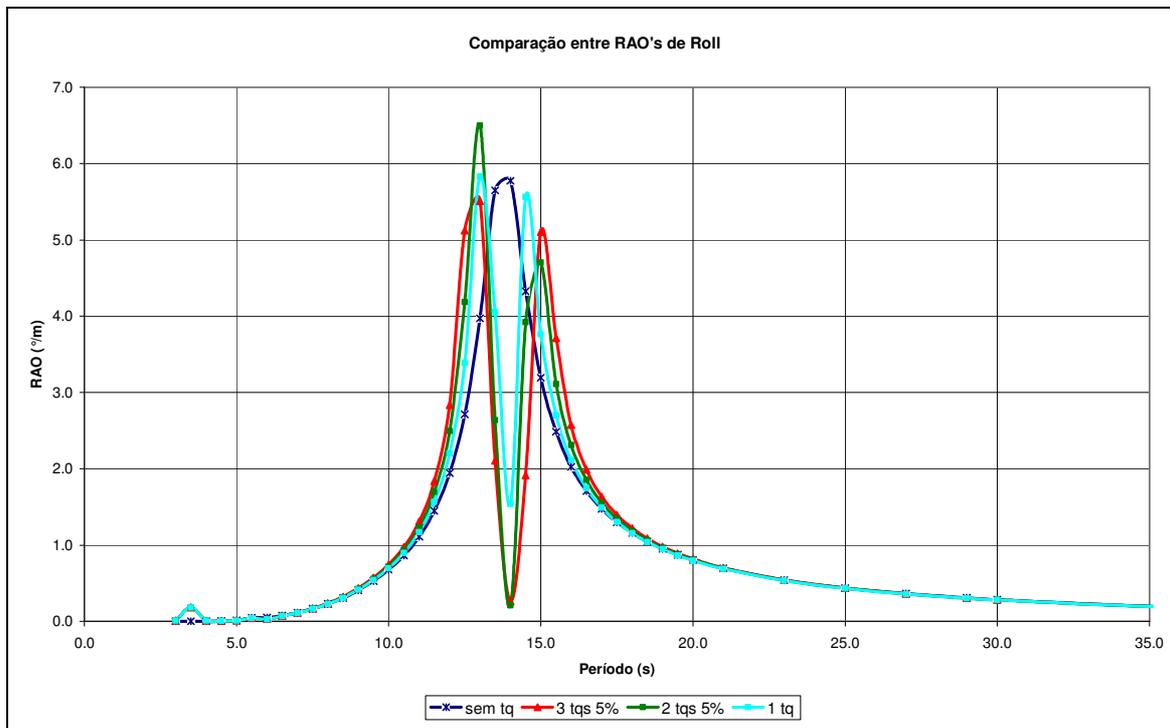
Um fator que aumenta a dificuldade de implementação deste tipo de solução em mais de um tanque de carga é porque seria bastante difícil a obtenção de uma distribuição de carga ao longo da embarcação que possibilite que os diagramas de esforço cortante estático e momento fletor estático da unidade estejam de acordo com os máximos valores permitidos.

O nível dos tanques é de 5%, da mesma forma que foi considerado no primeiro cálculo. Isto deve ao fato de não haver alteração na boca do tanque de estabilização, somente há um acréscimo de massa no absorvedor de vibração.



**Figura 21** – Modelo da plataforma com três tanques de estabilização a 5%.

Então com esta configuração de enchimento de tanques foi feito o cálculo do RAO da unidade. A comparação entre os RAO's do casco sem considerar tanque interno e com a configuração de enchimento de três tanques calibrados no período de referência somente para incidência de ondas a 90º segue na Figura22.



**Figura 22** – Comparação entre os RAO's de jogo da unidade.

Pelos resultados obtidos pode ser visto que a influência dos tanques de estabilização adicionada ao modelo levou a um aumento na largura do vale entre os dois picos e, ao mesmo tempo, para o caso de 3 tanques a altura do pico cai. Ou seja, sem considerar o amortecimento, tem-se um tanque de estabilização mais efetivo.

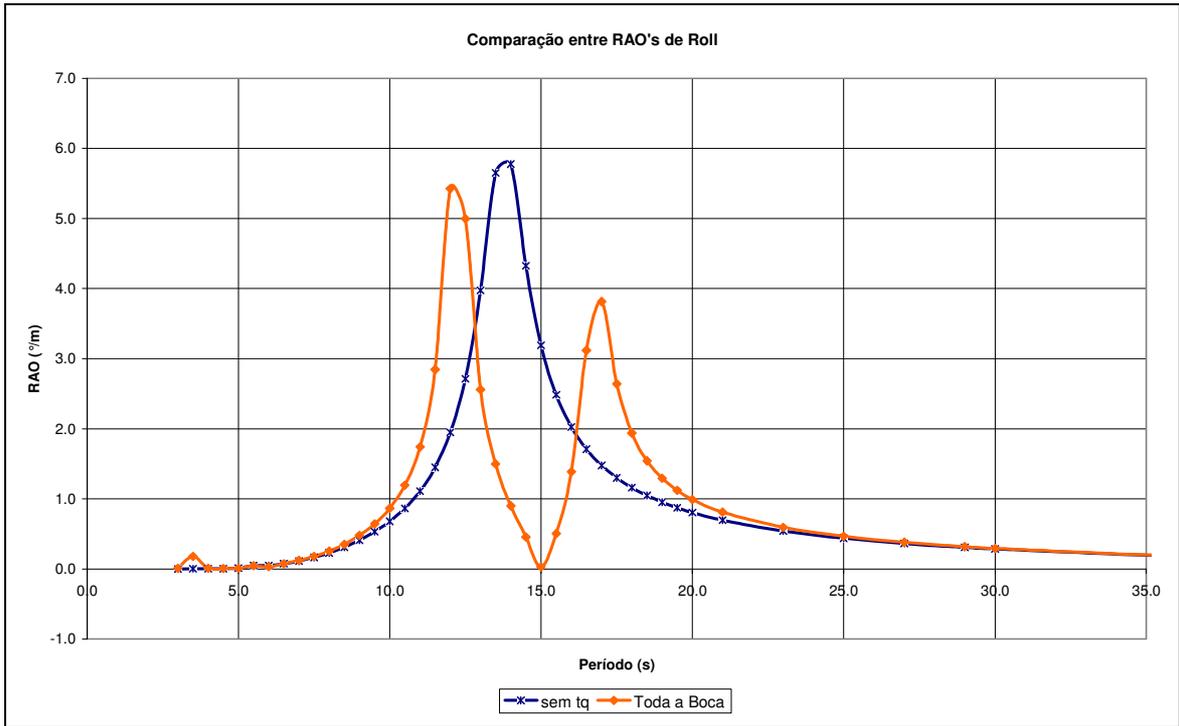
Provavelmente a diferença entre os RAO's poderia ser maior caso o amortecimento no interior dos tanques de estabilização fosse incluída na análise, entretanto, o WAMIT não permite esta verificação.

Em termos de % do deslocamento total, 1 tanque com enchimento de 5% corresponde um percentual de 0.55% da massa total da unidade, já com 2 tanques com corresponde à um percentual de 1.10% e o caso com 3 tanques corresponde à um percentual de 1.65% da massa total da unidade. Estes valores ainda são menores do que os 5% recomendados por BHATTACHARYYA [02].

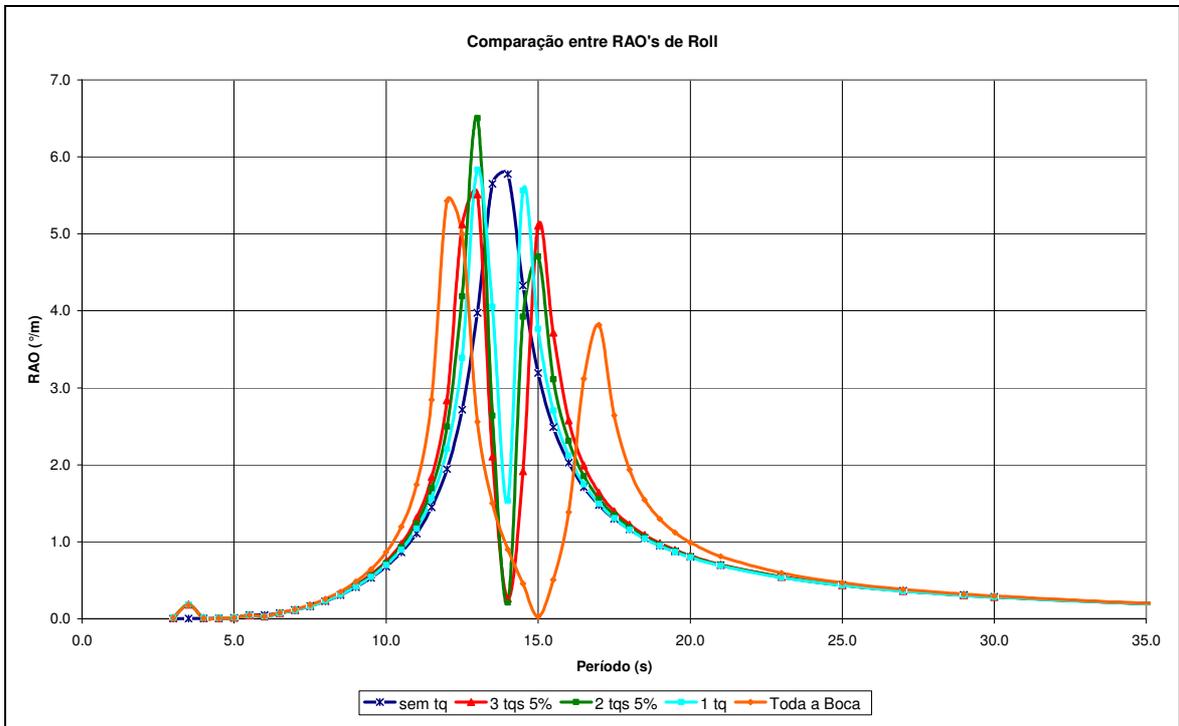
Pode ser visto também que o caso considerando dois tanques de estabilização, apesar de no período da ressonância apresentar um resultado bastante próximo ao caso com três tanques, apresenta o primeiro pico do RAO maior que os outros dois casos comparados. Estes resultados confirmam a necessidade de ser considerado o amortecimento no interior do tanque, pois há uma amplificação excessiva tanto nos dois novos picos da curva quanto no cavado no período de ressonância.

Uma análise adicional foi feita utilizando toda a boca da embarcação como tanque de estabilização. Desta forma, o tanque de estabilização tem 57.3 m de boca. Para ajustar o período natural do tanque com esta característica com o período natural do movimento de roll foi utilizada a equação 2.60, deste modo, a altura do enchimento do tanque tem 7.35 m, o que representa um enchimento de 25% do volume total. A massa contida no tanque de estabilização é de aproximadamente 15.000 toneladas, o que representa 6% da massa total da unidade, estando de acordo com a recomendação de BHATTACHARYYA [02].

As Figuras 23 e 24 apresentam a comparação entre os RAOs de roll sem tanque de estabilização com o tanque que ocupa toda a boca da embarcação e com os tanques de estabilizações propostos anteriormente. Pode-se perceber claramente que ocorre um alargamento da região entre os dois picos do RAO de roll, tornando o tanque mais efetivo no controle do balanço transversal.



**Figura 23** – Comparação entre os RAO's sem tanque e com tanque de costado a costado.

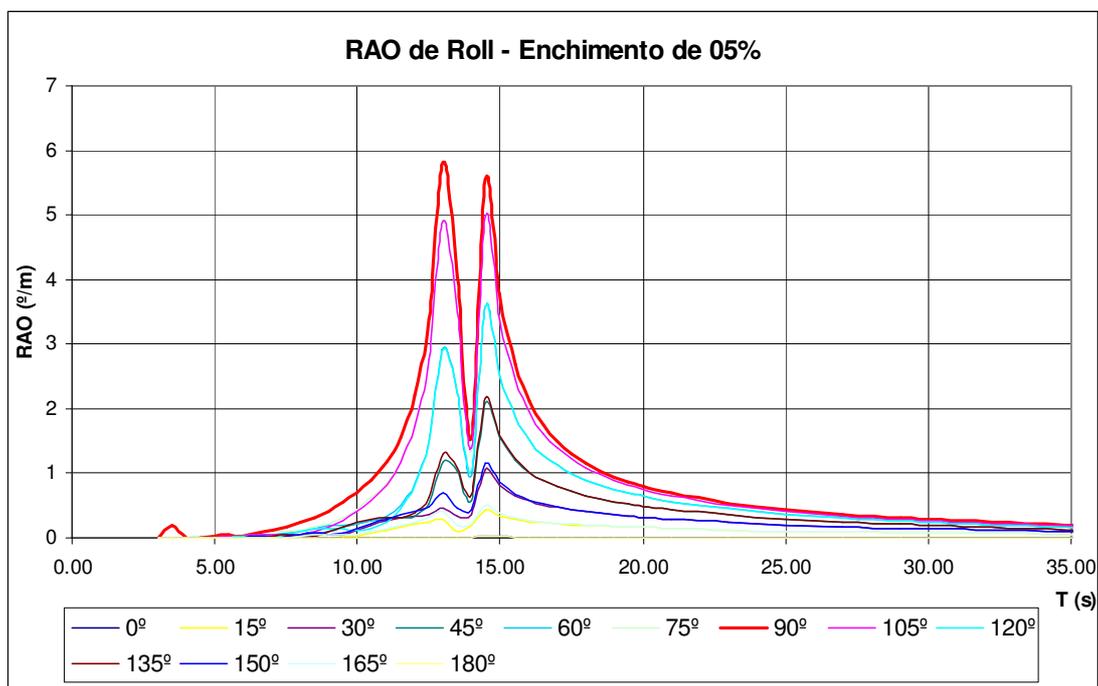


**Figura 24** – Comparação entre os RAO's sem tanque e com todos os tanques propostos.

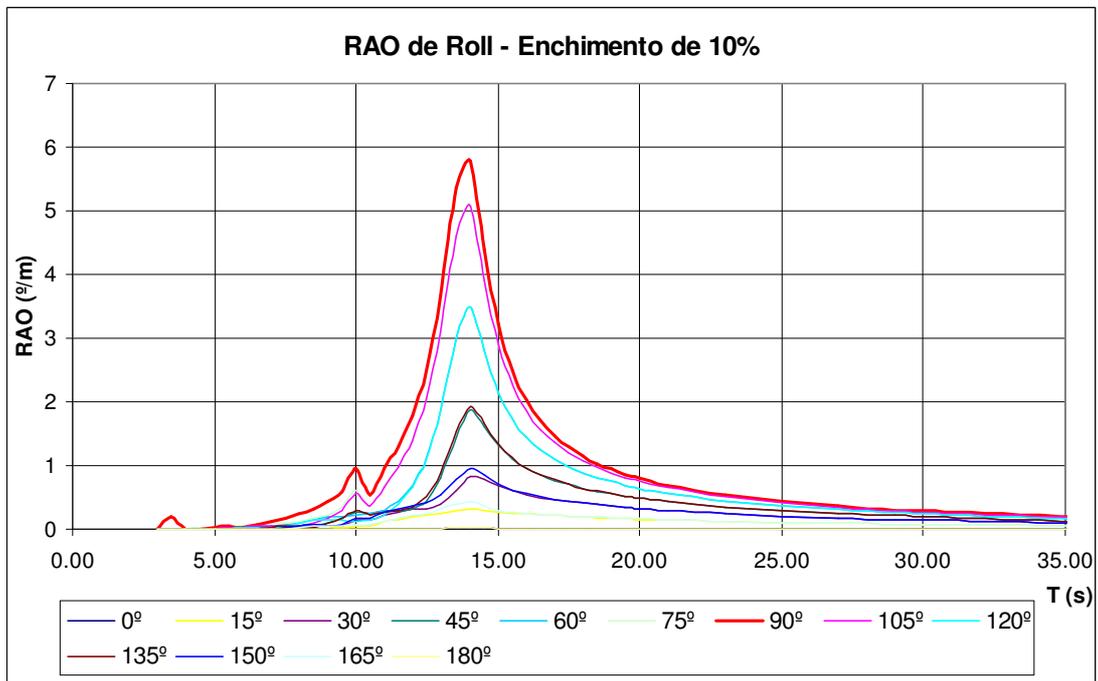
## 2.8 Variação do Ângulo de Incidência de Ondas

Para verificar a influência dos tanques de estabilização no modelo do programa WAMIT foram variadas os ângulos de incidência de onda no modelo considerando os enchimentos analisados previamente.

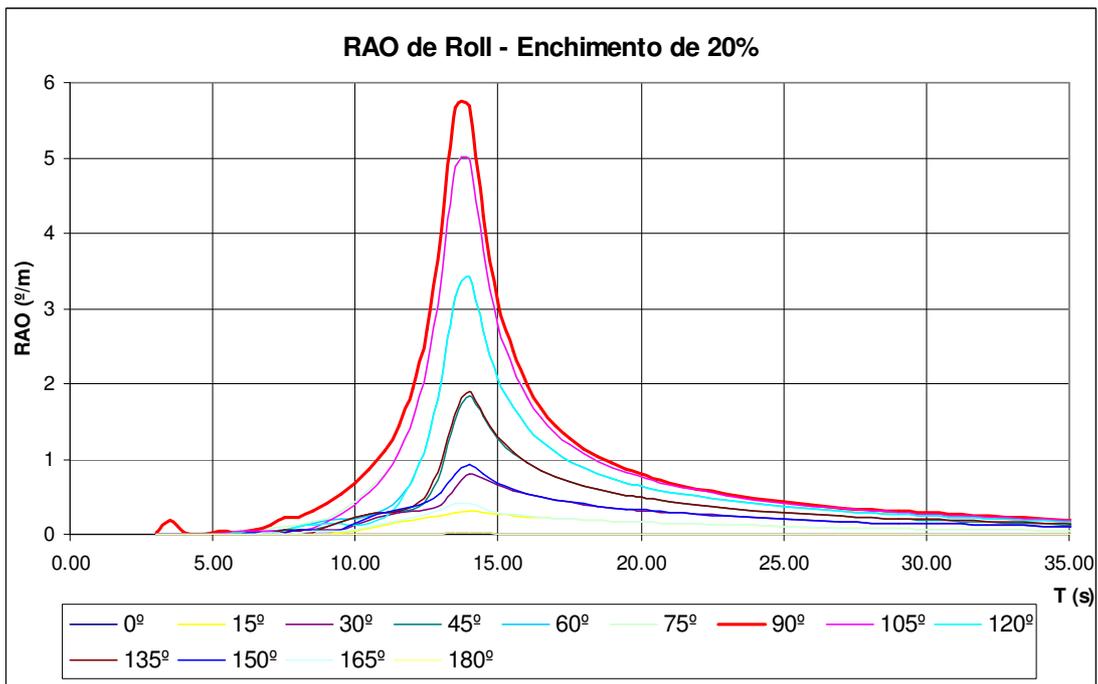
Este estudo foi feito porque conforme o ângulo de incidência de ondas é variado o período natural de excitação do movimento de joga também se altera. Desta maneira, o enchimento dos tanques deve ser alterado para que a resposta da embarcação continue em níveis baixos em torno do período natural.



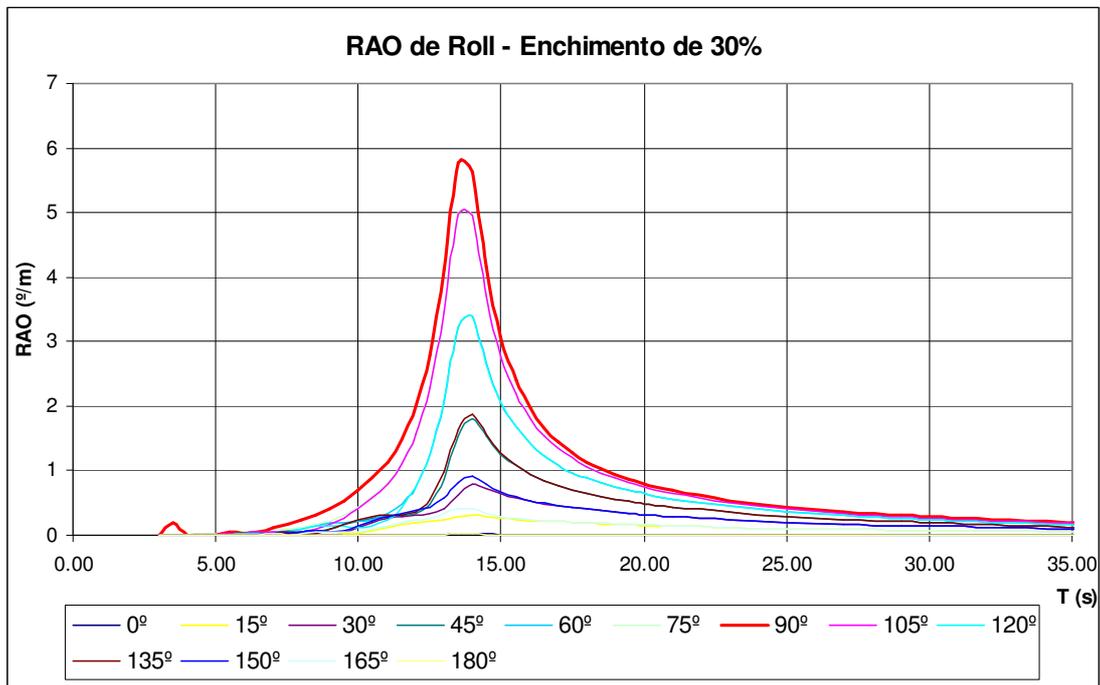
**Figura 25** – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 05%



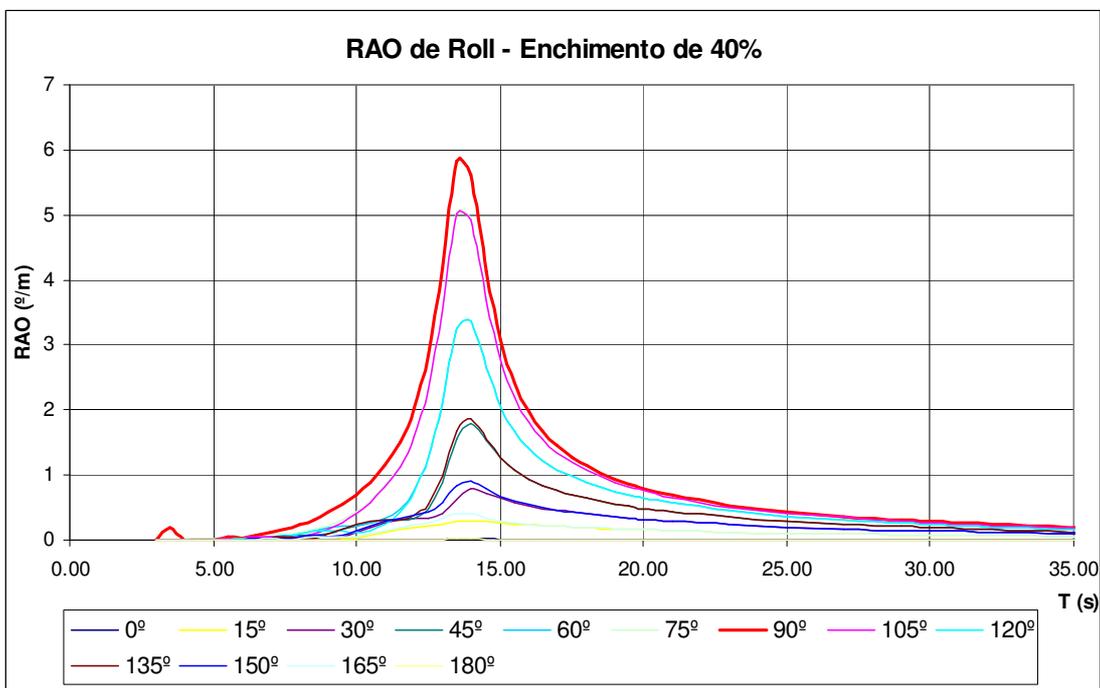
**Figura 26** – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 10%



**Figura 27** – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 20%



**Figura 28** – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 30%



**Figura 29** – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 40%

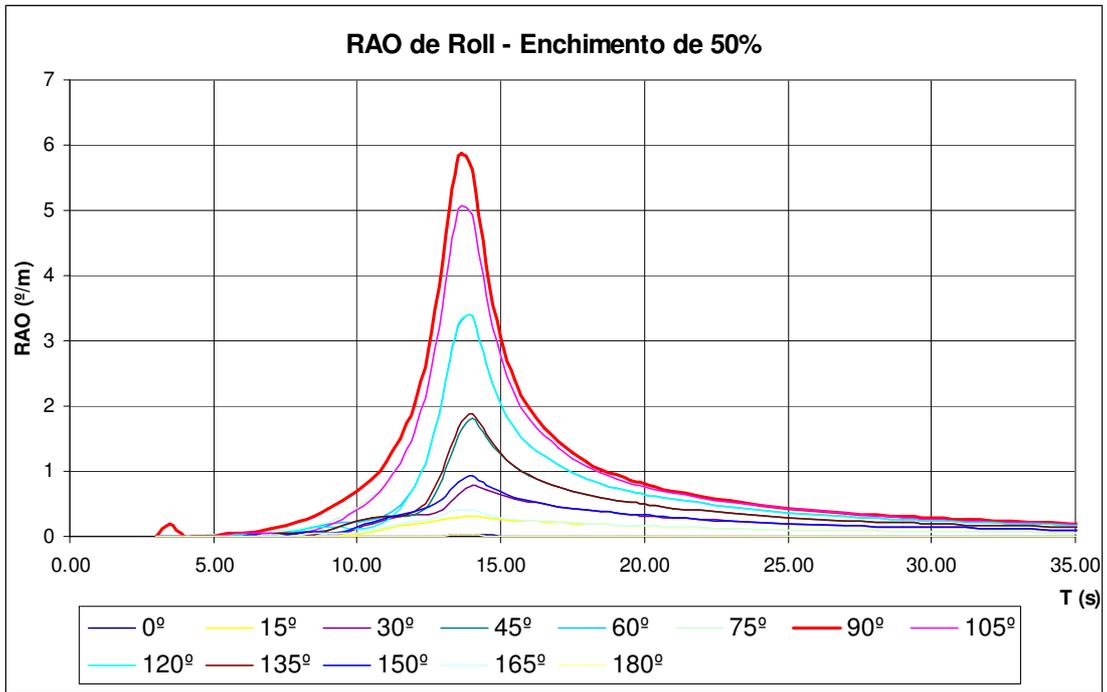


Figura 30 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 50%

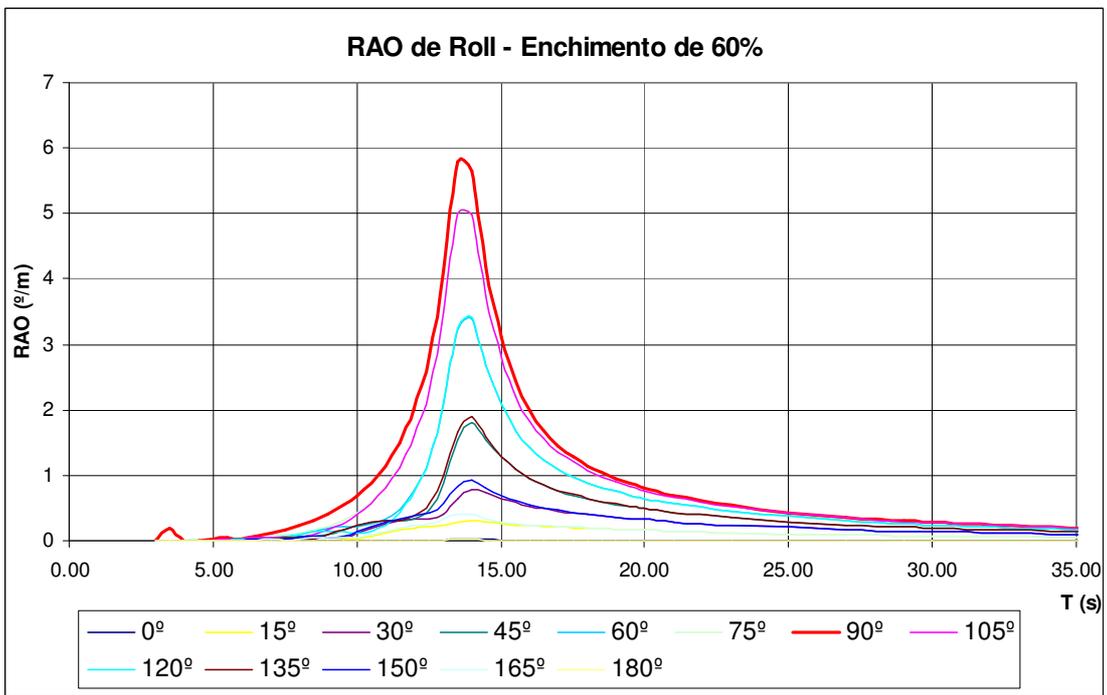
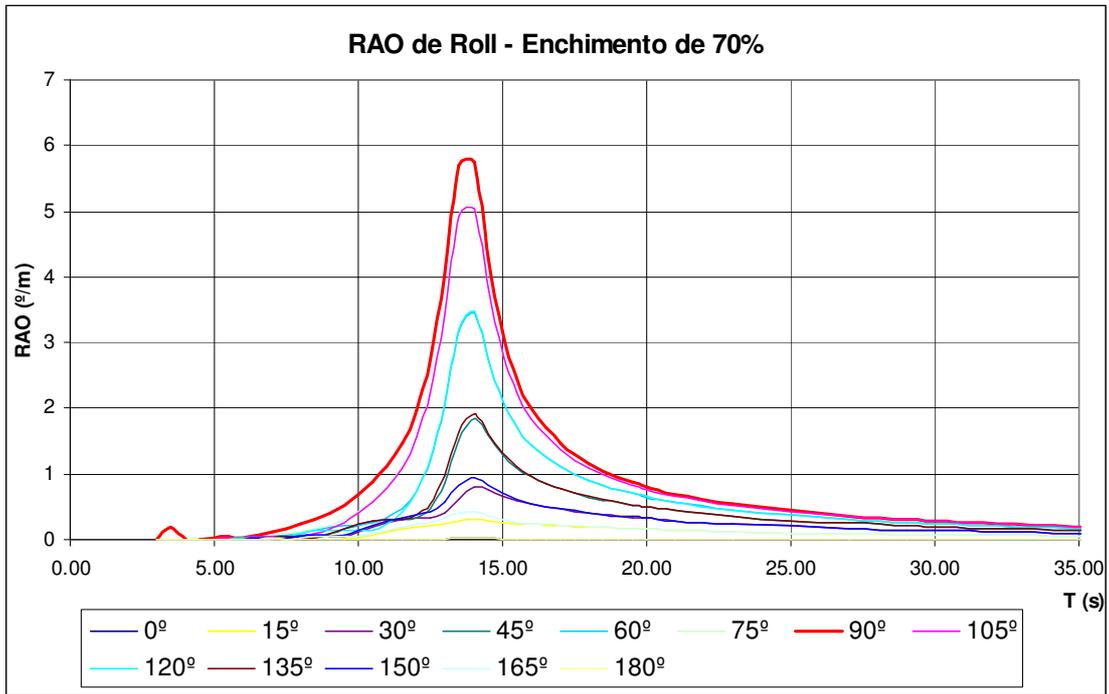
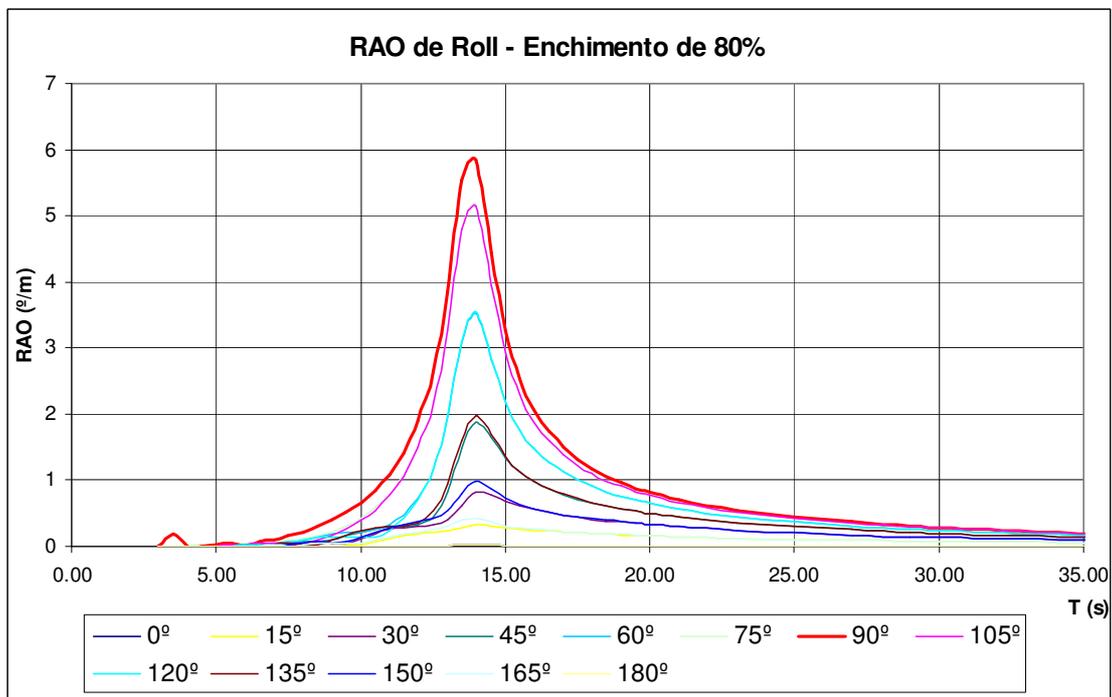


Figura 31 – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 60%



**Figura 32** – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 70%



**Figura 33** – Variação do ângulo de incidência de ondas para o enchimento de 80%

A partir dos RAO's do movimento de jogo, variando o enchimento e o ângulo de incidência de ondas pode ser notado que o efeito do tanque de estabilização somente é observado para os casos que os enchimentos são 5% e 10%.

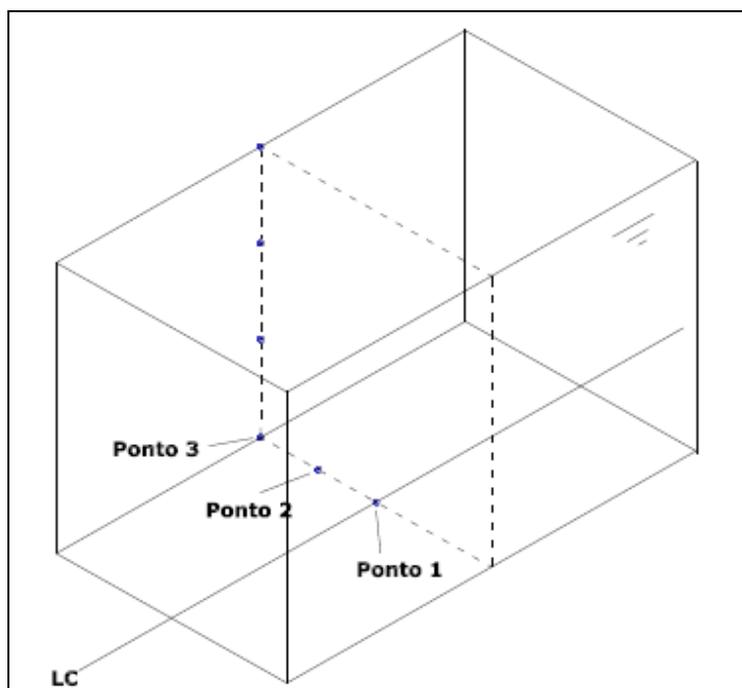
O caso com enchimento de 5% mostra que mesmo variando o ângulo de incidência de ondas, o RAO de jogo é afetado pelo tanque de estabilização que continua sendo efetivo para os demais ângulos de incidência.

## **2.9 Cálculo da Pressão no Interior do Tanque de Estabilização**

O cálculo da pressão no interior do tanque de estabilização é dado na forma de um RAO de pressão nos painéis que constituem a geometria do tanque.

Pelo fato do programa WAMIT não considerar os efeitos viscosos em seus cálculos a pressão calculada nesta etapa considera apenas os efeitos potenciais.

Foram selecionados três pontos no interior do tanque de estabilização para que sejam analisadas as pressões nestes locais. Os pontos escolhidos estão na parte do fundo e ao centro do tanque, distribuídos transversalmente. A Figura 32 mostra a disposição dos pontos de análise selecionados.



**Figura 34** – Pontos de análise da pressão no tanque de estabilização.

As coordenadas dos pontos de análise são na Tabela 6, sendo que estão em relação ao eixo local mostrado na figura anterior.

**Tabela 6** – Coordenadas dos pontos de análise

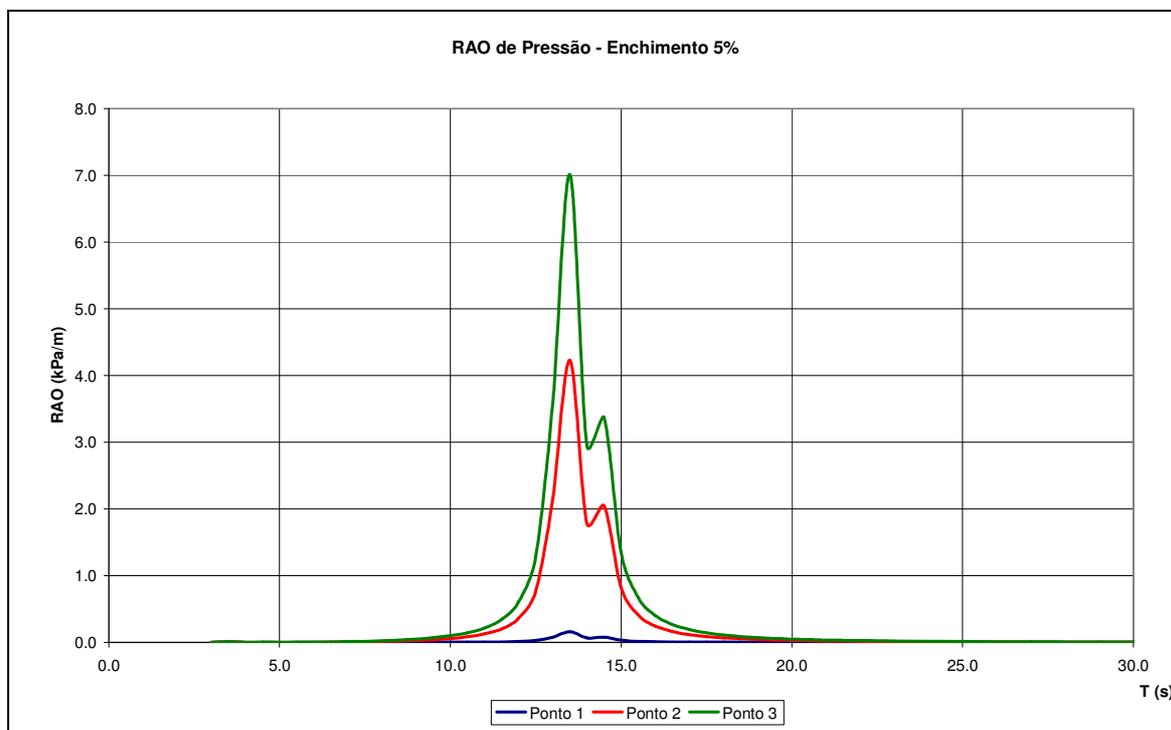
Ponto	X (m)	Y (m)	Z (m)
1	17.500	0.000	0.000
2	17.500	6.713	0.000
3	17.500	13.425	0.000

A pressão calculada pelo programa WAMIT no corpo está de relacionada com velocidade potencial do escoamento pela equação de Bernoulli linearizada como em 2.60.

$$p = -\rho \cdot \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (2.60)$$

Para analisar o comportamento da pressão no interior do tanque de estabilização foram selecionados dois enchimentos previamente calculados, o primeiro considerou o tanque trabalhando na ressonância, ou seja, o nível do tanque a 5% e o outro considerou o tanque cheio pela metade, ou seja, o nível do tanque a 50% do máximo.

No gráfico a seguir é mostrado o RAO de pressão para os pontos de análise selecionados, considerando o tanque ajustado para trabalhar na ressonância do movimento de jogo da embarcação com um enchimento de 5%.

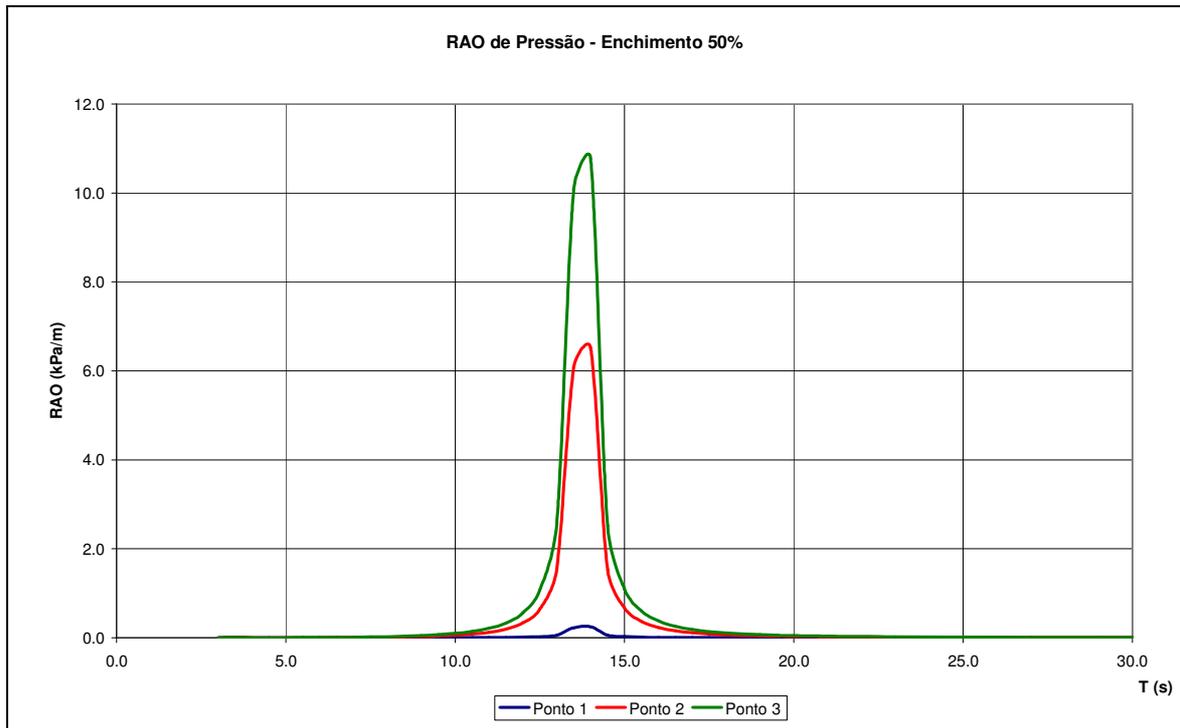


**Figura 35** – RAO de pressão hidrodinâmica com tanque a 5%

Pode ser notado que no período de aproximadamente 13,50 segundos, onde ocorre a ressonância do movimento de jogo é a região onde existe um pico de pressão hidrodinâmica indicando que o tanque de estabilização é mais eficiente justamente neste período.

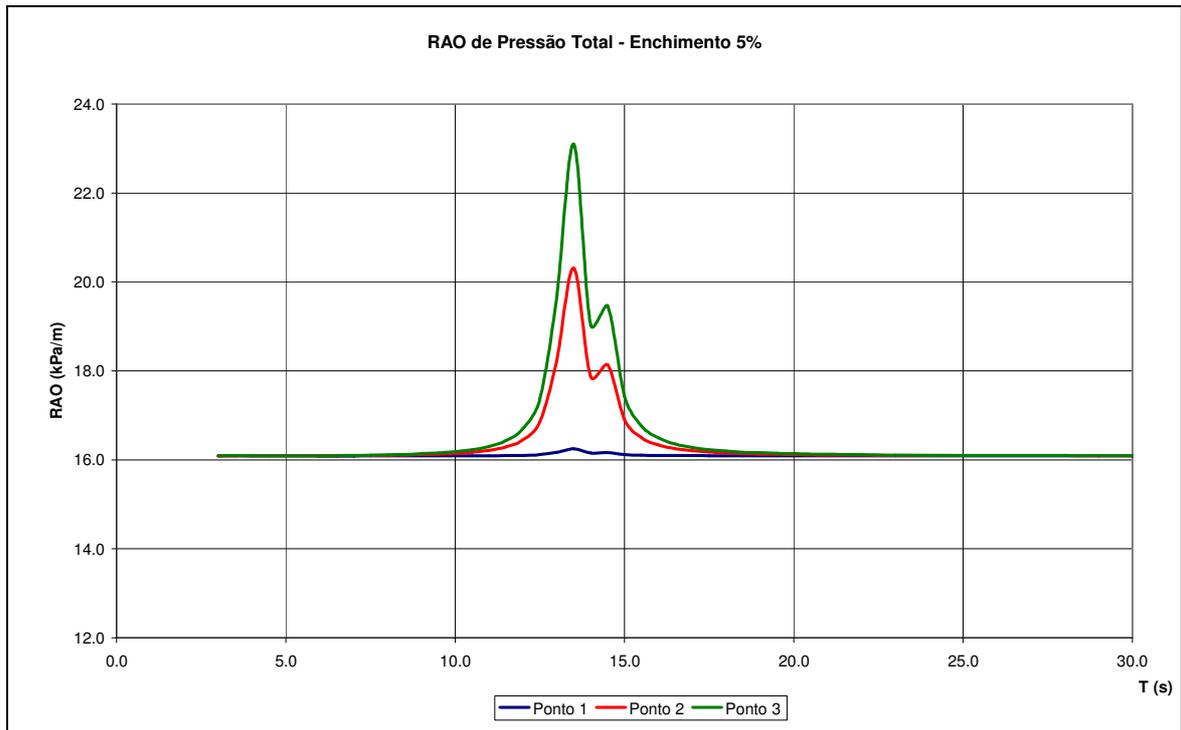
Nota-se ainda que o ponto 3 que é o mais próximo da região da parede tem a maior pressão no fundo do tanque e que o efeito desta parede diminui quanto mais próximo do centro do tanque.

O próximo RAO de pressão hidrodinâmica na Figura 34 mostra o comportamento dos mesmo três pontos analisados para um enchimento de 50%.

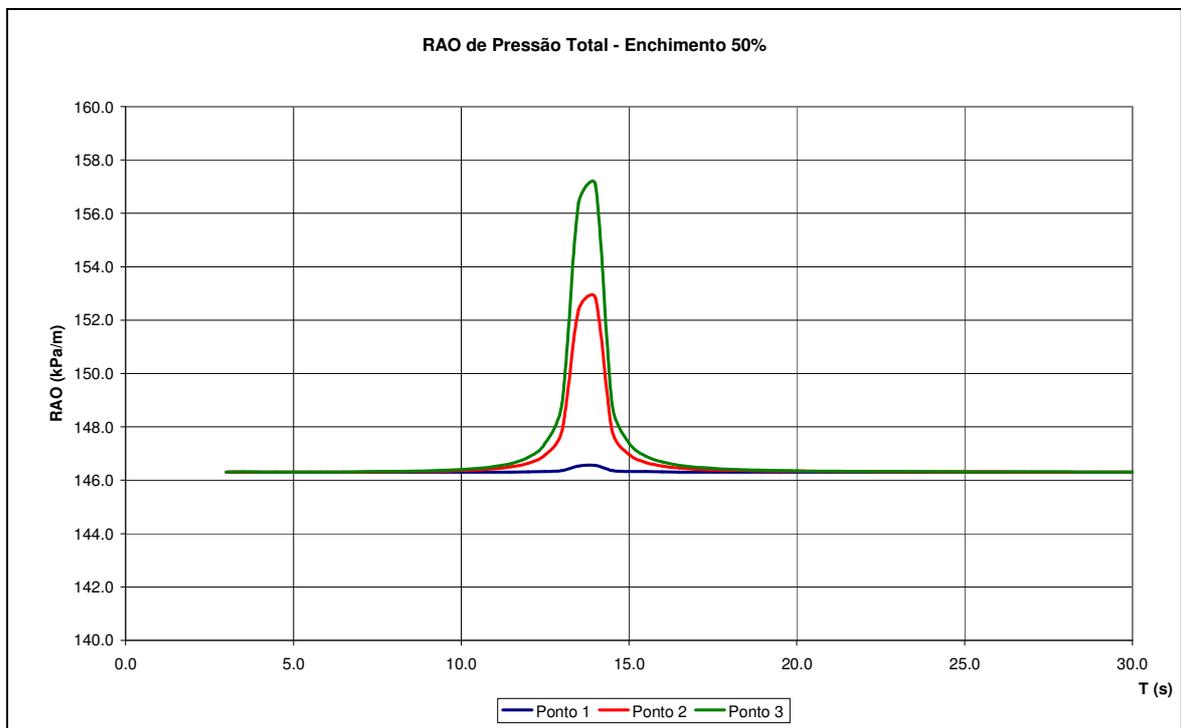


**Figura 36** – RAO de pressão hidrodinâmica com tanque a 50%

Então considerando a parcela de pressão hidrostática dos enchimentos dos tanques de estabilização os RAOs de pressão nos pontos de análise ficam como nas Figuras 34 e 35.



**Figura 37** – RAO de pressão total com tanque de estabilização a 5%



**Figura 38** – RAO de pressão total com tanque de estabilização a 50%

Comparando a pressão hidrodinâmica com a pressão total nos pontos de análise pode ser visto que para o ponto 3 o percentual da resposta hidrodinâmica corresponde a aproximadamente 50% da pressão total para o caso de enchimento de 5% do tanque, enquanto no enchimento de 50% este percentual para o mesmo ponto é de aproximadamente 8%.

Deste modo pode-se verificar a influência do período natural do tanque na pressão hidrodinâmica no interior do tanque.

## **3 Dinâmica dos Fluidos Computacional**

### **3.1 Histórico**

Os computadores são utilizados para solucionar os problemas relativos a escoamentos ao longo de vários anos. Vários programas foram desenvolvidos para problemas específicos ou classes específicas de problemas.

A partir da década de setenta a complexa matemática requerida para a generalização dos algoritmos começou a ser entendida e os programas generalistas para resolver problemas de dinâmica dos fluidos computacional iniciaram o desenvolvimento.

Os resultados destes esforços começaram a surgir no início dos anos oitenta, porém, os requisitos computacionais eram enormes e demandavam máquinas extremamente avançadas e ainda assim o tempo das análises era extremamente longo.

Por conseqüência estes programas eram utilizados quase que exclusivamente por universidades e cientistas. Os recentes avanços computacionais de processamento e visualização gráfica tornaram os programas de dinâmica dos fluidos computacionais mais populares, pois o trabalho de resolução e análise dos resultados foi bastante facilitado pelo fato do tempo demandado ter diminuído.

Adicionalmente algoritmos mais robustos foram desenvolvidos o que tornou o processo de resolução dos programas mais robustos e principalmente mais eficientes do ponto de vista computacional. A principal vantagem do uso destes programas está no baixo custo quando comparado com uma série de testes experimentais.

### 3.2 Base Teórica

O conjunto de equações de diferenciais parciais que descrevem os processos de quantidade de movimento, calor e transferência de massa foram estabelecidas no início do século dezanove e não há até os dias de hoje solução analítica para estas equações, a não ser para alguns casos particulares. Porém pode-se discretizar e resolvê-la numericamente.

A seguir mostra-se a equação de Navier-Stokes. Também é feito um breve desenvolvimento desta equação.

$$\rho \cdot \frac{dV}{dt} = \nabla \cdot \tau_{ij} - \nabla p + \rho \cdot g \quad (3.1)$$

As equações (3.2) mostram as três componentes da equação 3.1.

$$\begin{aligned} \rho \cdot g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= \rho \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ \rho \cdot g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} &= \rho \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ \rho \cdot g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} &= \rho \cdot \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial w}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial w}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.2)$$

A equação de Navier-Stokes descreve os regimes laminares e turbulentos sem a necessidade de informações adicionais. Porém, os escoamentos turbulentos com números de Reynolds aplicáveis em escoamentos reais implicaria em escalas de comprimento dos elementos volumétricos da malha muito menores do que podem ser utilizadas na análise numérica.

A utilização de elementos suficientemente refinados capazes de simular com maior exatidão o que ocorre nos escoamentos requereriam um poder computacional que não deve ser atingido num futuro próximo.

O modelo de turbulência utilizado na modelagem do problema de “sloshing” foi o conhecido por k-ε, sendo que a origem do k vem de energia cinética do inglês “kinetic energy” e a origem do ε vem do modelo de dissipação de energia por geração de pequenos vórtices do inglês “eddy”.

O modelo de turbulência k-ε introduz ao problema duas novas variáveis no sistema de equações. A equação da continuidade é dada em (3.3).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (3.3)$$

E a equação da quantidade de movimento é rescrita conforme pode ser visto em (3.4).

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = -\nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T + B \quad (3.4)$$

Sendo que B é a soma de todas as forças de corpo e a viscosidade efetiva ( $\mu_{eff}$ ) é descrita por:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.5)$$

Onde a viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ) é correlacionada com a energia cinética via a relação a seguir.

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.6)$$

Onde  $C_\mu$  é uma constante e os valores de k e ε são obtidos das equações diferenciais para turbulência devido a energia cinética e pela relação de dissipação.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} \cdot (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3.8)$$

Sendo que  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são constantes e  $P_k$  é a produção de turbulência devido às forças viscosas e de empuxo.

O método de solução utilizado no código comercial adotado neste trabalho, o CFX, é baseado na técnica de volumes finitos. Nesta técnica a região de interesse é dividida em pequenas sub-regiões chamadas de volume de controle. As equações são discretizadas e resolvidas iterativamente para cada volume.

O método de resolução do sistema de equações discretizadas e linearizadas é baseado no método de fatoração ILU (“Incomplete Lower Upper”). Esse método resolve as equações de forma iterativa. A forma geral do método pode ser escrita em forma matricial como em 3.9.

$$[A] \cdot [\phi] = [b] \quad (3.9)$$

Onde  $[A]$  é a matriz dos coeficientes,  $[\phi]$  é o vetor solução e  $[b]$  é o vetor resultante que segue orientação da regra da mão direita. A Equação 3.9 pode ser resolvida supondo que a solução aproximada é polinomial do tipo  $f^n$ . A solução é aprimorada pela correção  $\phi'$ , que eleva o grau da solução para  $f^{n+1}$ .

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \phi' \quad (3.10)$$

Onde a  $\phi'$  é solução de:

$$\dot{A} \cdot \phi' = r^n \quad (3.11)$$

Sendo o  $r^n$  residual obtido pela seguinte equação:

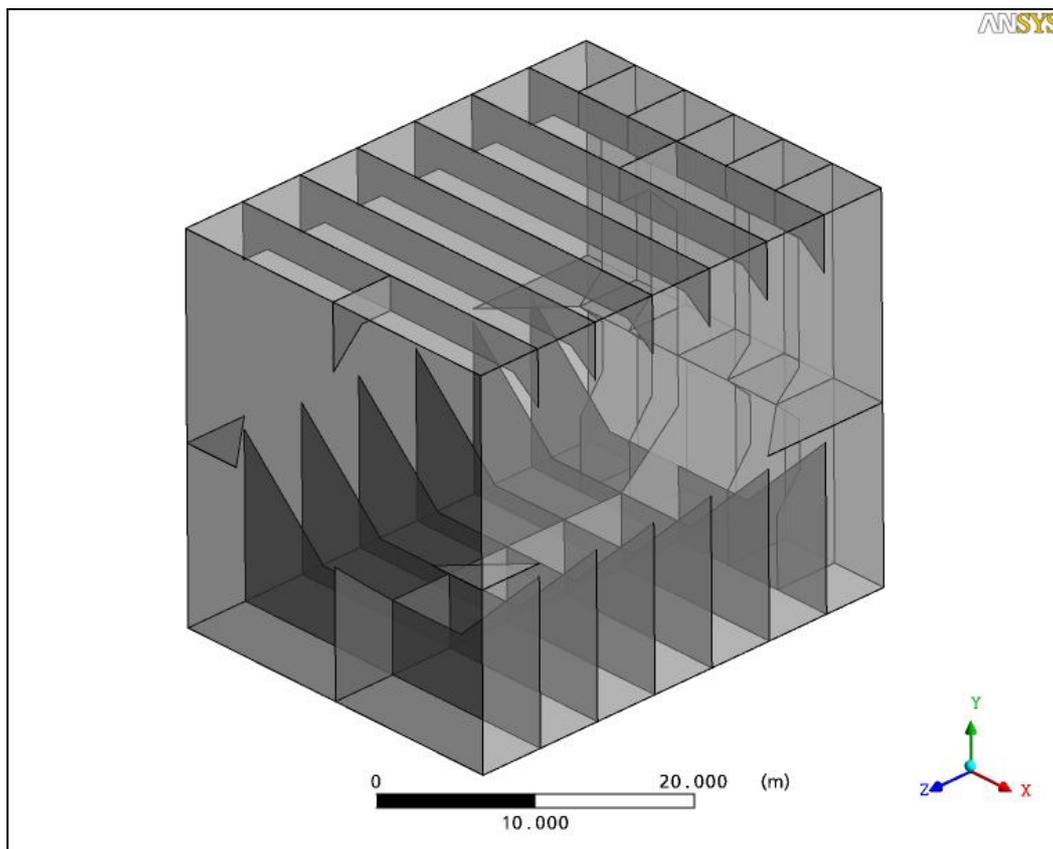
$$r^n = b - A \cdot \phi^n \quad (3.12)$$

### 3.3 Modelagem do Problema

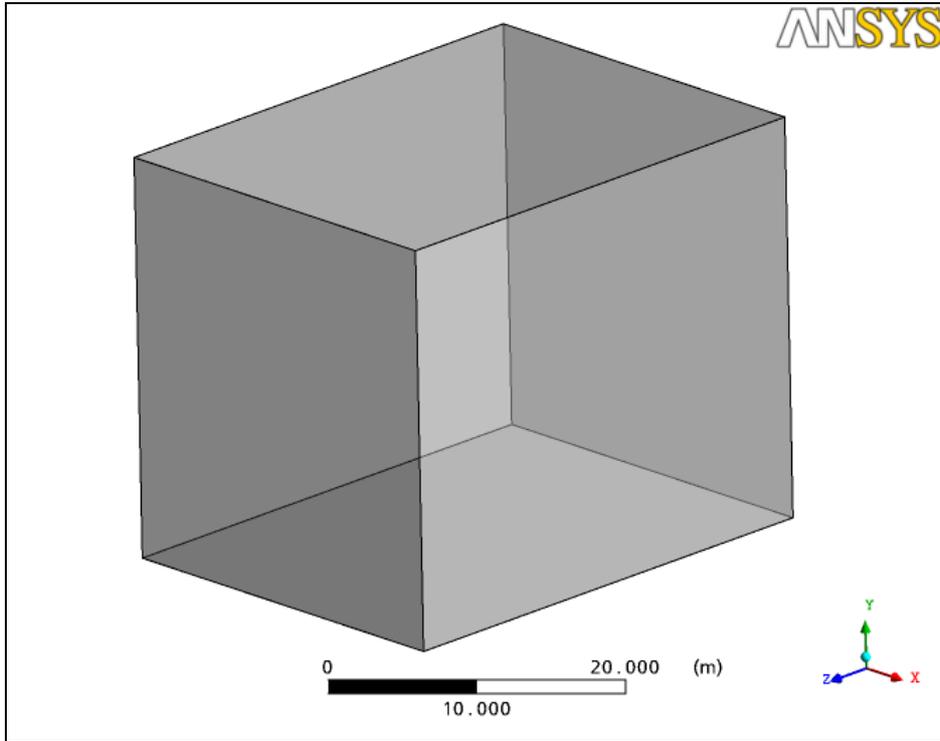
Como dito, para a modelagem do problema foi utilizado o código comercial CFX que é amplamente acessível e testado no mercado.

Foram construídos dois modelos do mesmo tanque analisado pelo programa WAMIT. No primeiro foram inseridos todos os reforços estruturais gigantes que se localizam no interior do tanque e no segundo não foram incluídos os reforços estruturais no interior do tanque, exatamente conforme o problema foi modelado no programa WAMIT. Ver Figuras 37 e 38.

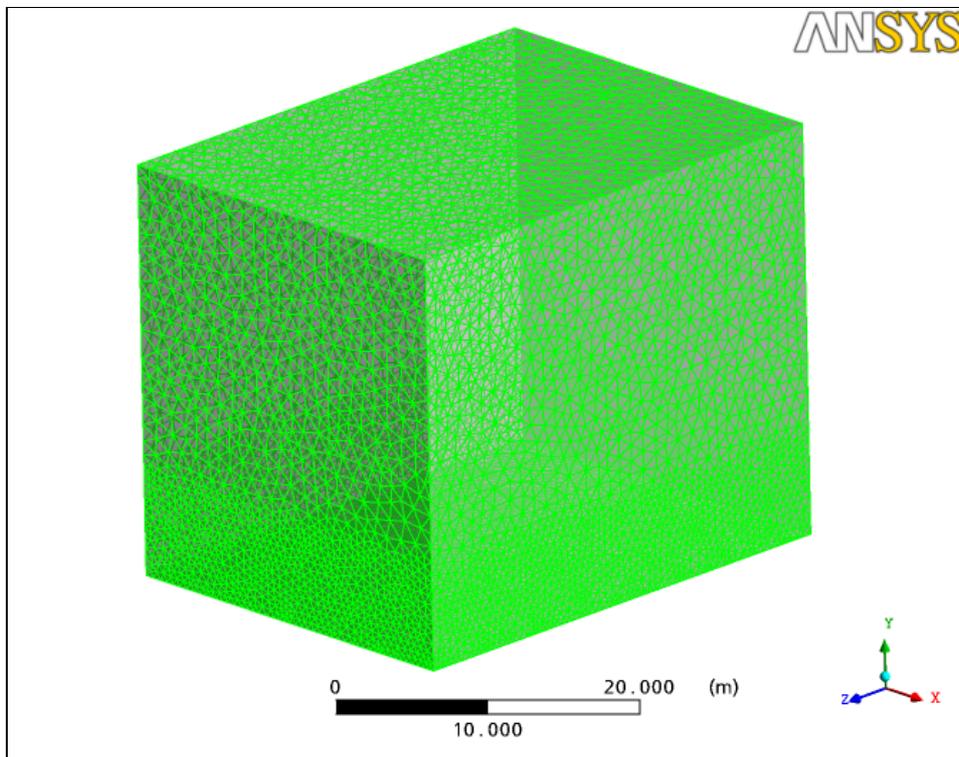
Os modelos foram construídos no programa comercial ANSYS ICEM CFD, onde foi gerada toda a malha superficial e volumétrica requerida pelo programa CFX para a configuração da física do problema. A malha volumétrica pode ser vista na Figura 39.



**Figura 39** – Geometria do tanque com reforços internos no tanque



**Figura 40** – Geometria do tanque sem reforços internos no tanque

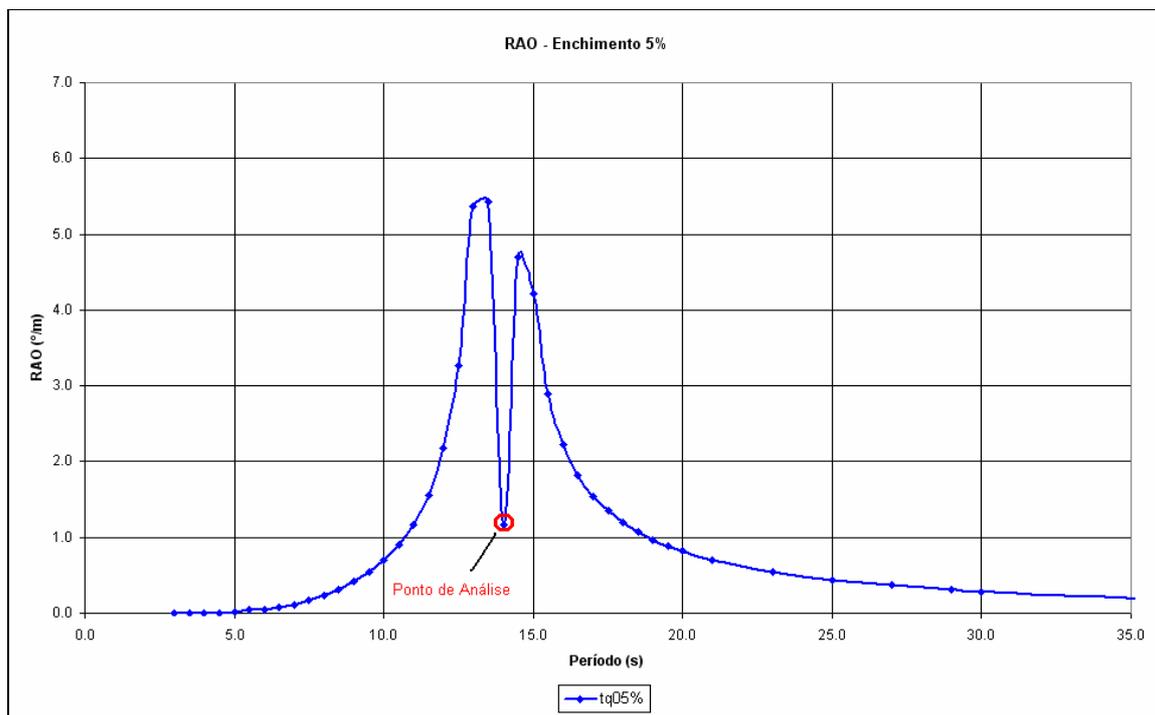


**Figura 41** – Malha volumétrica no interior do tanque sem reforços no interior do tanque

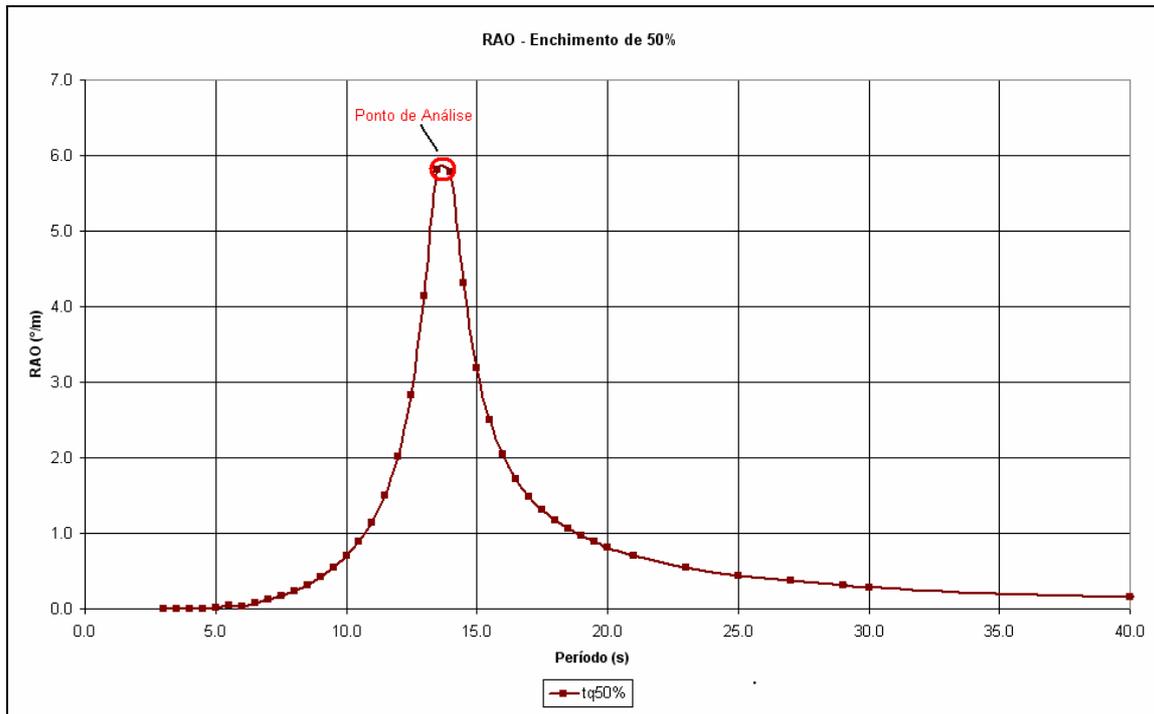
O movimento imposto ao tanque foi baseado no movimento de jogo do navio calculado pelo programa WAMIT considerando a utilização de tanque de estabilização parcialmente cheio.

Pelo fato do cálculo no programa CFX demandar um esforço computacional muito grande foram selecionados apenas dois valores de enchimento de tanque. Os enchimentos selecionados foram o de 5% e o de 50% do enchimento máximo possível.

Baseado nos RAOs do movimento de jogo da plataforma previamente calculados, foram selecionadas amplitudes e frequências correlatas para serem analisadas no programa CFX. Estes valores foram escolhidos pelo fato de representarem o máximo movimento do líquido no interior do tanque de estabilização ou o máximo movimento da plataforma. Ver Figuras 40 e 41.



**Figura 42** – Ponto do RAO analisado para enchimento de 5%



**Figura 43** – Ponto do RAO analisado para enchimento de 50%

Na Tabela 7 apresentam-se as coordenadas exatas dos pontos apresentados no gráfico do RAO.

**Tabela 7** – Pontos analisados

Enchimento	T(s)	RAO(°/m)
5%	14.0	1.16
50%	14.0	5.80

Como o cálculo se baseou no programa WAMIT, a amplitude de onda utilizada para gerar a movimentação do tanque no programa CFX foi de 1 metro. Considerando que o eixo de coordenadas adotado, assumiu o eixo X como transversal, o eixo Y como vertical e o eixo Z como longitudinal, o movimento de jogo foi imposto ao tanque através das seguintes equações.

$$\begin{aligned}
 desloc\_x &= r \cdot \cos(\theta(t)) \\
 desloc\_y &= r \cdot \sin(\theta(t))
 \end{aligned}
 \tag{3.13}$$

Sendo que  $r$  é a distância do ponto ao centro de rotação e  $\theta$  o ângulo de rotação em torno do eixo Z em relação à posição inicial. Para que haja uma correta representação do fenômeno o ângulo varia ao longo do tempo através do incremento  $d\theta$ .

O ângulo  $\theta$  foi representado pela seguinte equação 3.14.

$$\theta_i(t) = \theta_{i-1} + \omega \cdot f(t) \cdot \Delta t \quad (3.14)$$

Sendo que  $\omega$  é a velocidade angular,  $dt$  é o incremento de tempo e  $f(t)$  uma função do tipo degrau que regula o sinal do incremento angular para que o movimento simulado seja condizente com o movimento real.

A função degrau  $f(t)$  utilizada pode é dada em 3.15. Ressalta-se que a função degrau  $f(t)$  foi ajustada de acordo com a frequência analisada.

$$f(t) = \begin{cases} f(t) = 1, (0 \leq x < 3.5; 10.5 \leq x < 17.5; \dots) \\ f(t) = -1, (3.5 \leq x < 10.5; 17.5 \leq x < 24.5; \dots) \end{cases} \quad (3.15)$$

O passo de tempo foi fixado em 0.025 segundos e a velocidade angular foi calculada para cada um dos três casos analisados. No primeiro caso a fração volumétrica da água foi fixada em 5% e a do ar foi fixada em 95% do volume interno do tanque e a condição de contorno entre as fases foi a pressão atmosférica.

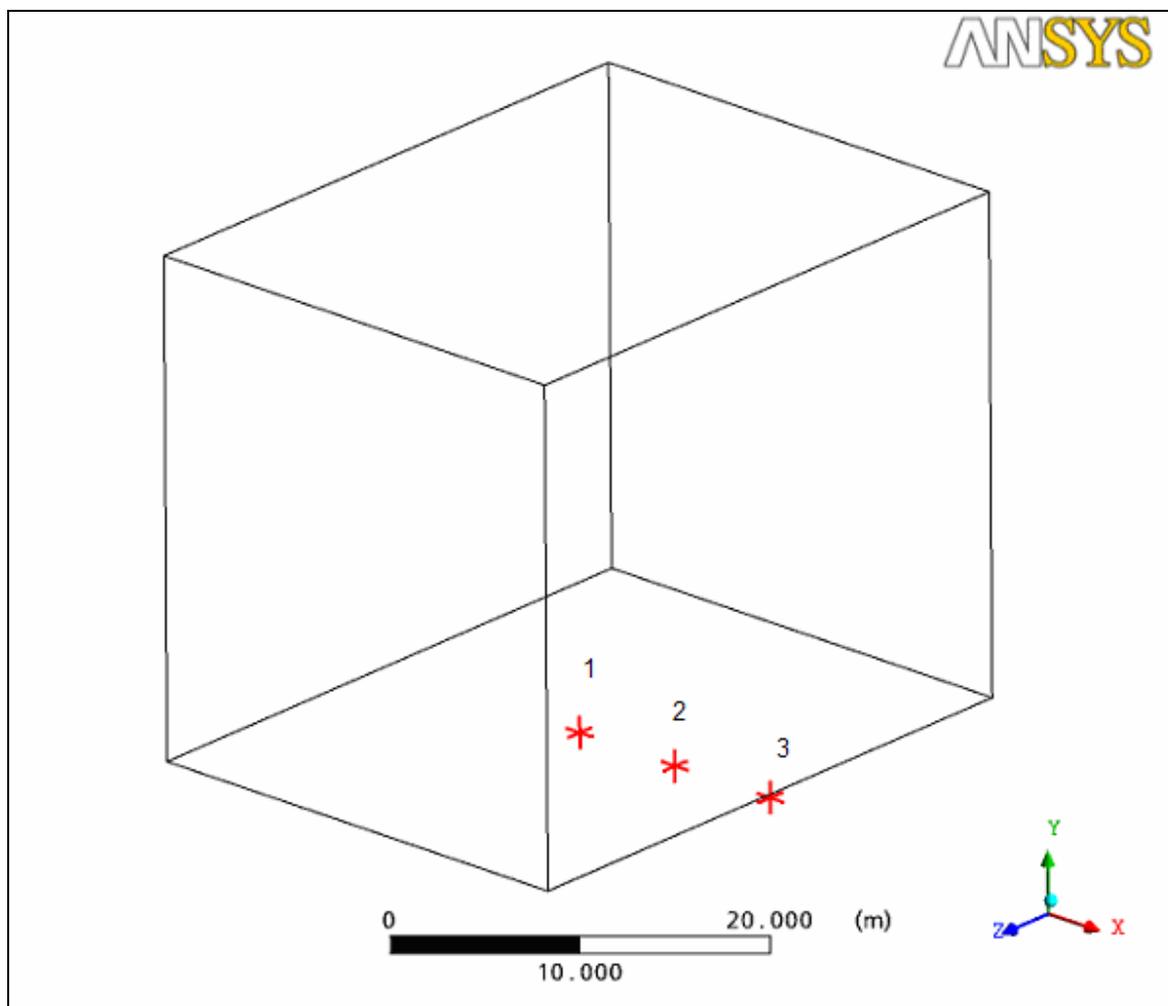
No segundo caso a mesma condição de contorno entre a água e o ar foi a mesma anteriormente utilizada. A fração volumétrica de água e ar definida foi de 50%.

A análise definida foi do tipo transiente com duração total de 50 segundos para cada caso de analisado.

### **3.4 Pontos de Análise**

Os mesmos pontos de análise utilizados no caso de aplicação do WAMIT (ver Figura 32) foram utilizados no programa de dinâmica computacional dos fluidos. Nestes pontos foram monitoradas as pressões ao longo do tempo para os dois pares de amplitude e período do movimento conforme mostrado nas Figuras 40 e 41.

Os pontos de análise do programa de dinâmica computacional dos fluidos podem ser vistos na Figura 43, representados pelos pontos vermelhos no fundo do tanque.



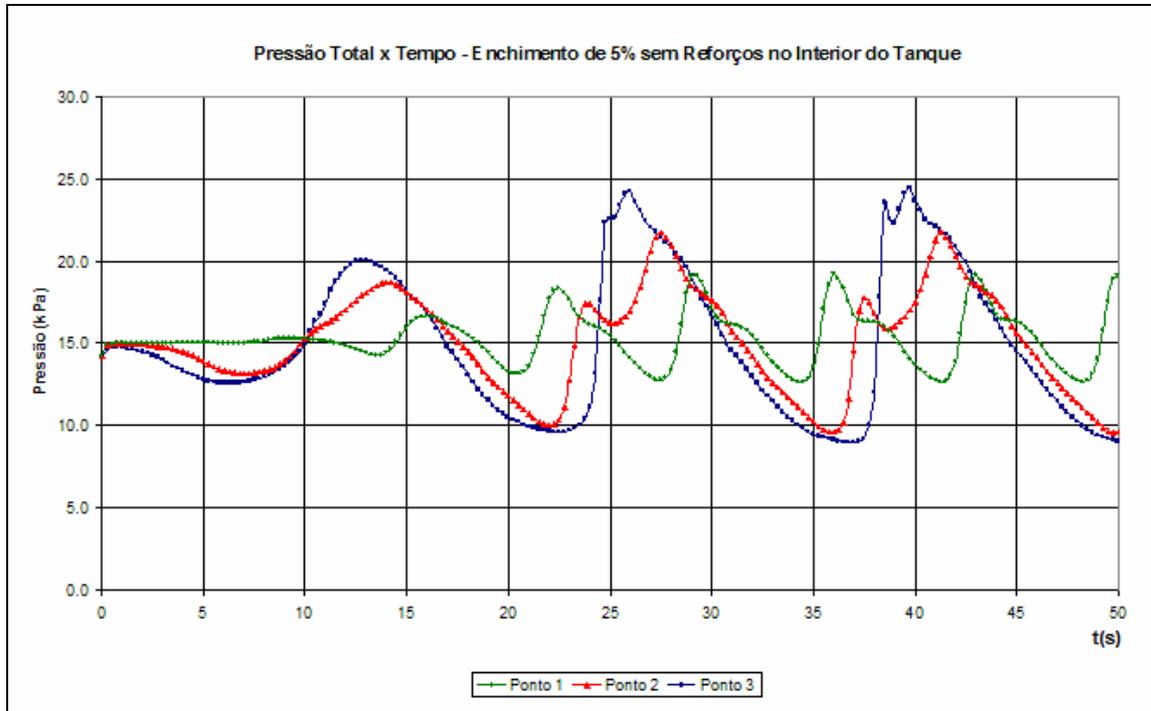
**Figura 44** – Pontos de análise no programa de CFD

A Tabela 8 mostra as coordenadas dos pontos de análise escolhidos.

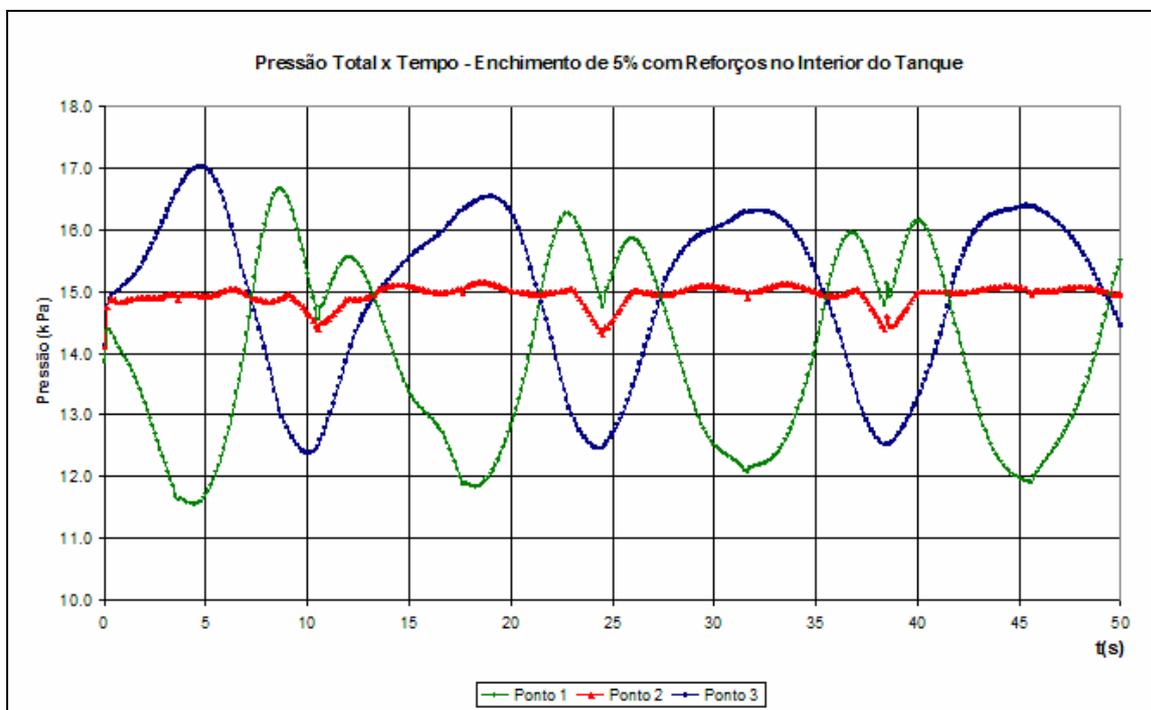
**Tabela 8** – Coordenadas dos pontos de análise

Ponto	X (m)	Y (m)	Z (m)
1	17.500	0.000	0.000
2	17.500	6.713	0.000
3	17.500	13.425	0.000

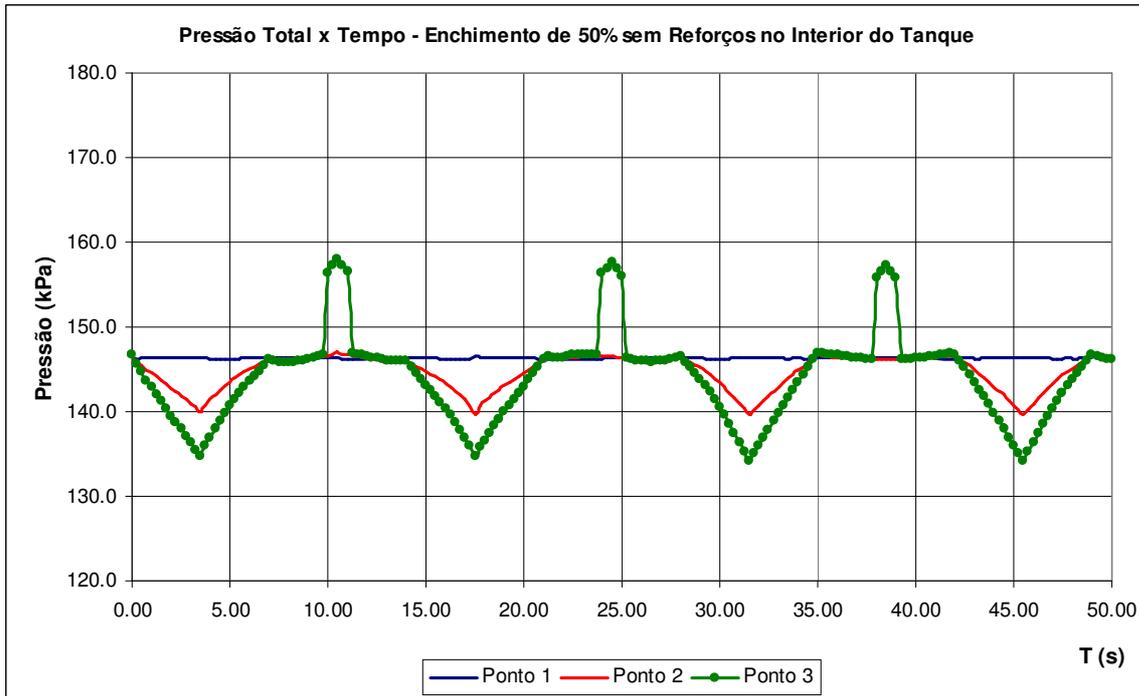
A pressão total nos pontos de análise é mostrada nas Figuras 44 e 45 para os enchimentos de tanque previamente definidos.



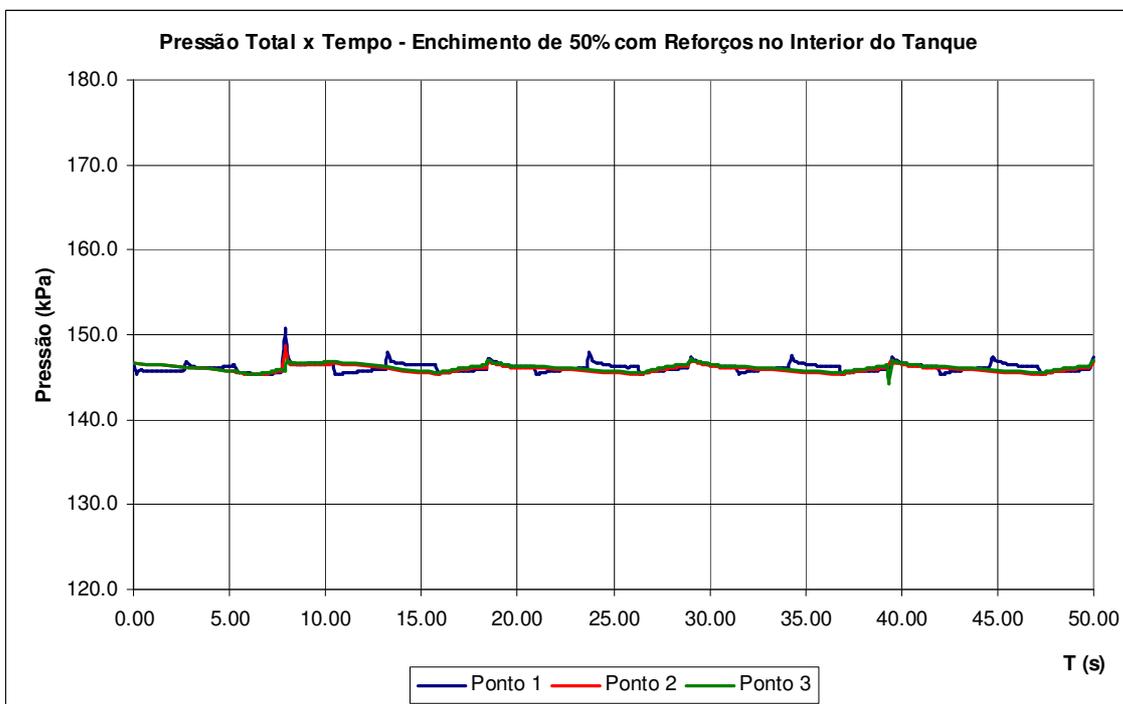
**Figura 45** – Pressão total ao longo do tempo para enchimento de 5%, sem reforços no tanque



**Figura 46** – Pressão total ao longo do tempo para enchimento de 5%, com reforços no tanque



**Figura 47** – Pressão total ao longo do tempo para enchimento de 50%, sem reforços no tanque



**Figura 48** – Pressão total ao longo do tempo para enchimento de 50%, com reforços no tanque

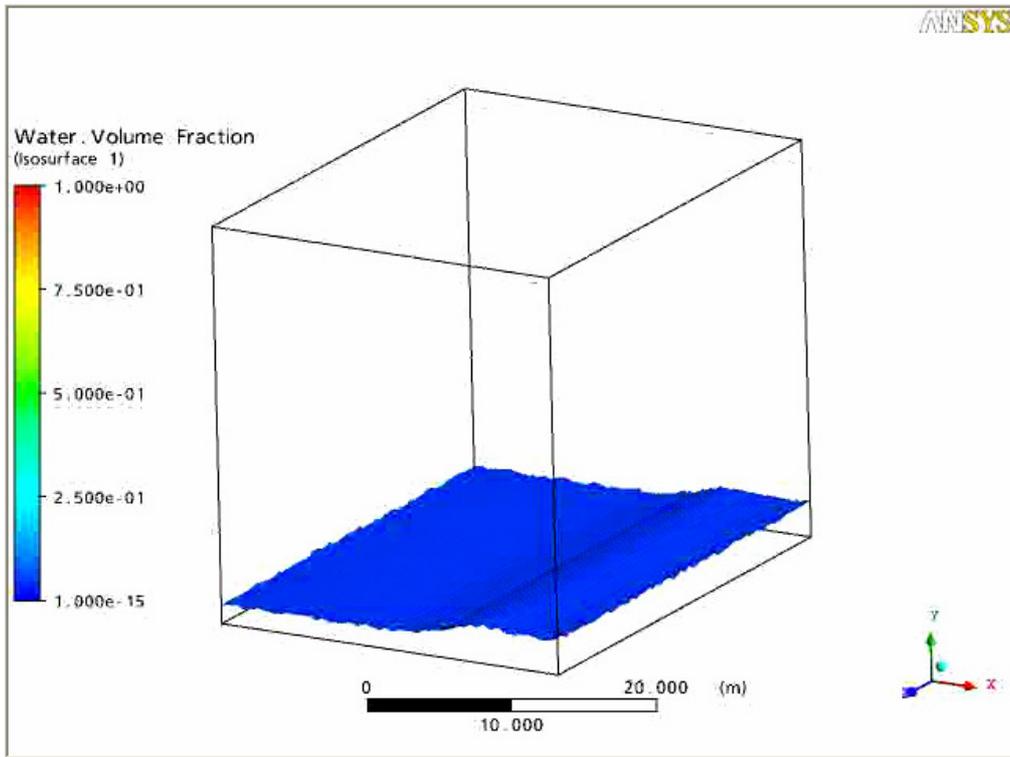
Comparando os valores de pressão total nos tanques com e sem estrutura interna no tanque para os enchimentos de 5% e 50% pode ser notada a grande influência que a estrutura interna exerce grande influência no amortecimento, no período natural do tanque e por consequência nos valores de pressão total nos pontos de análise.

Para o enchimento de 5% as diferenças entre os valores de pressão são bastante evidentes pois devido à existência de um reforço estrutural na linha de centro do tanque de carga analisado a boca do tanque é dividida ao meio para esta configuração no caso que considera a estrutura interna do tanque (ver Figuras 44 e 45).

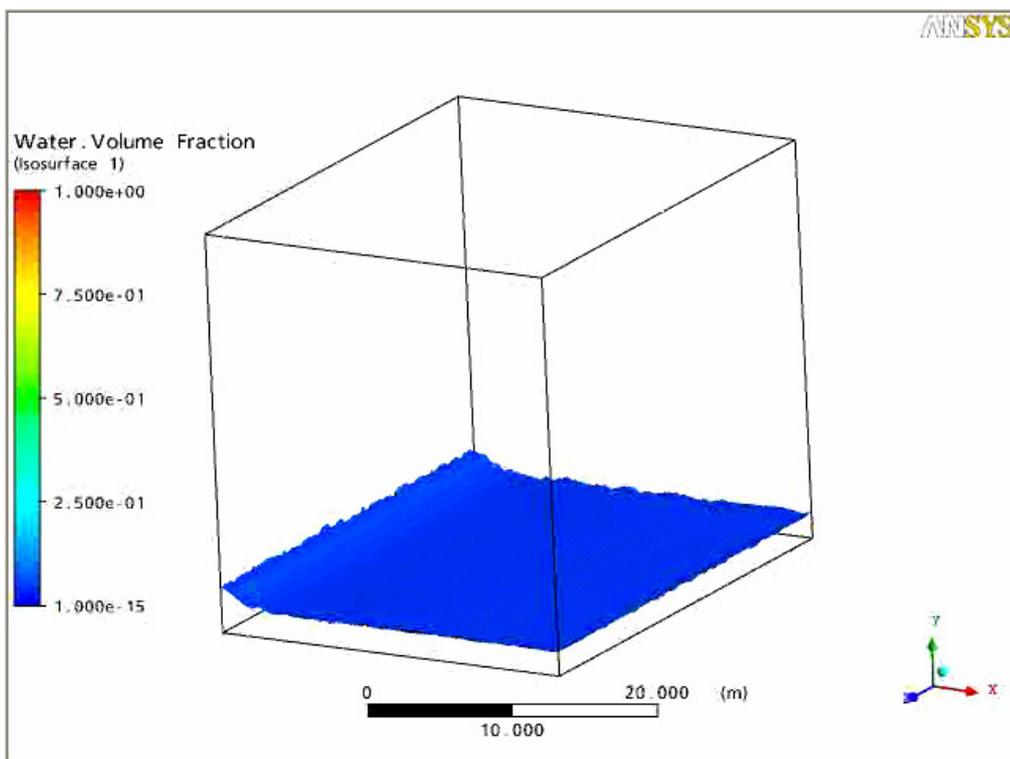
Para o caso com enchimento de 5%, sem estrutura interna no tanque, pode-se perceber que o perfil de pressões se torna uniforme no segundo ciclo, ou seja, após os primeiros 14 segundos (ver Figura 44).

Para a configuração com enchimento de tanque de 50%, pode ser visto que no caso sem estrutura interna no tanque há ocorrência de picos de pressão, porém, no caso com estrutura interna no tanque a pressão nos pontos de análise permanece praticamente inalterada durante a simulação. Isto se deve pelo pouco movimento do fluido no interior do tanque.

No caso com 5% de enchimento do tanque de estabilização há a ocorrência de um martelo hidráulico conforme pode ser visto nas Figuras 48 e 49.



**Figura 49** – Martelo hidráulico verificado no programa CFX para enchimento de 5%



**Figura 50** – Impacto na antepara verificado no programa CFX para enchimento de 5%

## **4 Comparação dos Resultados de Pressão**

Os resultados de pressão calculados pelos códigos comerciais WAMIT e CFX para um mesmo tanque de carga de uma embarcação do tipo FPSO serão comparados com os valores de pressão recomendados pelas principais Sociedades Classificadoras atuantes no mercado naval.

Os cálculos das pressões sugeridas pelas Sociedades Classificadoras selecionadas neste trabalho serão desenvolvidos e mostrados neste capítulo.

### **4.1 Pressões Dinâmicas pelas Sociedades Classificadoras**

Nesta parte do trabalho serão mostradas as recomendações de cálculo fornecidas pelas regras das sociedades classificadoras American Bureau of Shipping (ABS), Bureau Veritas (BV) e Det Norske Veritas (DNV).

As sociedades classificadoras tendem somente a recomendar o cálculo das pressões internas nos tanques de carga considerando que o tanque está completamente cheio de líquido. Esta condição é a ideal para navios que transportam cargas líquidas, pois mitiga os problemas de superfície livre. Contudo, esta recomendação não pode ser seguida totalmente nos FPSO's dada as características intrínsecas da operação destas embarcações, que requerem tanques parcialmente cheios.

### **4.2 Cálculo segundo o DNV**

A Sociedade Classificadora Det Norske Veritas (DNV) na Referência [17], determina o campo de pressões devido ao “sloshing” que devem ser aplicados ao casco para a execução da análise estrutural.

Esta pressão deve ser aplicada adicionalmente ao componente de pressão hidrostática devido ao enchimento do tanque. O cálculo da pressão devido ao “sloshing” é dependente diretamente da posição geométrica do tanque na embarcação e também de acordo com as acelerações devido ao movimento.

A seguir é mostrada a equação do campo de pressões atuante nas anteparas longitudinais devido ao “sloshing” segundo a regra da sociedade classificadora DNV.

$$p = 7 \cdot \rho \cdot g_0 \cdot k_f \cdot \left( \frac{b_s}{B} - 0.3 \right) \cdot GM^{0.75} \quad (4.1)$$

Sendo que  $k_f$  é um fator definido a seguir:

$$k_f = 1 - 2 \cdot \left( 0.7 - \frac{h}{H} \right)^2, \text{ sendo que o máximo valor de } k_f \text{ é } 1. \quad (4.2)$$

Os termos das equações 4.1 e 4.2 são definidos abaixo.

$\rho$  – densidade do líquido no interior do tanque;

$g_0$  – aceleração da gravidade;

$b_s$  – boca efetiva de “sloshing”;

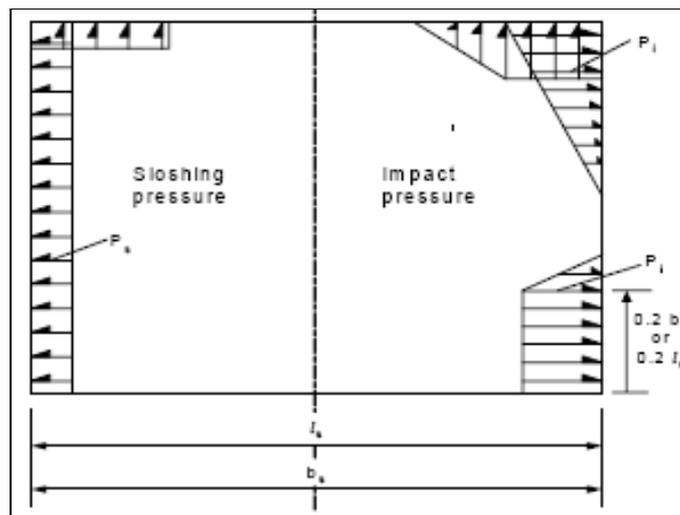
$h$  – sondagem do tanque;

$H$  – altura total do tanque;

$B$  – Boca do tanque;

$GM$  – raio metacêntrico.

A DNV também determina que o perfil deste campo de pressões esteja de acordo com a figura a seguir.



**Figura 51** – Perfil de pressões devido ao “sloshing” (fonte: Referência [17])

A DNV estabelece ainda valores mínimos de pressão devido ao “sloshing” para tanques de carga e de lastro. A pressão mínima a ser utilizada nestes tanques é de 20 kN/m<sup>2</sup>.

### 4.3 Cálculo segundo o BV

A sociedade classificadora Bureau Veritas (BV) na Referência [19] estabelece o cálculo do campo de pressões devido ao “sloshing”.

Inicialmente o livro do BV sugere que seja feita uma avaliação do risco de ressonância do movimento do líquido no interior do tanque comparando o período natural de jogo da unidade ao período natural do movimento do líquido no interior do tanque. Este procedimento é feito também para o movimento do líquido na direção longitudinal, porém, neste trabalho somente é focado o movimento de líquido devido ao movimento de jogo.

$$T_y = \sqrt{\frac{4 \cdot \pi \cdot b_s}{g \cdot \tanh\left(\frac{\pi \cdot d_f}{b_s}\right)}} \quad (4.3)$$

Os termos da equação 4.3 são explicados a seguir:

$T_y$  – período natural do movimento transversal do fluido no interior do tanque;

$b_s$  - boca do movimento transversal do fluido no interior do tanque;

$g$  – aceleração da gravidade;

$d_f$  – nível do tanque.

Segundo deve ser aplicada uma pressão adicional de “sloshing” na análise estrutural caso a razão entre o período natural do movimento transversal do fluido no tanque e do

movimento de jogo esteja entre  $0.8 < \frac{T_y}{T_{Roll}} < 1.2$ .

Feita esta análise, o cálculo da pressão máxima de “sloshing” é dado em 4.4.

$$p_0 = 1.93 \cdot \varphi_l \cdot \rho_L \cdot g \cdot b_c \cdot A_R \cdot \sqrt{B} \cdot \left(1 - 0.3 \cdot \frac{B}{b_c}\right) \quad (4.4)$$

Sendo:

$\phi_1$  – fator de cálculo;

$\rho_L$  – densidade do líquido no interior do tanque;

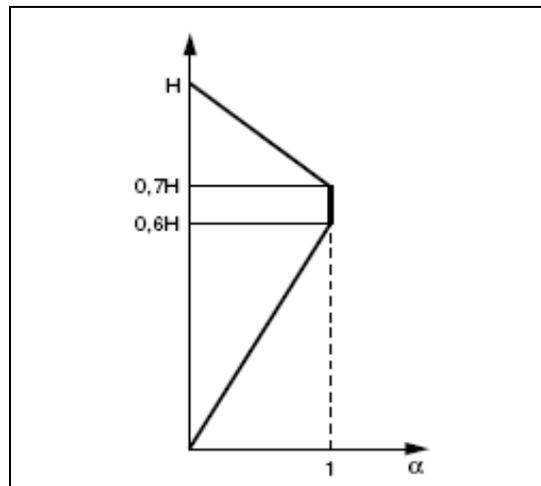
$g$  – aceleração da gravidade;

$b_c$  – boca do tanque;

$A_R$  – amplitude do movimento de jogo;

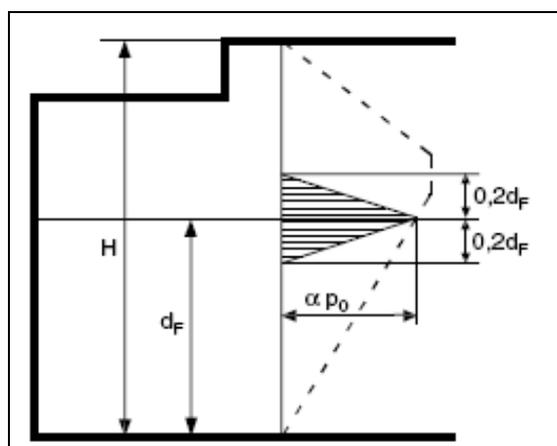
$B$  – boca da embarcação.

Esta pressão máxima calculada deve ser multiplicada por um coeficiente  $\alpha$ , que varia de acordo com o nível do enchimento do tanque. A variação do coeficiente  $\alpha$  pode ser vista na Figura 50.



**Figura 52** – Coeficiente  $\alpha$

Por fim, a pressão de “sloshing” deve ser aplicada de acordo com o perfil estabelecido pela Figura 51.



**Figura 53** – Distribuição do campo de pressão de sloshing nas anteparas longitudinais

#### 4.4 Cálculo segundo o ABS

A recomendação do American Bureau of Shipping (ABS) para a carga de “sloshing” devido ao movimento transversal do fluido no interior dos tanques dos navios é dada na referência [18].

$$p = 7 \cdot \rho \cdot g_0 \cdot f_{slh} \cdot \left( \frac{b_{slh}}{B} - 0.3 \right) \cdot GM^{0.75} \quad (4.5)$$

Sendo:

$$f_{slh} = 1 - 2 \cdot \left( 0.7 - \frac{h}{H} \right)^2 \quad (4.6)$$

A partir das equações 4.5 e 4.6 pode ser visto que a formulação proposta pelo ABS para o cálculo da carga de “sloshing” é exatamente a mesma proposta pela DNV. Somente há mudanças na forma de nomear os coeficientes das equações, porém, fisicamente representam exatamente as mesmas grandezas.

O comportamento do campo de pressões no interior do tanque, segundo o ABS, também segue o mesmo padrão estabelecido pela regra do DNV.

Da mesma maneira que o DNV estabelece valores mínimos de pressão devido ao “sloshing”, o ABS o faz, determinando que para tanques de lastro e carga a pressão mínima de “sloshing” é de 20 kN/m<sup>2</sup>.

#### 4.5 Cálculo de Pressão pelo WAMIT

As pressões no interior do tanque de estabilização foram calculadas para os enchimentos de 5% e 50%. Foram acrescentados alguns pontos de análise para a obtenção dos valores de pressão ao longo da antepara longitudinal que encerra o tanque de estabilização.

Estes pontos foram distribuídos de forma que fosse possível verificar o perfil de pressões na parede do tanque, para posterior comparação com os perfis recomendados pelas sociedades classificadoras e com o calculado pelo programa de dinâmica computacional dos fluidos. Os pontos de análise são mostrados abaixo.

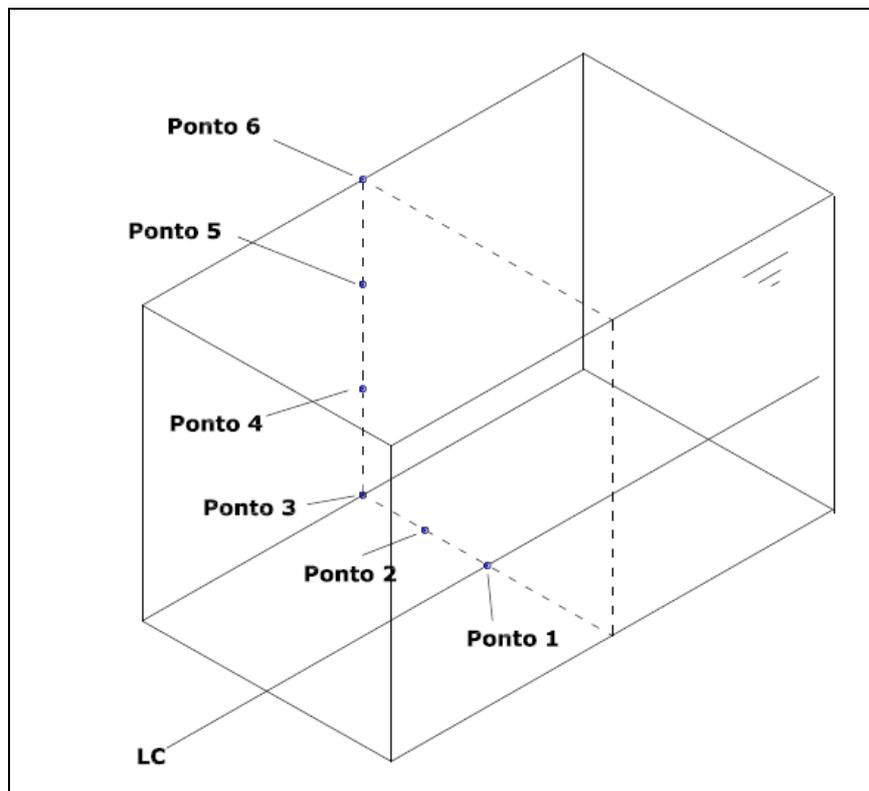


Figura 54 – Pontos de análise

Os pontos de análise 3, 4, 5 e 6 foram utilizados para determinar o perfil de pressões hidrodinâmicas calculados pelo programa WAMIT na parede do tanque. Os RAO's de pressão calculados nestes pontos tanto para o enchimento de tanque de 5% quanto para enchimento de 50% são mostrados a seguir.

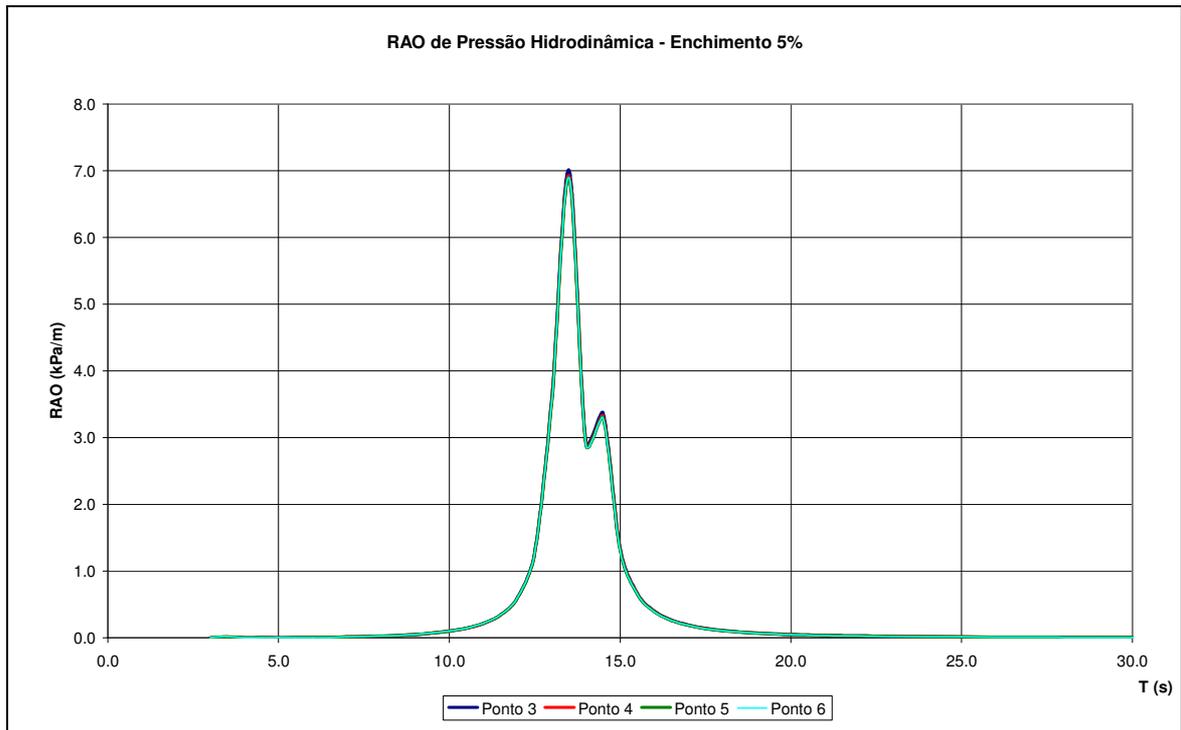


Figura 55 – RAO de pressão nos pontos sobre a parede do tanque para 5% de enchimento

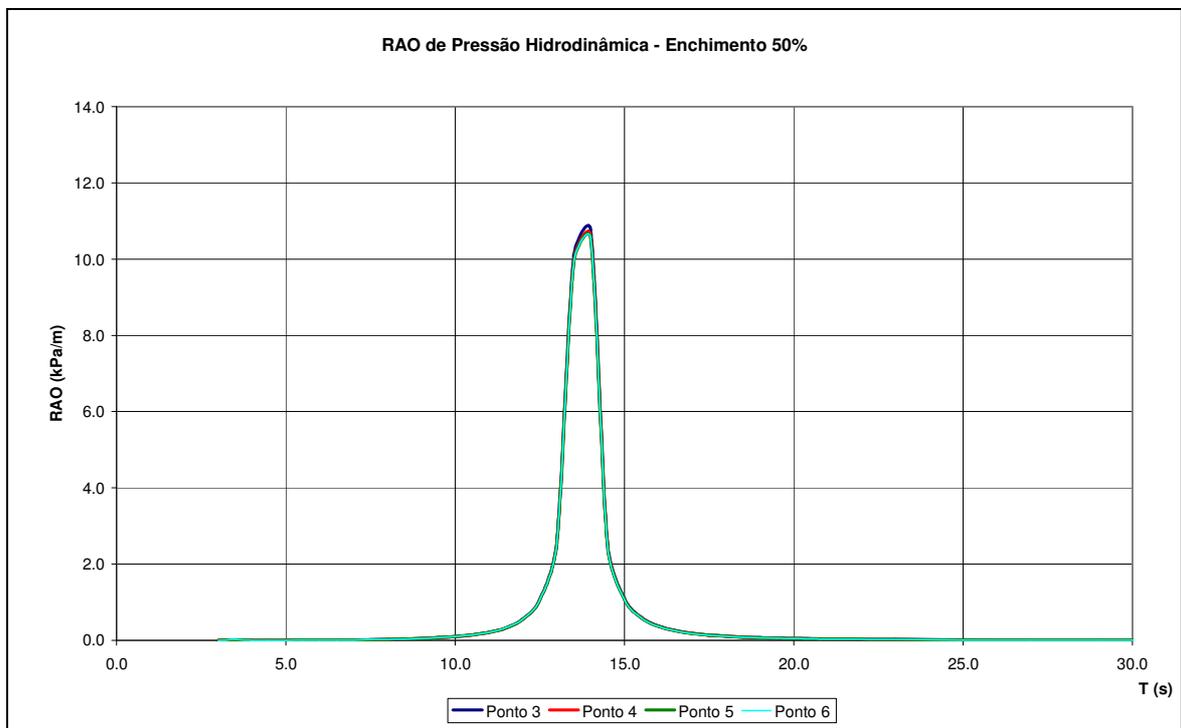


Figura 56 – RAO de pressão nos pontos sobre a parede do tanque para 50% de enchimento

#### 4.6 Cálculo de Pressão pelo CFX

O programa de dinâmica computacional de fluidos CFX calculou para um período de análise total de 50 segundos as pressões atuantes nos mesmos pontos de análise selecionados para a análise no programa WAMIT, tanto para o enchimento de 5% como para o enchimento de 50%.

As pressões de “sloshing” calculadas pelo programa CFX nos pontos de análise sobre a parede do tanque ao longo do tempo são mostradas no gráfico a seguir.

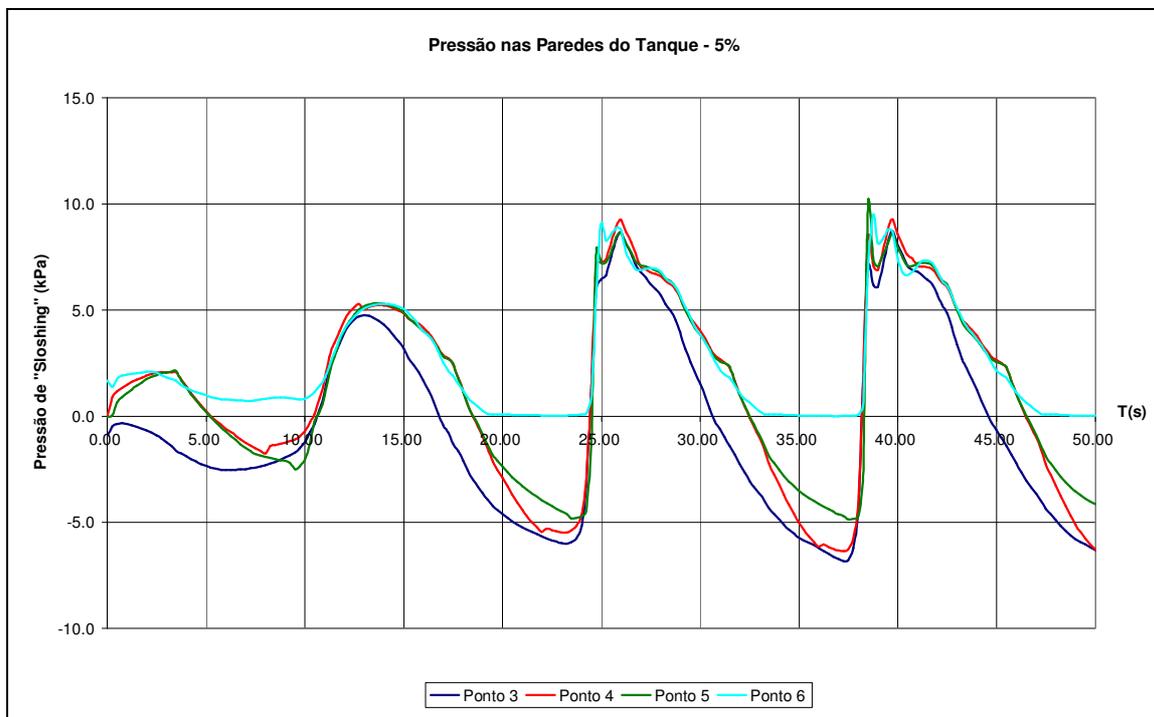
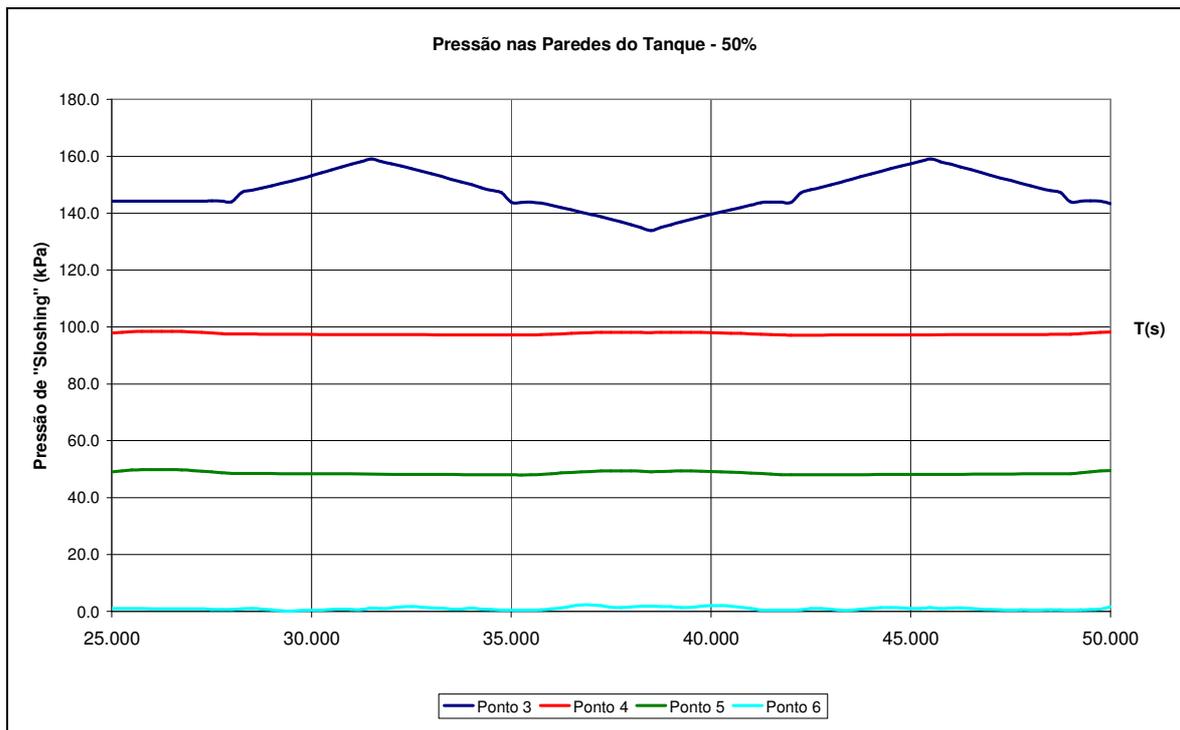


Figura 57 – Pressão de “sloshing” ao longo do tempo para enchimento de 5%.



**Figura 58** – Pressão de “sloshing” ao longo do tempo para enchimento de 50%.

#### **4.7 Comparação entre os Valores de Pico dos Campos de Pressão de “Sloshing”**

A partir dos métodos propostos pelas sociedades classificadoras foi feita uma comparação entre os valores calculados pelas regras e os valores obtidos através das análises nos programas WAMIT e no CFX.

Para termos de comparação entre os valores de pressão foram utilizados pontos localizados na linha d’água do tanque, pois nestes pontos as regras das sociedades classificadoras consideram que ocorrem os maiores valores de pressão de “sloshing”.

Todos os valores calculados consideram os mesmos parâmetros de resposta da embarcação para uma onda de amplitude igual a 1 metro e período de 14 segundos, coincidente com o período de ressonância do movimento de jogo da plataforma de referência.

**Tabela 9** – Valores máximos de pressão de “sloshing”

<b>Tabela Comparativa - Valores na Linha d'Água do Tanque</b>					
<b>Enchimento (%)</b>	<b>Valores de Pressão de “Sloshing” (kN/m<sup>2</sup>)</b>				
	<b>DNV</b>	<b>ABS</b>	<b>BV</b>	<b>WAMIT</b>	<b>CFX</b>
5%	7.81	7.81	2.52	6.90	9.45
50%	46.35	46.35	12.56	10.77	2.90

Deve-se ressaltar que apesar do alto valor de pressão de “sloshing” recomendado pelo BV para o enchimento de 50%, pela regra desta sociedade esta pressão não deve ser utilizada para uma análise estrutural visto que o período natural do tanque nesta condição está fora dos limites estabelecidos para a região de ressonância. Desta maneira, este valor só foi calculado para termos de comparação entre os valores sugeridos pelas sociedades classificadoras e os valores calculados numericamente através dos programas WAMIT e CFX.

A partir da comparação entre os resultados calculados pelo programa WAMIT com os demais resultados de pressão para os enchimentos de 5% e 50% pode ser visto que pelo fato do programa não permitir que seja considerado o amortecimento viscoso no interior do tanque de estabilização, ocorre uma pressão muito acima do resultado real na região de ressonância do tanque. Estes valores tão altos de pressão explicam a alta eficiência de somente um tanque de estabilização na análise do movimento de jogo no período ressonante.

A diferença entre os valores de pressão hidrodinâmica entre os enchimentos de 5% e 50%, mostra a influência do período natural do tanque onde a pressão de “sloshing” é maximizada para o caso com enchimento de 5%.

#### 4.8 Perfis do Campo de Pressão de “Sloshing”

Os perfis dos campos de pressão devido ao efeito do “sloshing” na parede do tanque de estabilização são mostrados no gráfico a seguir.

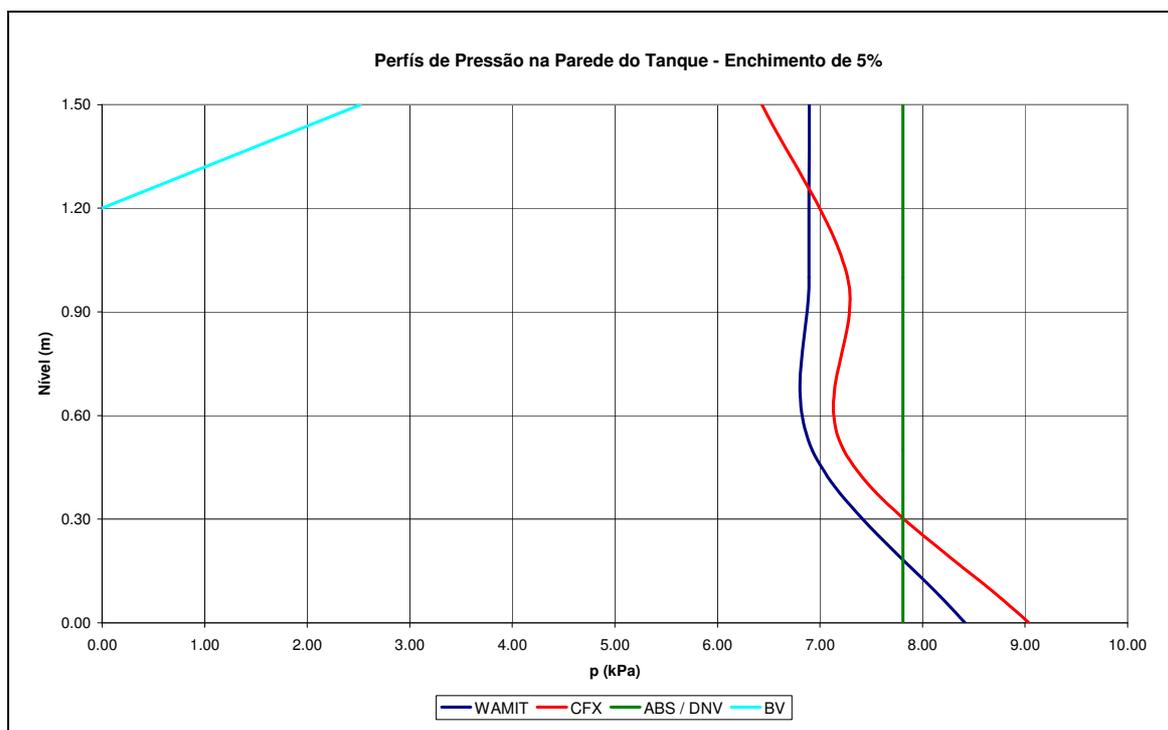
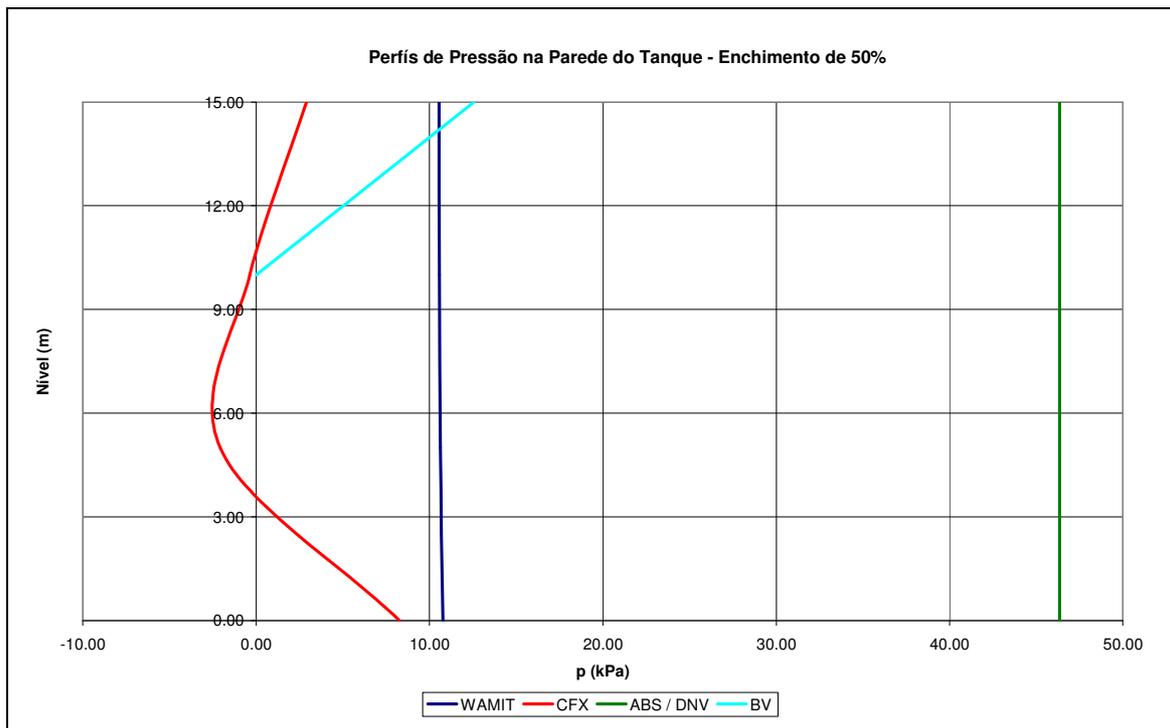


Figura 59 – Perfil de pressões para enchimento de 5%

Pelo gráfico pode ser visto que os perfis calculados pelas sociedades classificadoras ABS e DNV são próximos do perfil calculado pelo programa de dinâmica computacional dos fluidos CFX e pelo programa WAMIT.

O perfil de pressões calculado pelo programa WAMIT também é bastante similar ao perfil calculado pelo programa CFX. A correlação entre os perfis foi bastante grande mostrando que o fenômeno é regido fortemente pela inércia do líquido no interior do tanque.

O perfil de pressões dinâmicas definido pela sociedade classificadora BV, não se mostrou compatível com os demais calculados, além de o valor absoluto ser sensivelmente menor que os valores calculados pelas demais maneiras.



**Figura 60** – Perfil de pressões para enchimento de 50%

Para o enchimento de 50% pode ser notada uma grande divergência entre os resultados obtidos pelas diversas análises. Mais uma vez o perfil de pressões hidrodinâmicas calculado pelo WAMIT mostrou-se similar ao perfil recomendado pelas sociedades classificadoras ABS e DNV, porém, em termos de valores absolutos houve uma grande discrepância indicando maior conservadorismo para as referidas sociedades classificadoras.

O perfil de pressões calculado pelo programa CFX indica a presença de uma região onde ocorre uma pressão negativa de “sloshing” no costado do tanque, porém, em termos absolutos a pressão é positiva devido à pressão hidrostática existente.

O perfil da pressão de “sloshing” recomendada pela sociedade classificadora BV se mostrou levemente similar ao perfil calculado no programa CFX em sua parte superior. Para a parte onde ocorre pressão negativa o BV não recomenda esta carga, porém, isto está de acordo com um perfil mais conservador da sociedade classificadora, pois em termos de pressão absoluta, caso fosse aplicada esta pressão estaria ocorrendo um alívio na pressão total.

## **5 Análise Estrutural**

O processo de melhoria e otimização do cálculo estrutural de navios e plataformas foi bastante desenvolvido a partir da larga utilização de programas estruturais baseados na teoria dos elementos finitos.

Esses programas permitem que o projetista não necessariamente siga as formulações empíricas e estatísticas das sociedades classificadoras para dimensionamento da estrutura. A partir destes programas é possível dimensionar a estrutura das embarcações verificando qual nível de tensão está instalado na estrutura em condições extremas de carregamentos.

Dentre os vários carregamentos que devem ser aplicados em uma análise estrutural de região de carga de uma plataforma do tipo FPSO, uma das principais componentes de carga são as pressões ocasionadas pela movimentação interna de líquido no interior dos tanques parcialmente cheios.

As sociedades classificadoras oferecem diversas formulações para a representação da pressão dinâmica devido ao efeito do “sloshing”, porém neste trabalho serão utilizadas as pressões calculadas pelo programa CFX para o cálculo do programa de elementos finitos.

### **5.1 Base Teórica**

Vários fenômenos na engenharia e na ciência podem ser descritos por meio de equações diferenciais parciais. Soluções exatas para as equações diferenciais são de difícil obtenção, por isso métodos numéricos são utilizados para o cálculo de soluções aproximadas.

Dentre os métodos de resolução conhecidos, existem aqueles que aproximam o objeto de análise contínuo e com infinitos graus de liberdade em pequenas partes discretas. Os métodos mais comuns são os de diferenças finitas conhecidos por peso residual e o de Rayleigh-Ritz. Por meio destes dois métodos de análise discreta as equações diferenciais são reduzidas a sistemas de equações algébricas lineares e desta forma podem ser resolvidas numericamente.

O método do peso residual determina uma solução aproximada  $\bar{u}$  para a região de interesse da solução da equação diferencial, de forma que a integral do erro da equação solução da diferencial seja zero segundo ZIENKIEWICZ et al [24].

$$\begin{cases} L[u(x)] = f(x), (a \leq x \leq b) \\ CC : u(a) = u_a, u(b) = u_b \end{cases} \quad (5.1)$$

Sendo que L é um operador diferencial linear, f(x) uma função de x que nas condições de contorno a e b apresenta os valores  $u_a$  e  $u_b$  respectivamente. Supondo que a solução aproximada de função u seja dado por 5.2.

$$\bar{u}(x) = \phi_0(x) + \sum_{i=1}^n a_i \phi_i(x) \quad (5.2)$$

Sendo que  $\phi_i$  é uma função arbitrária e  $a_i$  são parâmetros de ajuste. Desta forma, substituindo 5.1 em 5.2 chega-se ao erro R.

$$L[\bar{u}(x)] - f(x) = R \quad (5.3)$$

Por definição do método a integral do erro na região de interesse deve ser igual a zero, deste modo os coeficientes  $a_i$  são ajustados para satisfazer 5.4

$$\int_D w_i \cdot R \cdot dv = 0 \quad (5.4)$$

A escolha da função  $w_i$  permite a escolha de dois métodos para a solução do problema. Os métodos possíveis são o método do volume finito e o método de Galerkin. O método dos volumes finitos ou o método do subdomínio define a função  $w_i$  é dada por 5.5.

$$w_i = \begin{cases} 1, (x \in D) \\ 0, (x \notin D) \end{cases} \quad (5.5)$$

O método de Galerkin, segundo ZIENKIEWICZ et al [24] define a função peso  $w_i$  como:

$$w_i(x) = \phi_i(x), (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5.6)$$

Então 5.4 é modificada para:

$$\int_D \phi_i \cdot R \cdot dv = 0 \quad (5.7)$$

O outro método de resolução das equações diferenciais parciais é o método de Rayleigh-Ritz. Se houver um funcional equivalente à equação diferencial parcial o método de Rayleigh-Ritz pode ser aplicado.

O funcional é uma função cuja resposta entre dois pontos é igual independentemente do caminho adotado entre os pontos. Desta forma, existe um método para determinar o máximo e o mínimo de um funcional que o método variacional.

O princípio do trabalho virtual na mecânica dos sólidos é um dos princípios que garantem a existência de uma função que faz o máximo ou o mínimo funcional. Supondo que  $\Pi[u]$  seja um funcional cujo funcional é a equação diferencial mostrada na equação 5.1, o método de Rayleigh-Ritz assume que a solução aproximada  $\bar{u}(x)$  é uma combinação linear das funções de tentativas  $\phi_i$  como mostrado a seguir.

$$\bar{u} = \sum_{i=1}^n a_i \phi_i \quad (5.8)$$

Sendo  $a_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) constantes arbitrárias,  $\phi_i$  são funções de classe zero que tem derivadas de primeira ordem contínuas na região entre  $a \leq x \leq b$  e são escolhidas de forma que as condições de contorno nos pontos  $a$  e  $b$  sejam satisfeitas.

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n a_i \phi_i(a) &= u_a \\ \sum_{i=1}^n a_i \phi_i(b) &= u_b \end{aligned} \quad (5.9)$$

A solução aproximada  $\bar{u}(x)$  na equação 5.8 é a função que faz com que o funcional  $\Pi[u]$  tenha um valor estacionário e é chamada de função admissível. Integrando  $\Pi[u]$ , após ter substituído a equação 5.8 na funcional, as constantes  $a_i$  são determinadas para as condições estacionárias.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial a_i} = 0, (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5.10)$$

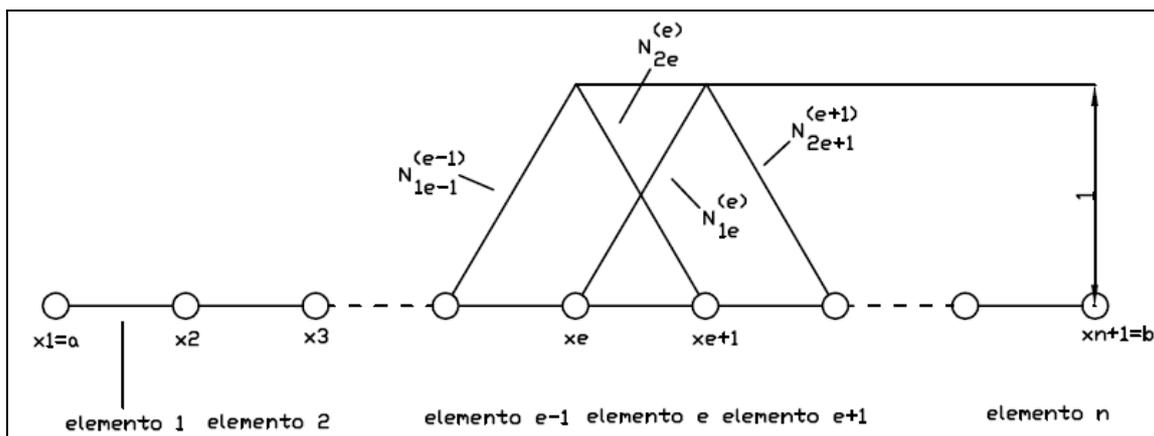
Finalmente, o método dos elementos finitos pode ser baseado tanto na formulação do método do variacional direto (tal qual o método de Rayleigh-Ritz) ou no método do peso residual (tal qual o método de Galerkin).

Nas formulações baseadas no método variacional, as equações fundamentais são derivadas das condições estacionárias do funcional para um problema de valor de contorno. Essa formulação tem a vantagem de não necessitar do processo de derivação dos funcionais, o que torna mais fácil a formulação do método dos elementos finitos baseada no método dos pesos residuais.

Na formulação baseada no método variacional, entretanto, geralmente é difícil de derivar o funcional, exceto em casos bem estabelecidos como no caso do trabalho virtual ou do princípio da mínima energia potencial no campo da mecânica dos sólidos.

Considerando o mesmo problema de valor de contorno apresentado na equação 5.1, será feita uma explanação sobre o método dos elementos finitos baseado no método de Galerkin.

Inicialmente a região de interesse  $a \leq x \leq b$  é subdividida em n regiões conforme a Figura 58.



**Figura 61** – Discretização do domínio analisado pelo método dos elementos finitos

Então assumindo que a solução aproximada  $\bar{u}$  de  $u$  pode ser expressa pela soma de partes de funções lineares.

$$\bar{u}(x) = \sum_{i=1}^{n+1} u_i N_i(x) \quad (5.11)$$

Onde  $u_i$  representa o valor de  $u$  no elemento “e” num ponto de contorno ou um nó entre dois elementos unidimensionais. Funções  $N_i(x)$  são as partes seguintes das funções lineares e são chamadas de função de interpolação ou função de forma do nó “i”.

$$\begin{cases} N_{1e}^{(e)} = \frac{x_{e+1} - x}{x_{e+1} - x_e} = \frac{x_{2e} - x}{x_{2e} - x_{1e}} = \frac{h^{(e)} - \xi}{h^{(e)}} \\ N_{2e}^{(e)} = \frac{x - x_e}{x_{e+1} - x_e} = \frac{x - x_{1e}}{x_{2e} - x_{1e}} = \frac{\xi}{h^{(e)}} \end{cases} \quad (5.12)$$

Onde  $e$  ( $e = 1, 2, \dots, n$ ) representa o número do elemento,  $x_i$  a coordenada global do ponto  $i$  ( $i = 1, 2, \dots, n, n+1$ ),  $N_{ie}^{(e)}$  é o valor da função interpolação no ponto nodal  $i_e$  ( $i_e = 1_e, 2_e$ ) que pertence ao  $e$ -ésimo elemento,  $1_e$  e  $2_e$  são os números de dois pontos nodais do  $e$ -ésimo elemento. O símbolo  $\xi$  é a coordenada local de um ponto arbitrário no  $e$ -ésimo elemento,  $\xi = x - x_e = x - x_{1e}$  ( $0 \leq \xi \leq h^{(e)}$ ),  $h^{(e)}$  é o comprimento do  $e$ -ésimo elemento.

Como função de interpolação podem ser utilizadas funções lineares ou quadráticas. Geralmente, as funções quadráticas fornecem melhores respostas em relação às obtidas com funções lineares.

O método dos elementos finitos baseado em Galerkin adota funções de peso  $w_i(x)$  iguais as funções de interpolação  $N_i(x)$ , ou seja:

$$w_i = N_i(x) \quad (i = 1, 2, \dots, n+1) \quad (5.13)$$

Portanto, a equação 5.4 fica:

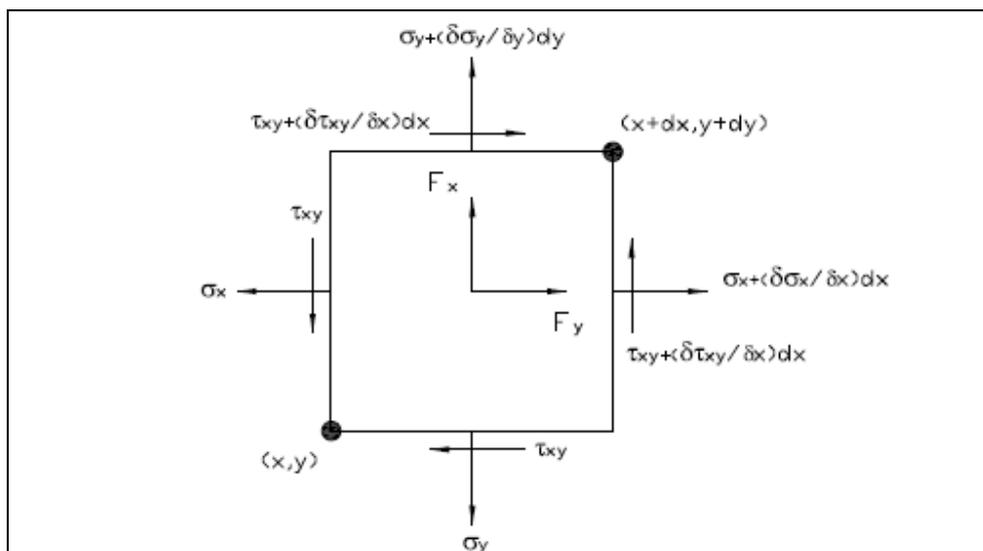
$$\int_D N_i \cdot R \cdot dv = 0 \quad (5.14)$$

No método de elementos finitos o sistema de equações algébricas para as variáveis  $u(x)$  no  $i$ -ésimo ponto nodal  $u_i$  e as suas derivadas são  $du/dx$ , sendo que  $(du/dx)_i$  são obtidas pela integração por partes da equação 5.14 utilizando as condições de contorno na região considerada.

Após a breve introdução ao método dos elementos finitos, são mostradas as relações constitutivas dos problemas no plano elasto-estático. Considerando o equilíbrio de uma partícula infinitesimal retangular, conforme mostrada na figura a seguir, sobre a qual atuam forças de corpo  $F_x$  e  $F_y$  nos eixos X e Y.

Sabendo que forças de corpo atuam sobre a partícula nas direções X e Y, as equações do equilíbrio num corpo elástico, segundo TIMOSHENKO [23], podem ser escritas do seguinte modo:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + F_x = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + F_y = 0 \end{cases} \quad (5.15)$$



**Figura 62** – Estado plano de tensões num elemento infinitesimal

Sendo  $\sigma_x$  e  $\sigma_y$  as tensões normais nos eixos X e Y, respectivamente, e  $\tau_{xy}$  e  $\tau_{yx}$  as tensões de cisalhamento atuando no plano XY. As tensões de cisalhamento  $\tau_{xy}$  e  $\tau_{yx}$  para que mantenham o equilíbrio rotacional do corpo possuem valores idênticos.

As relações entre deformação e tensão num corpo bi-dimensional são infinitesimais sob as cargas aplicadas, as relações de deformação nos eixos X e Y são dadas por  $\varepsilon_x$  e  $\varepsilon_y$ . As deformações de cisalhamento são dadas por  $\gamma_{xy}$  no plano XY. As relações que estabelecem  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$  e  $\gamma_{xy}$  são mostradas em 5.16.

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \end{cases} \quad (5.16)$$

Onde u e v são deslocamentos infinitesimais nas direções X e Y, respectivamente.

As relações tensão-deformação descrevem estados de deformação, esforços internos e tensões resistentes a cargas aplicadas. As equações fundamentais descritas nas equações 5.15 e 5.16 podem ser determinadas mecanicamente ou geometricamente, essas relações dependem das propriedades do material. As propriedades dos materiais são obtidas experimentalmente e por isso, as relações são chamadas de relações constitutivas. Uma das relações constitutivas mais conhecidas é a Lei de Hooke que relaciona os seis componentes tri-dimensionais com o tensor de deformações através de equações lineares.

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{\nu \cdot E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \cdot e_v + 2 \cdot G \cdot \varepsilon_x \\ \sigma_y = \frac{\nu \cdot E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \cdot e_v + 2 \cdot G \cdot \varepsilon_y \\ \sigma_z = \frac{\nu \cdot E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \cdot e_v + 2 \cdot G \cdot \varepsilon_z \\ \tau_{xy} = G \cdot \gamma_{xy} = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \cdot \gamma_{xy} \\ \tau_{yz} = G \cdot \gamma_{yz} = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \cdot \gamma_{yz} \\ \tau_{zx} = G \cdot \gamma_{zx} = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \cdot \gamma_{zx} \end{cases} \quad (5.17)$$

As equações também podem ser apresentadas de maneira inversa:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_x - \nu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_y - \nu \cdot (\sigma_z + \sigma_x)] \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_z - \nu \cdot (\sigma_x + \sigma_y)] \\ \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \\ \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \\ \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \end{array} \right. \quad (5.18)$$

Onde E é o módulo de Young,  $\nu$  é a razão de Poisson, G o módulo de cisalhamento e  $e_v$  a deformação volumétrica que representa a soma dos componentes de deformação ( $e_v = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$ ). Para o caso de elementos de placa, pode-se supor que todas as tensões estão instaladas no plano visto que a espessura do elemento é muito menor que as outras dimensões. Então as relações de tensão-deformação são escritas utilizando a Lei de Hooke bi-dimensional.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot (\varepsilon_x + \nu \cdot \varepsilon_y) \\ \sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot (\varepsilon_y + \nu \cdot \varepsilon_x) \\ \tau_{xy} = G \cdot \gamma_{xy} = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)} \cdot \gamma_{xy} \end{array} \right. \quad (5.19)$$

As equações de tensão-deformação para elementos planos podem ser escritas em notação matricial da seguinte forma:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \nu' & 0 \\ \nu' & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu'}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = [D^e] \cdot \{\varepsilon\} = [D^e] \cdot [B] \cdot \{\delta\}^{(e)} \quad (5.20)$$

Onde  $[D^e]$  estabelece a relação entre as tensões e as deformações, esta matriz para corpos elásticos pode ser chamada de matriz de deformações ou somente  $[D]$ . No caso de existência de tensões iniciais  $\{\varepsilon_0\}$  tais como deformações de plastificação, deformações térmicas e deformações residuais  $\{\varepsilon_0\}$  é utilizado ao invés de  $\{\varepsilon\}$ .

Sendo  $E'$  e  $\nu'$  definidos por:

$$E' = \begin{cases} E \\ \frac{E}{1-\nu} \end{cases} \quad (5.21)$$

$$\nu' = \begin{cases} \nu \\ \frac{\nu}{1-\nu} \end{cases}$$

Pelo fato da deformação ser diretamente proporcional a rigidez do corpo elástico a obtenção desta matriz será discutida. A rigidez da estrutura é obtida individualmente por elemento, e a montagem da matriz de rigidez global é montada baseada nas equações de rigidez de todo o corpo elástico. A matriz de rigidez individual por elemento mostrada em 5.22.

$$[k^e] = \begin{bmatrix} k_{II}^{(e)} & k_{IJ}^{(e)} & k_{IK}^{(e)} \\ k_{JI}^{(e)} & k_{JJ}^{(e)} & k_{JK}^{(e)} \\ k_{KI}^{(e)} & k_{KJ}^{(e)} & k_{KK}^{(e)} \end{bmatrix} \quad (5.22)$$

Então a matriz global de rigidez é:

$$[K] \equiv [K_{ij}] = \sum_{e=1}^{ne} [K^{(e)}] \quad (i, j = 1, 2, \dots, 2n \text{ e } e = 1, 2, \dots, n_e) \quad (5.23)$$

Sendo o vetor deslocamento nodal comum a todos os elementos, este se mantém sem modificações durante a montagem da matriz de rigidez global. Então se pode escrever o vetor deslocamento  $[d]$  cujos componentes são  $u_1, u_2, \dots, u_n$  escritos como  $u_1, u_3, \dots, u_{2n-1}$  e  $v_1, v_2, \dots, v_n$  escritos como  $u_2, u_4, \dots, u_{2n}$ , deste modo o vetor deslocamento é escrito em 5.24.

$$\{\delta\} = \{u_1, u_2, \dots, u_{2l-1}, u_{2l}, \dots, u_{2n-1}, u_{2n}\}^T \quad (5.24)$$

O vetor carregamento nodal pode ser escrito do seguinte modo:

$$\{P\} = \{X_1, Y_1, \dots, X_l, Y_l, \dots, X_n, Y_n\}^T \quad (5.25)$$

Sendo:

$$X_l = \sum X_l^{(e)} \quad Y_l = \sum Y_l^{(e)} \quad (l = 1, 2, \dots, n) \quad (5.26)$$

Reescrevendo a equação 4.25 nos mesmos moldes adotados na equação 5.24, tem-se:

$$\{P\} = \{X_1, X_2, \dots, X_{l-1}, X_l, \dots, X_n\}^T \quad (5.27)$$

Onde:

$$X_l = \sum X_l^{(e)} \quad (l = 1, 2, \dots, 2n) \quad (5.28)$$

O símbolo de somatório indica que é feita uma soma sobre todos os elementos que possuem nós em comum, entretanto, o valor de  $X_l$  na equação 5.28 é zero nos casos de nós que compõem o interior de corpos elásticos e aqueles que compõem superfícies que não estão carregadas.

Finalmente, pode ser escrita a equação que governa a estrutura de forma global.

$$[K] \cdot \{\delta\} = \{P\} \quad (5.29)$$

## 5.2 Modelo Estrutural

O modelo estrutural da embarcação foi construído no código comercial ANSYS, pois este programa além de ser amplamente testado e continuamente melhorado, possui interligação com o programa escolhido para as análises de dinâmica computacional dos fluidos, o CFX.

A geometria modelada foi baseada na seção do casco do FPSO de referência, sendo que foram modeladas adicionalmente duas cavernas à ré da região de interesse e outras duas cavernas à vante da região de interesse. Isto foi feito para que as condições de contorno adotadas não interferissem nas tensões obtidas na região analisada.

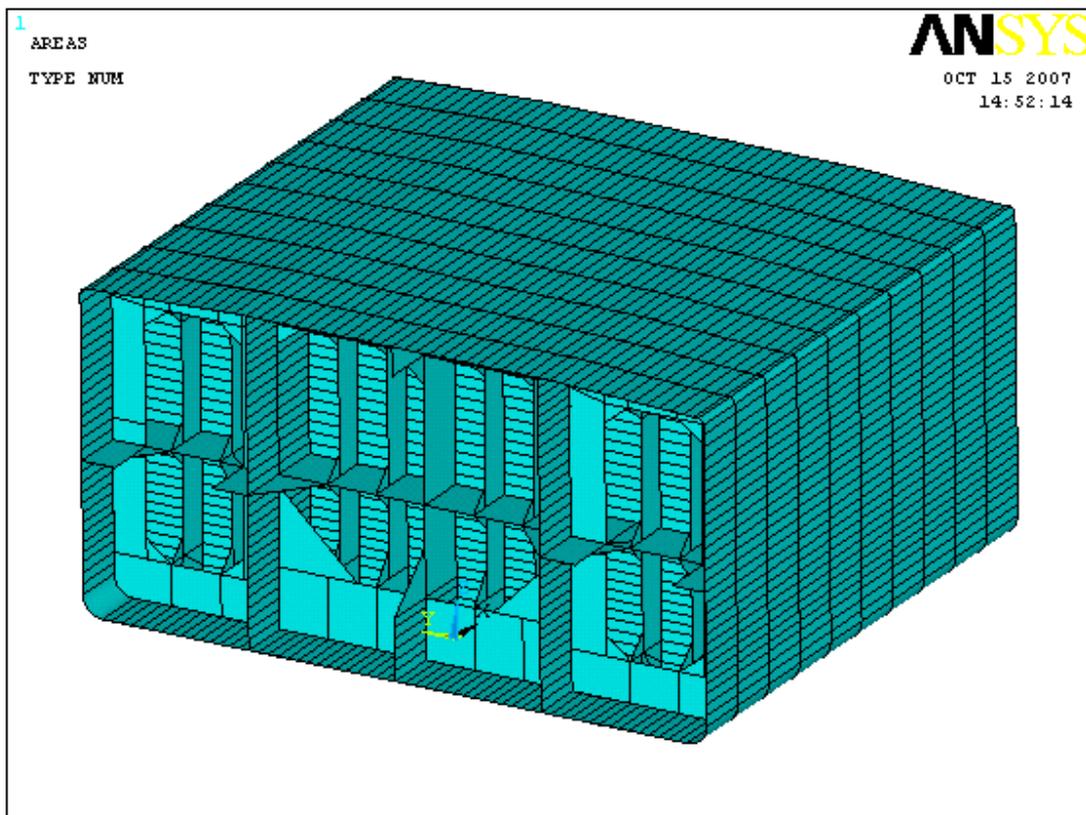
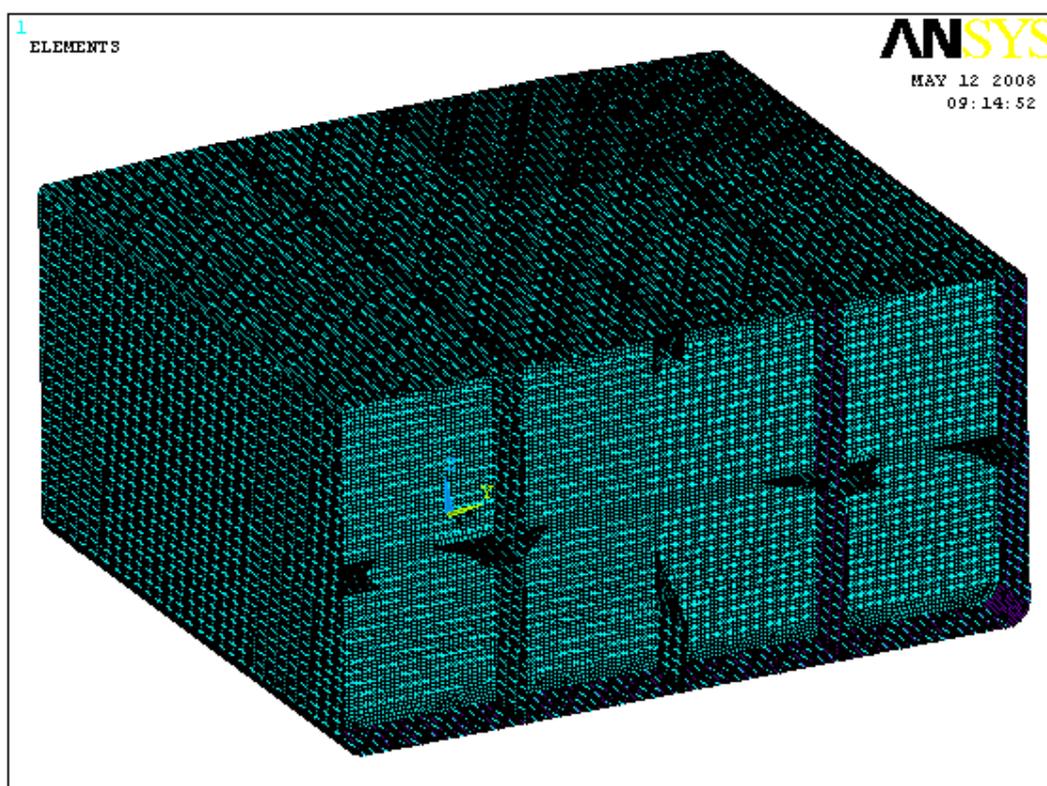


Figura 63 – Geometria modelada

No modelo foram utilizados elementos de placa para representar as chapas de fundo, costado, convés, antepara longitudinal, antepara transversal e a alma de reforços gigantes. Já reforços longitudinais comuns, reforços comuns de antepara transversal e os flanges dos elementos estruturais gigantes foram modelados com elementos de viga.

A malha foi constituída, preferencialmente, por elementos quadrados com lado de comprimento médio de 100 mm.



**Figura 64** – Malha de elementos finitos utilizada

Pela figura anterior pode ser visto que o comprimento dos elementos tornou a malha bastante refinada para o problema. O comprimento de malha foi definido com base nas normas da sociedade classificadora Det Norske Veritas (DNV), para cálculo estrutural de regiões de carga.

Todos os elementos estruturais existentes no casco do FPSO de referência foram incluídos na análise de maneira que o comportamento estrutural do casco fosse retratado o mais próximo da realidade.

Na figura a seguir a região interna do tanque de carga analisado é mostrada.

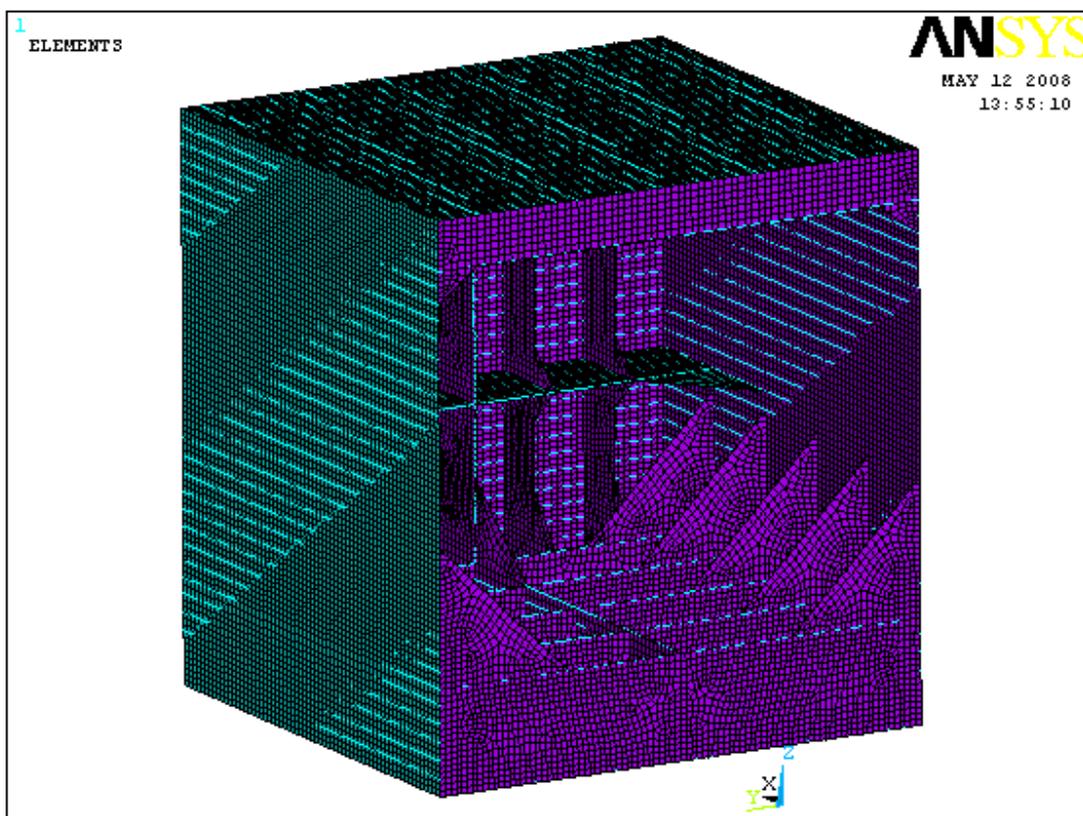


Figura 65 – Interior do tanque de carga analisado

### 5.3 *Condição de Contorno Aplicada*

A condição de contorno aplicada ao casco da embarcação considerou que a embarcação está engastada nos nós que constituem as partes extremas do modelo, de acordo com a norma para análises globais da sociedade classificadora American Bureau of Shipping, porém, não foram aplicados os elementos de mola ao longo do modelo por conta do foco desta análise ser as tensões provenientes da carga de “sloshing”.

Esta restrição imposta aos nós da fronteira do modelo tem por objetivo impedir que ocorra movimento de corpo rígido no modelo e representar a rigidez do restante do casco da embarcação.

## 5.4 Cargas Aplicadas

As cargas aplicadas na análise estrutural do tanque do FPSO enfatizaram a carga gerada pelo movimento interno do líquido no tanque, por isso para termos de comparação foram aplicadas as pressões hidrostáticas para os enchimentos de 5% e 50%.

A pressão devida à movimentação do fluido no interior do tanque foi importada diretamente do programa CFX, para duas condições especiais uma considerando o passo de tempo que tivesse a maior média de pressão absoluta e outra considerando o primeiro passo de tempo da análise, ou seja, a condição de pressão hidrostática. Este procedimento foi feito para o enchimento de 5% e de 50%.

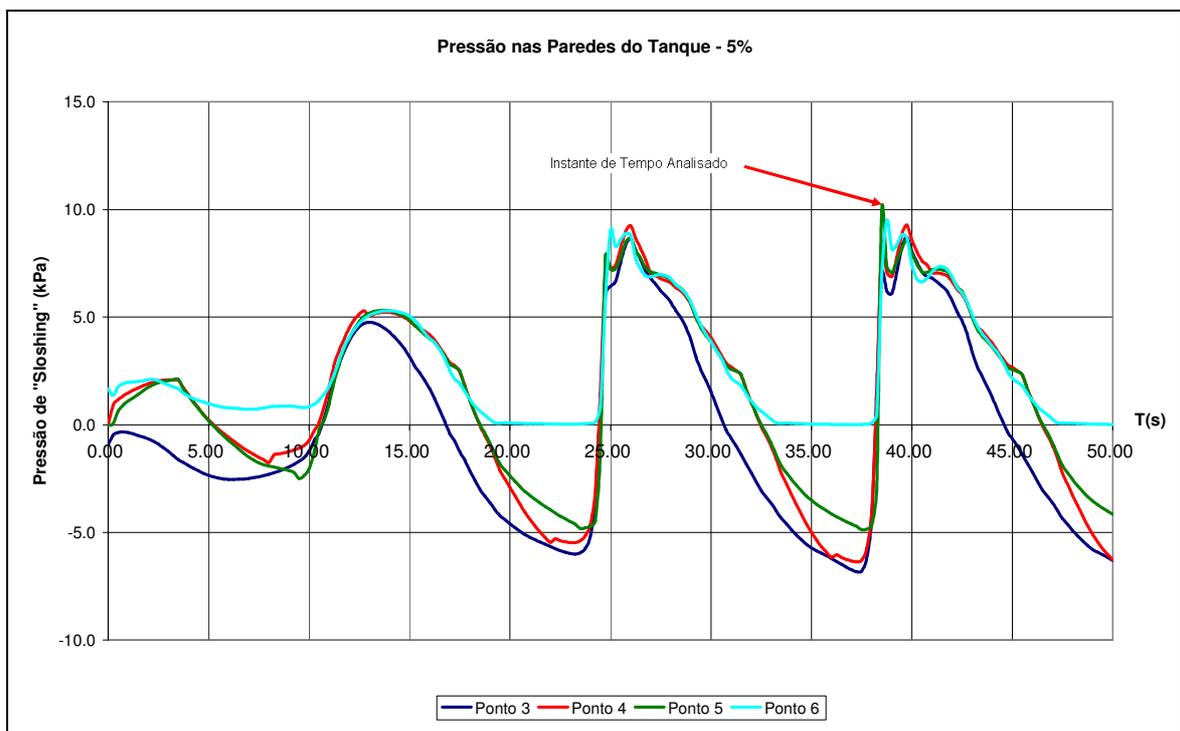
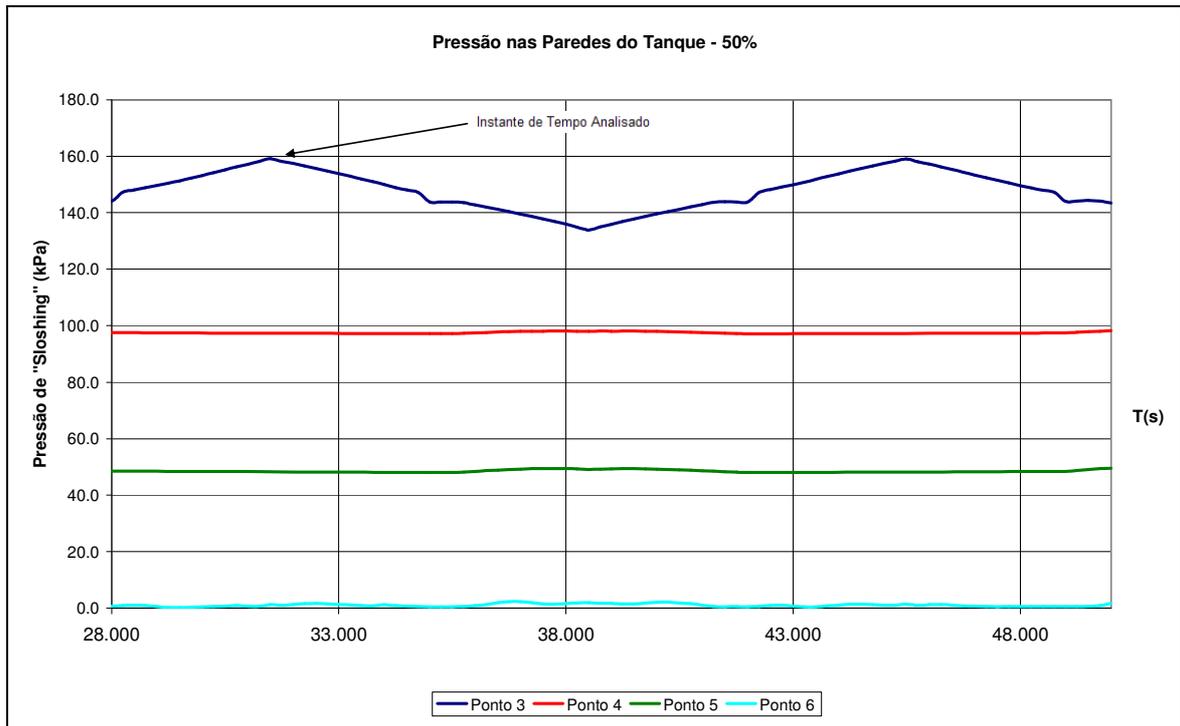


Figura 66 – Instante de tempo analisado para o enchimento de 5%



**Figura 67** – Instante de tempo analisado para o enchimento de 50%

## 5.5 Tipo de Análise

A análise feita na estrutura para verificar o nível de tensão adotou análises estáticas para cada passo de tempo da carga de “sloshing”. O material modelado no casco considerou a parte plástica da curva de resistência do material e para ser conservador a inclinação da parte plástica da curva foi fixada em 1%.

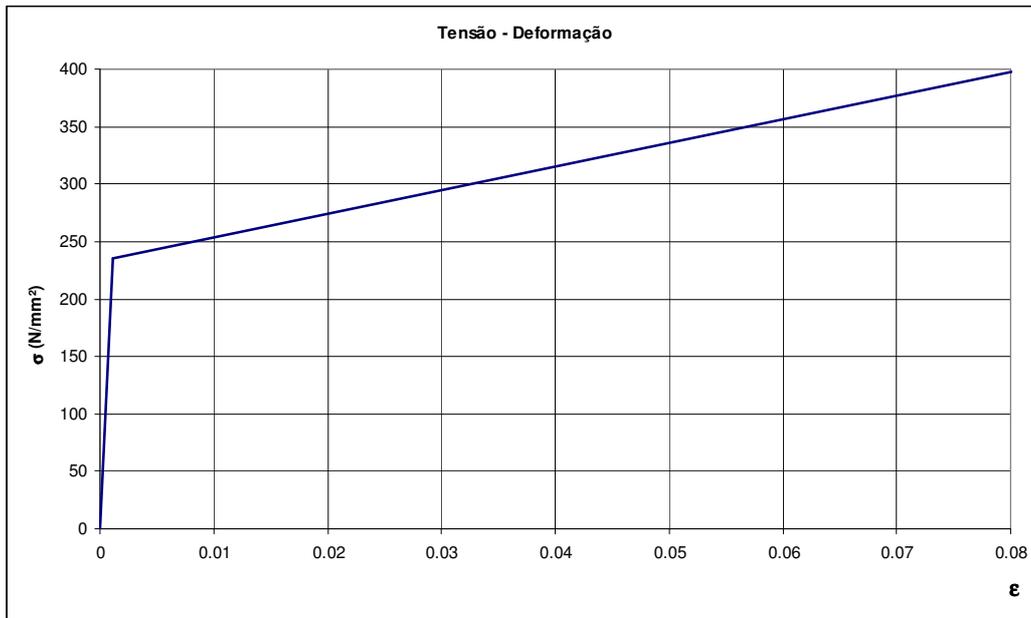
Este procedimento foi adotado porque pelas normas das sociedades classificadoras não permite que o material das estruturas trabalhe no regime plástico, desta forma a parte plástica somente foi modelada para verificar se em algum ponto da estrutura ocorreriam tensões instaladas superiores à tensão de escoamento do material.

## 5.6 Material

O material utilizado no modelo estrutural do tanque de carga é o aço naval comum, amplamente utilizado no meio naval.

A tensão de escoamento do material é de 235 N/mm<sup>2</sup> e a tensão última mínima é de 400 N/mm<sup>2</sup>. A curva do material foi modelada no programa de elementos finitos conforme curva a seguir.

O módulo de elasticidade do material é de 206.000 N/mm<sup>2</sup> e o módulo tangente adotado tem uma inclinação de 1% para ser conservador na análise.



**Figura 68** – Curva de tensão versus deformação do aço estrutural utilizado

## 5.7 Resultados

Os resultados da análise estrutural do tanque de carga da plataforma foram separados em dois grupos diferentes, para tornar mais simples o entendimento e a interpretação dos valores de tensão. Desta forma, foram utilizadas as maiores cargas de pressão calculadas no programa de dinâmica computacional dos fluidos.

Para simplificar a apresentação dos resultados será utilizada a tensão equivalente de Von Mises na apresentação dos resultados. A tensão de Von Mises para uma placa é dada pela expressão a seguir.

$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - (\sigma_x \cdot \sigma_y) + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (5.30)$$

### 5.7.1 Caso de Carregamento 1 – Pressão Hidrostática para Enchimento de 5%

A seguir são mostradas as figuras com as tensões instaladas nas principais estruturas do tanque para o caso com carregamento de pressão hidrostática com 5% de enchimento.

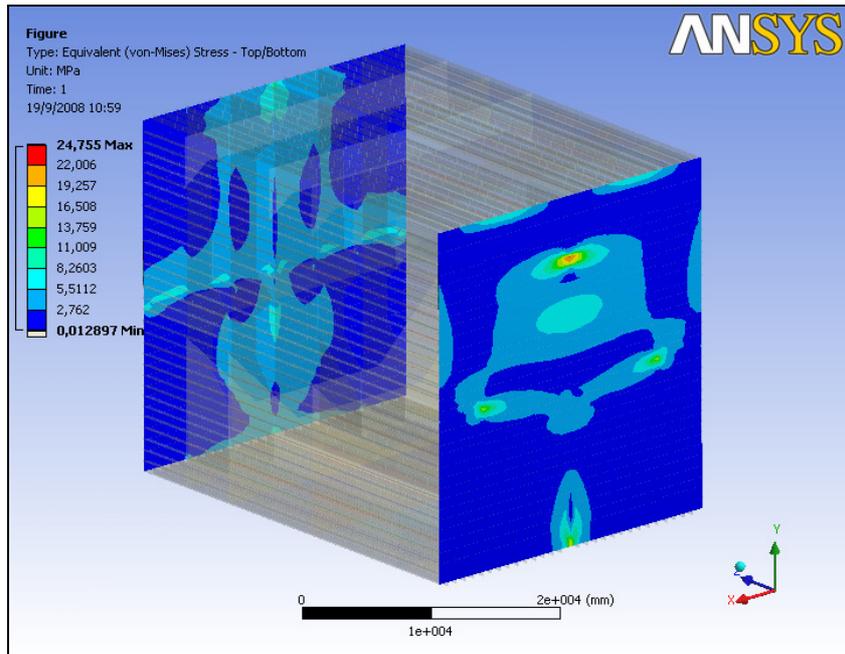


Figura 69 – Anteparas Transversais para caso de carregamento 1

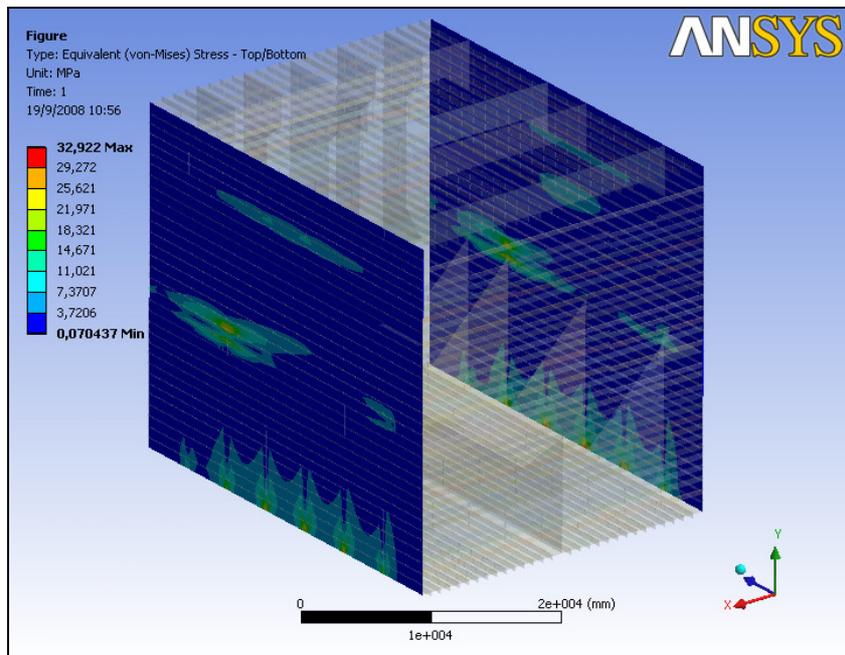
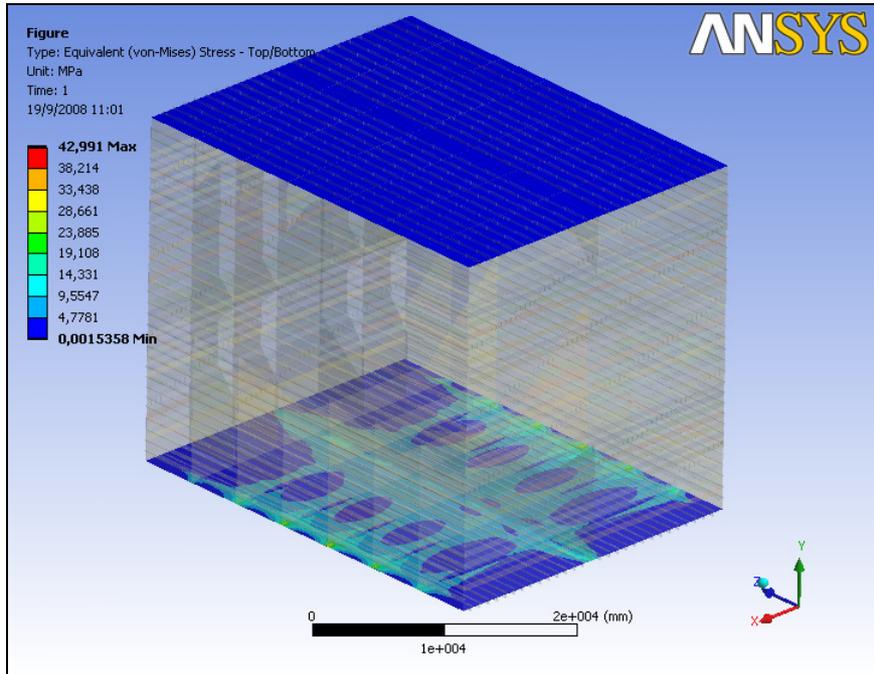
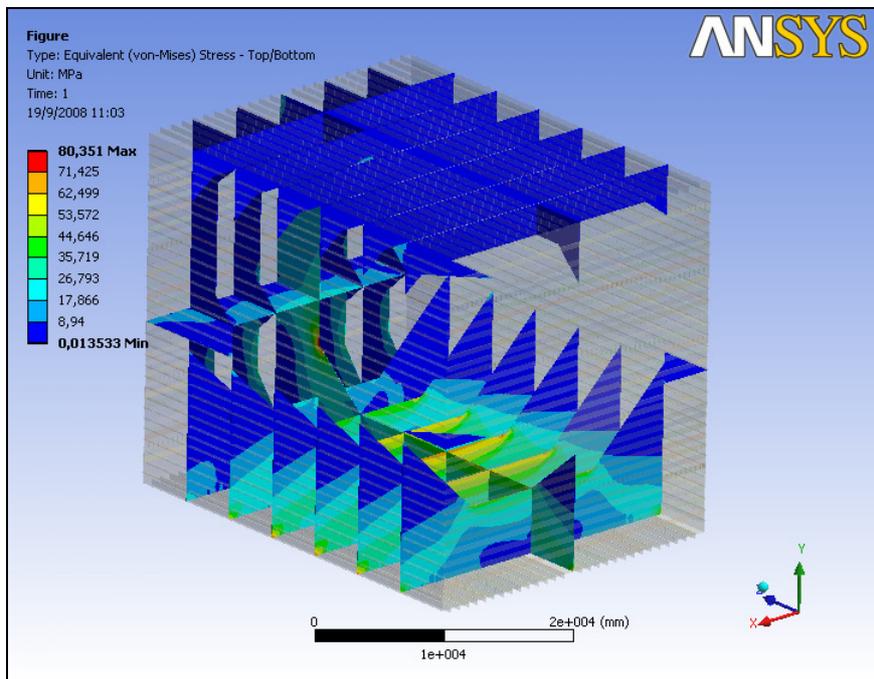


Figura 70 – Anteparas longitudinais para caso de carregamento 1



**Figura 71** – Fundo e convés para caso de carregamento 1



**Figura 72** – Reforços internos para caso de carregamento 1

### 5.7.2 Caso de Carregamento 2 – Pressão Hidrodinâmica Máxima para Enchimento de 5%

A seguir são mostradas as figuras com as tensões instaladas nas principais estruturas do tanque para o caso com carregamento máximo de pressão hidrodinâmica com 5% de enchimento.

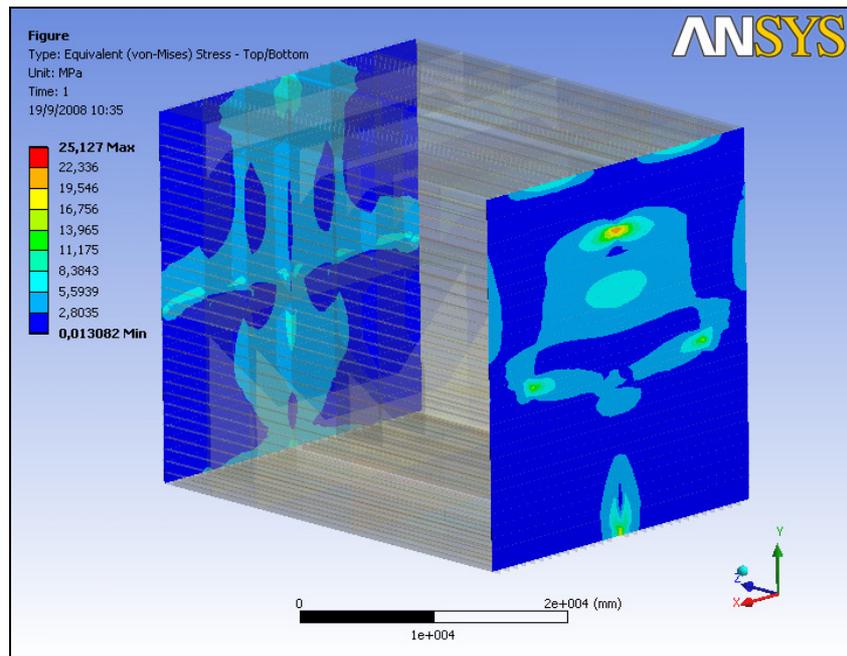


Figura 73 – Anteparas Transversais para caso de carregamento 2

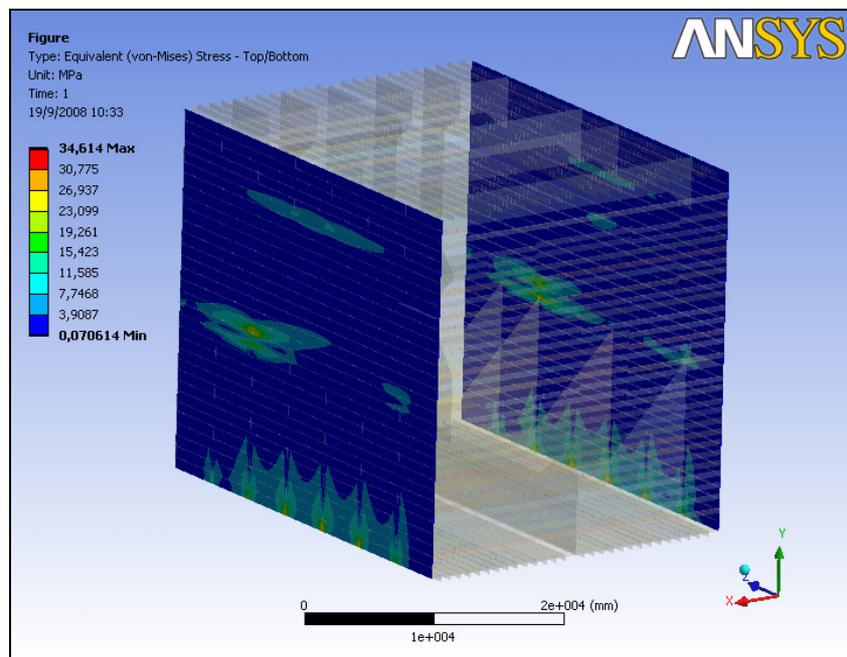
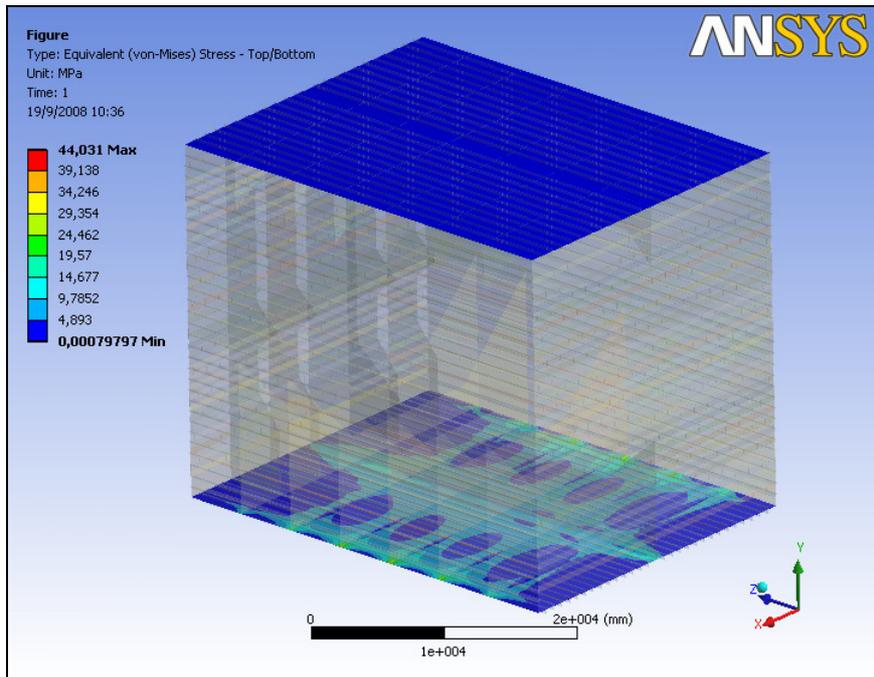
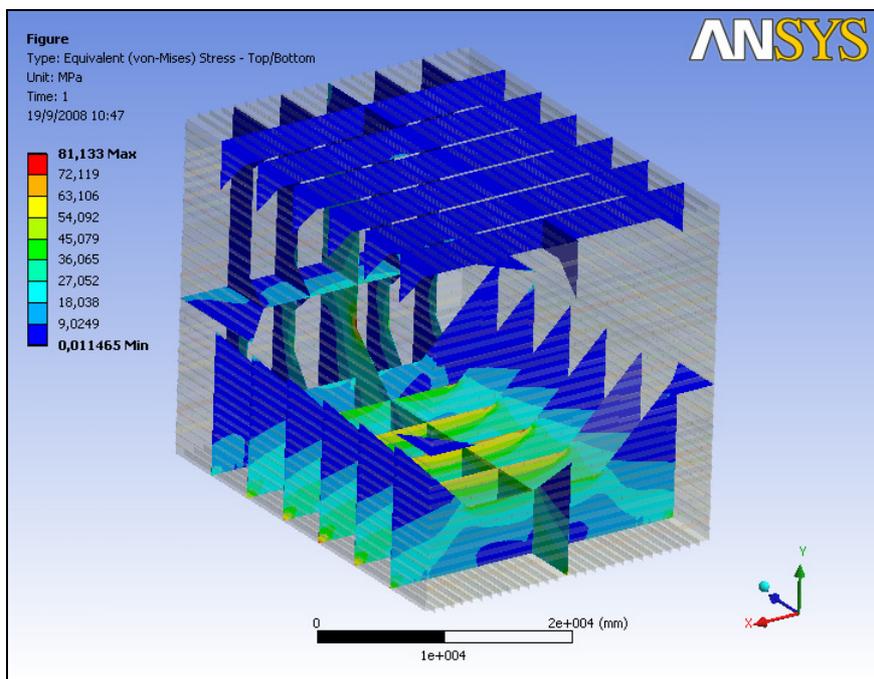


Figura 74 – Anteparas longitudinais para caso de carregamento 2



**Figura 75** – Fundo e convés para caso de carregamento 2



**Figura 76** – Reforços internos para caso de carregamento 2

### 5.7.3 Caso de Carregamento 3 – Pressão Hidrostática para Enchimento de 50%

A seguir são mostradas as figuras com as tensões instaladas nas principais estruturas do tanque para o caso com carregamento de pressão hidrostática com 50% de enchimento.

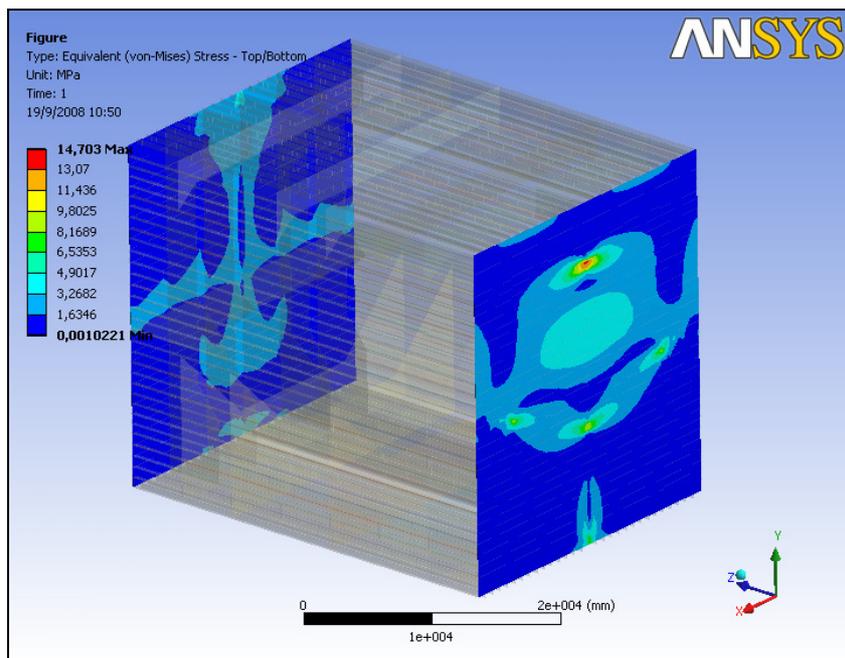


Figura 77 – Anteparas Transversais para caso de carregamento 3

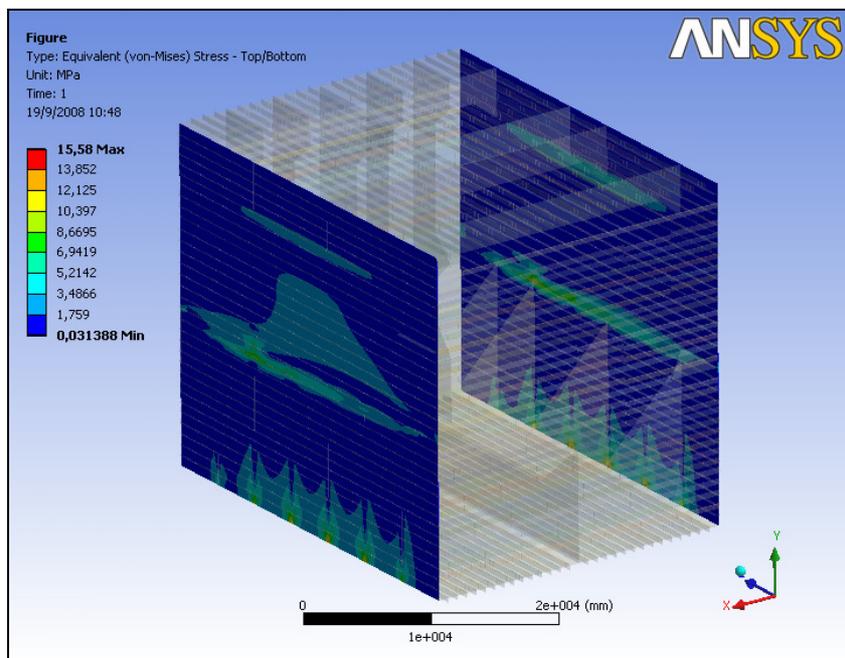


Figura 78 – Anteparas longitudinais para caso de carregamento 3

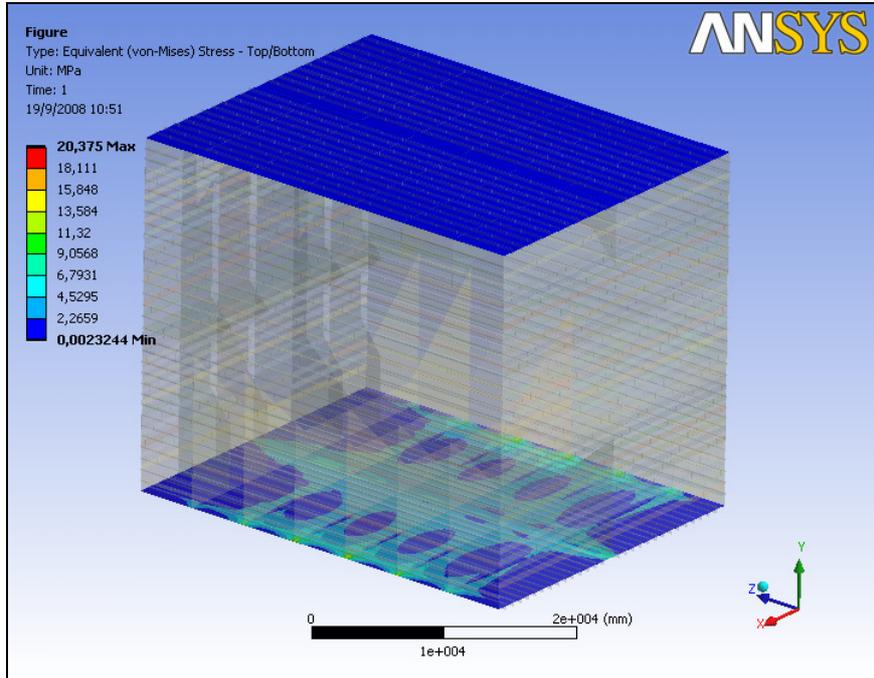


Figura 79 – Fundo e convés para caso de carregamento 3

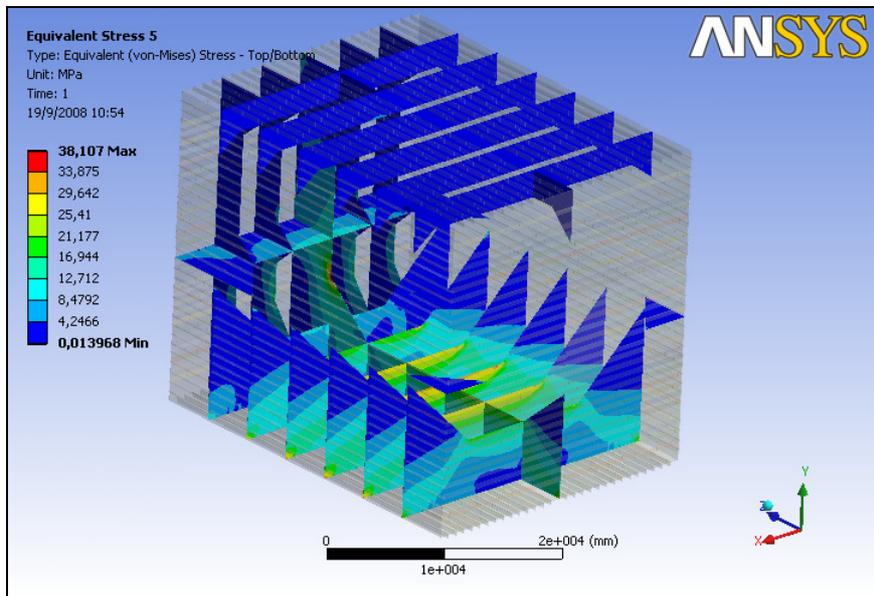


Figura 80 – Reforços internos para caso de carregamento 3

#### 5.7.4 Caso de Carregamento 4 – Pressão Hidrodinâmica Máxima para Enchimento de 50%

A seguir são mostradas as figuras com as tensões instaladas nas principais estruturas do tanque para o caso com carregamento máximo de pressão hidrodinâmica com 50% de enchimento.

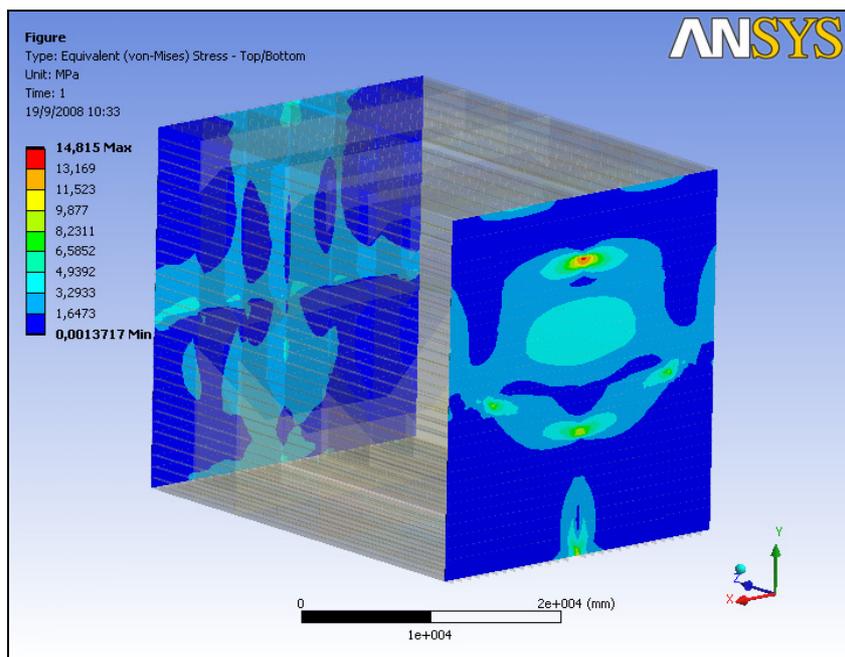


Figura 81 – Anteparas Transversais para caso de carregamento 4

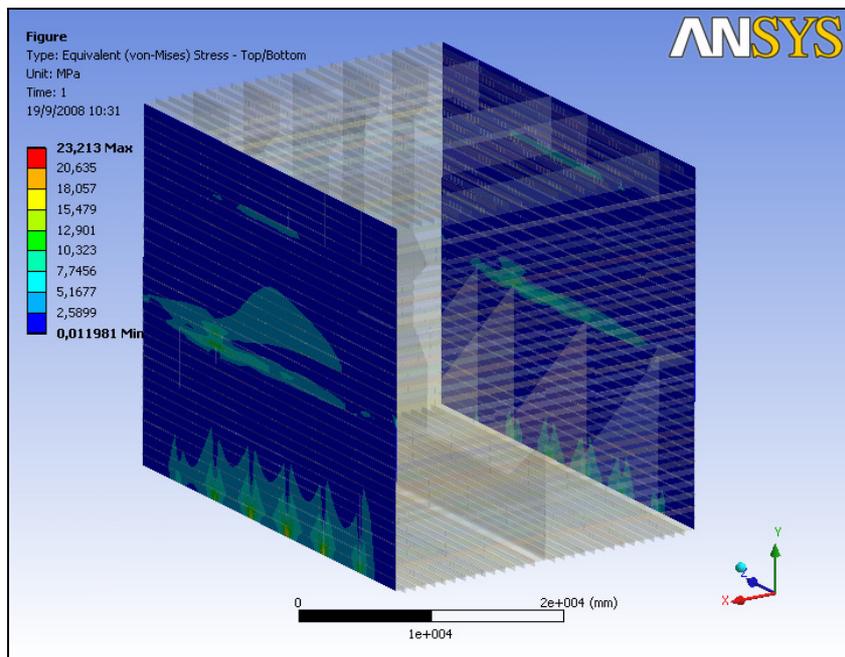
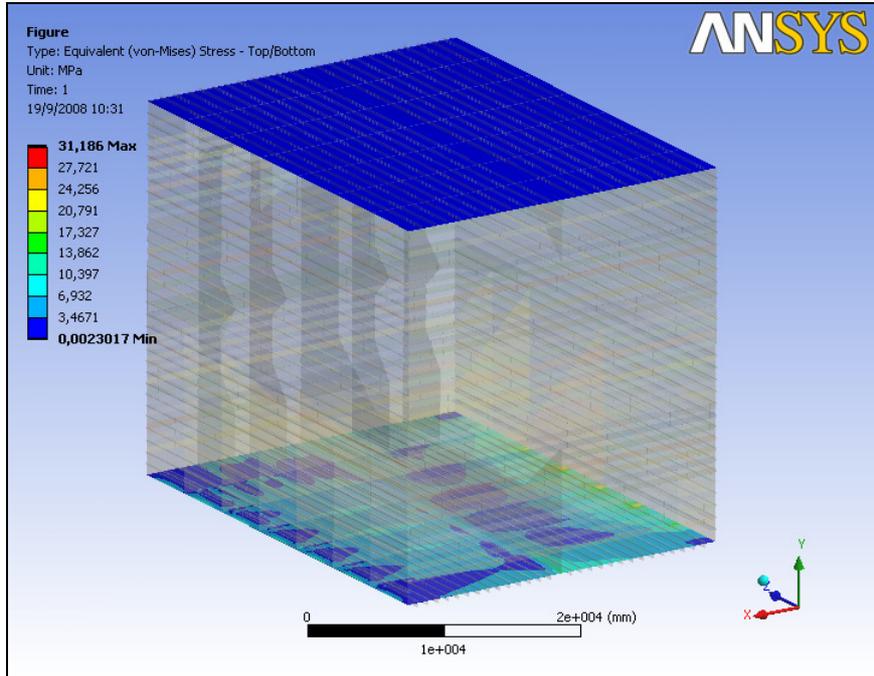
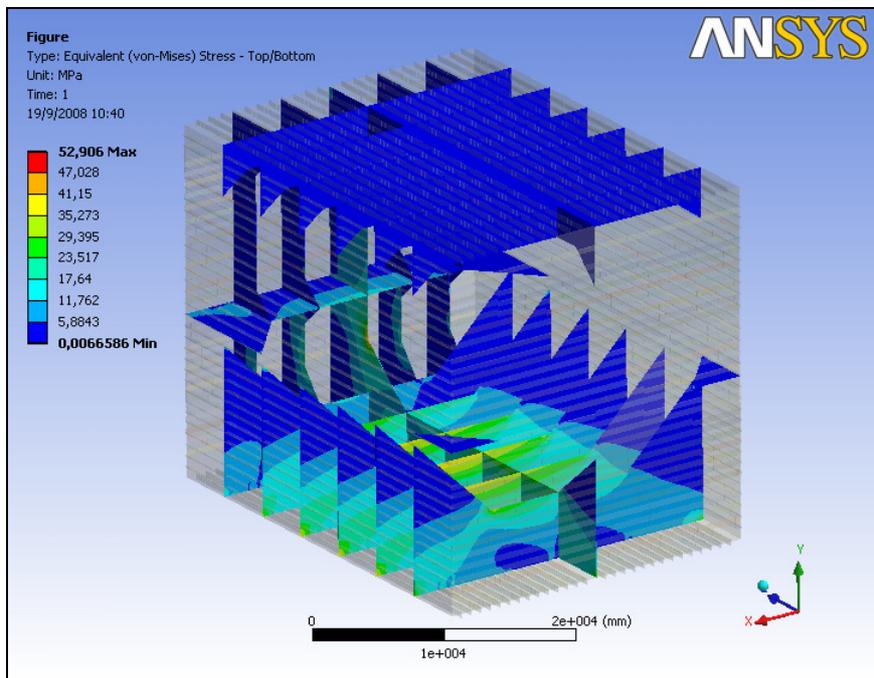


Figura 82 – Anteparas longitudinais para caso de carregamento 4



**Figura 83** – Fundo e convés para caso de carregamento 4



**Figura 84** – Reforços internos para caso de carregamento 4

## 5.8 Resumo dos Resultados

Os resultados obtidos foram referentes às condições de carregamento verificadas são listadas a seguir:

- Caso de Carregamento 1 – Caso Hidrostático com 5% de enchimento;
- Caso de Carregamento 2 – Caso Hidrodinâmico com 5% de enchimento;
- Caso de Carregamento 3 – Caso Hidrostático com 50% de enchimento;
- Caso de Carregamento 4 – Caso Hidrodinâmico com 50% de enchimento.

A tabela a seguir resume os resultados das tensões de Von Mises máximas encontradas para cada grupo da estrutura do tanque. Estas tensões podem ser verificadas nas figuras da seção anterior.

**Tabela 10** – Resumo das maiores tensões por região

Região	Tensão de Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )			
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Anteparas Transversais	24.755	25.127	14.703	14.815
Anteparas Longitudinais	32.922	34.614	15.58	23.213
Fundo e Convés	42.991	44.031	20.375	31.186
Reforços Internos	80.351	81.133	38.107	52.906

A variação percentual dos casos hidrostáticos para os casos dinâmicos para cada enchimento pode ser vista na Tabela 11.

**Tabela 11** – Variação percentual de tensão por região

Região	Variação Percentual da Tensão de Von Mises	
	Enchimento de 5%	Enchimento de 50%
Anteparas Transversais	1.50%	0.76%
Anteparas Longitudinais	5.14%	48.99%
Fundo e Convés	2.42%	53.06%
Reforços Internos	0.97%	38.84%

A partir da análise das variações percentuais da tensão de Von Mises nas regiões do tanque, pode ser visto que mesmo para o período natural do tanque ajustado para o período natural do movimento de joga, ou seja, com 5% do enchimento, a variação percentual das tensões instaladas é menor que no caso do enchimento de 50%, pois mesmo estando fora da região de ressonância, o perfil da onda gerada no tanque tem um altura maior que no caso com enchimento de 5%.

## 6 Conclusões

Neste estudo houve a possibilidade de traçar uma estratégia para incluir de forma mais acurada as cargas devido ao “sloshing” no projeto estrutural de unidades do tipo FPSO.

Este caminho foi determinado utilizando programas multidisciplinares que foram reunidos em torno do objetivo de calcular e aplicar as cargas supracitadas no modelo estrutural de um tanque de carga de uma plataforma do tipo FPSO.

Adicionalmente, foi mostrada neste estudo a utilização da ferramenta que habilita o cálculo de tanques parcialmente no programa de cálculo de movimentos e sua influência no movimento de jogo da unidade.

O ajuste dos parâmetros para utilizar esta ferramenta no programa WAMIT consumiu bastante tempo de análise e estudo para que as respostas fossem confiáveis e estivessem condizentes com o esperado pelos cálculos teóricos.

Desta forma, este trabalho focou em um problema que é bastante comum ao longo da vida operacional das unidades de produção do tipo FPSO, que é o fato dos tanques de carga operarem parcialmente cheios durante boa parte do tempo.

Assim, calibrou-se o enchimento do tanque para que atuasse com maior eficiência no período natural do movimento de jogo e por conseqüência majorasse as cargas dinâmicas devido ao “sloshing”. Este enchimento parcial foi calculado de forma teórica e comparando os Operadores de Resposta em Amplitude do movimento de jogo, pode ser visto que o cálculo da altura de enchimento do tanque foi validado pelo programa WAMIT.

Após o cálculo do movimento de jogo da embarcação de referência para os diversos enchimentos de tanque analisados, foram selecionados dois enchimentos parciais para cálculo das cargas no programa de Dinâmica Computacional dos Fluidos (CFD) utilizado neste trabalho. Então, após determinar pontos de medição de pressão no interior do tanque foram comparados os valores calculados pelo programa de CFD e o programa baseado na teoria potencial (WAMIT), esta comparação permitiu que fosse constatada uma grande diferença nos valores de pressão hidrodinâmica calculadas pelos dois programas.

As pressões calculadas pelo programa WAMIT foram bastante superiores aos valores calculados pelo programa de CFD, isto foi atribuído ao fato do programa WAMIT não possuir em seu código meio de inserir um amortecimento interno no tanque parcialmente cheio.

Após esta comparação foram calculadas as cargas de “sloshing” baseadas nas regras das sociedades classificadoras mais utilizadas no cenário brasileiro de plataformas. Houve, de modo geral, uma boa correlação entre os valores recomendados pelas sociedades classificadoras DNV e ABS para os perfis de pressão aplicados ao costado do tanque.

Após esta comparação foram acopladas diretamente no programa de elementos finitos ANSYS as cargas calculadas pelo programa de CFD. Estas cargas permitiram analisar as tensões instaladas no tanque de referência. Pode ser visto que os valores de tensão, mesmo selecionando os piores casos possíveis, foram inferiores aos valores de tensão recomendados pelas sociedades classificadoras.

Desta forma, pode ser visto que mesmo ligeiramente superiores as cargas das sociedades classificadoras nos levam a projetos suficientemente seguros.

Desta forma, este trabalho contribui para determinar um caminho para acoplar as análises de movimento com as análises de CFD, que vem sendo introduzidas atualmente nos projetos navais, e finalmente com o modelo estrutural em elementos finitos.

## **6.1 Trabalhos Futuros**

Como recomendação para futuros trabalhos devido ao desdobramento dos vários assuntos tratados neste estudo são:

- Calcular coeficiente de amortecimento interno dos tanques de carga e inserir este amortecimento no programa WAMIT;
- Estender este estudo analisando o cenário de transferência de Gás Natural Liquefeito de unidades flutuantes para navios aliviadores, considerando o efeito de superfície livre na estrutura das embarcações e considerando ainda o efeito das temperaturas criogênicas envolvidas neste caso;
- Avaliar a influência de diversos períodos de onda no programa de CFD e validar o RAO de pressões hidrodinâmicas calculadas pelo programa WAMIT;
- Montar um caso global completo no programa de CFD e comparar as respostas definidas por este programa com as respostas dadas pelo programa WAMIT;
- Tornar o estudo das cargas de “sloshing” parametrizados em função do período de ondas incidentes, construindo um método capaz de prever com razoável acurácia as referidas cargas para um dimensionamento preliminar da estrutura.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] – RAO, S. S., 1995, Mechanical Vibrations, Editora Addison Wesley, 3<sup>o</sup> Edition, Massachussets, USA.
- [02] – BHATTACHARYYA, R., 1978, Dynamics of Marine Vehicles, Editora John Wiley & Sons Inc, New York, USA.
- [03] – FIELD, S.B. et al, 1967, Ship Stabilizer, US Patent Office, New York, USA.
- [04] – FALTINSEN, O. M., ROGNEBAKKE, O. F., 2004, Sloshing and Slamming in Tanks, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norwegian.
- [05] – JOURNÉE, J.M.J., 2000, Fluid Tanks and Ship Motion, Delft University of Technology, Delft, Netherlands.
- [06] – KIM, Y., SHIN, Y.S., LEE, D.H., 2007, The Effects of Tank Sloshing on LNG-Ship Responses, 2007, Ocean, Offshore and Arctic Engineering, San Diego, USA.
- [07] – SAAD, A. C., 2005, Aplicação da Teoria do Absorvedor de Vibração na Redução do Balanço Transversal em Plataformas do Tipo FPSO, Dissertação de M.Sc., Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2005.
- [08] – KIM, Y., 2003, Numerical Analysis of Sloshing Problem, American Bureau of Shipping, Research Center, Houston, USA.
- [09] – GODDERIDGE, B., TAN, M., TURNOCK, S., EARL, C., 2006, A Verification and Validation Study of the Application of Computational Fluid Dynamics to the Modeling of Lateral Sloshing, University of Southhampton, Southhampton, USA.
- [10] – WAMIT User Manual Version 6.3, 2006, WAMIT Inc., Chestnut Hill, MA, USA.
- [11] – FALTINSEN, O. M., 1990, Sea Loads on Ships and Offshore, Cambridge, University Press, Melbourne, Australia.
- [12] – MOALEJI, R., GREIG, A. R., 2005, On the Development of Ship Anti-Roll Tanks, London, University College of London, England.
- [13] – ANSYS CFX User Manual, Release 11.0, 2007, Canonsburg, PA, USA.
- [14] – ANSYS Wokrbench User Manual, Release 11.0, 2007, Canonsburg, PA, USA.
- [15] – KIM, Y., SHIN, S.S., KWANG, H.L., 2004, Numerical Study on Slosh-Induced Impact Pressures on Three-Dimensional Prismatic Tanks, Seoul National University, Seoul, South Korea.
- [16] – HUGES, O.F., Ship Structural Design, A Rationally Based, Computer-Aided Optimization Aproach, 1988, Published by The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New Jersey, USA.

- [17] – Det Norske Veritas, Rules for Ships, 2004, Part 3, Chapter 1, Section 4, p. 35.
- [18] – American Bureau of Shipping, Rules for Ships, Rules for Building and Classing – Steel Vessels 2007, 2007, Part 5A, Section 7.4, p. 1.
- [19] – Bureau Veritas, 2007, Rules for Ships, Part B, Chapter 5, Section 6, p. 40.
- [20] - SAAD, A.C., FERNANDES, A.C., ESPERANÇA, P.T.T. and SALES, J.S.; Analyzing the Stabilizing Tank for the Control of Rolling Motion by Model Testing and the Dynamic Absorber Theory XXVI International Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE); paper OMAE2007-29406, San Diego, USA, June 10-15, 2007.
- [21] - SAAD, A.C., FERNANDES, A.C., ESPERANÇA, P.T.T. and SALES, J.S.; Applying the Dynamic Absorber Theory for the Control of FPSO Rolling Motion, 9<sup>th</sup> International Conference on Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB2006), Rio de Janeiro, Brazil, September 24-29, 2006.
- [22] - LEE, C.-H. and NEWMAN, J.N., Computation of wave effects using the panel method, in *Numerical models in fluid-structure interaction*, Preprint, Editor S. Chakrabarti, WIT Press, Southampton, 2004.
- [23] – TIMOSHENKO, S. P., 1969, Resistência dos Materiais, Volume I, Editora Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro, Brasil.
- [24] – ZIENKIEWICZ, O. C., TAYLOR, R. L., Finite Element Method: Volume I, The Basis, published by Butterworthy-Heinemann, 2000.
- [25] – TODD, F. H., Ship Hull Vibration, Publisher London Edward Arnold, 1961.

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)