

Implantação de Protótipo de Conversor de Ondas Onshore nas Condições de Mar do Nordeste do Brasil

Estefen, S. F., Lourenço, M. I., Castello, X., Rossetto, R. M., Costa, P. R., Pinheiro, M. M., Ricarte, E., Maes, S. R.

Resumo - O conceito de um dispositivo hiperbárico para a geração de eletricidade a partir das ondas do mar baseia-se no armazenamento de água sob alta pressão bombeada pelo movimento de corpos flutuantes. O dispositivo é composto de três diferentes subsistemas que trabalham juntos: flutuadores / bombas, acumulador / câmara hiperbárica para armazenamento de água sob alta pressão e o conjunto turbina/gerador. Após testes experimentais em tanque oceânico um protótipo em escala real foi projetado para demonstrar o conceito proposto sob condições ambientais do local da instalação. Análises numéricas foram realizadas para estabelecer propriedades geométricas e dos materiais empregados para os vários componentes, considerando ambas as condições de carregamento estático e dinâmico. A partir dos dados estruturais gerados foram elaborados os desenhos de detalhamento para a fabricação dos componentes.

Palavras chaves — energias renováveis, energia das ondas, conversão de energia, análise estrutural, clima de ondas.

I. INTRODUÇÃO

O aquecimento global é um dos mais sérios desafios da sociedade atual. Para proteger a saúde e o bem-estar econômico das gerações atuais e futuras, os gases do efeito de estufa devem ser evitados. Novos investimentos e esforços têm sido direcionados na busca de fontes alternativas de energia para garantir as exigências do crescimento futuro. A diversificação de fontes de energia com o emprego de fontes renováveis representa uma alternativa para atender à crescente demanda de energia elétrica e diminuir a emissão de gases de efeito estufa por uso de combustíveis fósseis nos meios de produção tradicionais.

A energia das ondas do mar possui um potencial mundial estimado em torno de 1TW [1], que é equivalente em magnitude ao consumo mundial de eletricidade. Neste enfoque, apresenta-se como uma solução para ilhas ou países com grandes faixas costeiras, podendo contribuir significativamente para a demanda de energia elétrica. Esta tecnologia se encontra em estágio pré-comercial, com alguns protótipos em teste e em desenvolvimento no mundo [5].

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito do Programa de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico do Setor de Energia Elétrica regulado pela ANEEL e consta dos Anais do VI Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica (VI CITENEL), realizado em Fortaleza/CE, no período de 17 a 19 de agosto de 2011.

S. F. Estefen, M.I. Lourenço, X. Castello, R. M. Rossetto, P. R. Costa, M. M. Pinheiro e E. Ricarte trabalham no Laboratório de Tecnologia Submarina - COPPE/UFRJ (e-mail para contato: eliab@lts.coppe.ufrj.br).

S. R. Maes trabalha na Tractebel Energia S.A. (e-mail: srmaes@tractebelenergia.com.br).

Uma característica importante das ondas do mar é a sua alta densidade energética, que é a maior entre as fontes de energia renováveis.

Energia das ondas oceânicas não é uma idéia nova. A primeira patente que se tem notícia data de 1799 (Girard & Son, França). Desde o agravamento das crises do petróleo no final do século passado diferentes tecnologias foram testadas nas últimas três décadas. A referência [5] reuniu os principais avanços da energia das ondas nos últimos anos e mostrou a grande variedade dos sistemas propostos. A maioria das atividades de P&D em energia das ondas vem ocorrendo na Europa, devido ao apoio financeiro e uma atitude positiva adotada pelos governos de alguns países.

Nos últimos anos alguns protótipos tiveram suas operações testadas: Wave Star Energy e Wave Dragon na Dinamarca, Pelamis e Limpet no Reino Unido, Archimedes Wave Swing (AWS) na Holanda, e o Coluna de Água Oscilante (OWC) na Ilha do Pico em Portugal. Estados Unidos, Austrália, Irlanda, Noruega, Suécia e China, entre outros países, também estão realizando pesquisas em energia das ondas.

II. OPERAÇÃO DO CONVERTOR HIPERBÁRICO

A Figura 1 mostra um esquema do funcionamento do sistema desenvolvido na COPPE/UFRJ com tecnologia totalmente nacional.

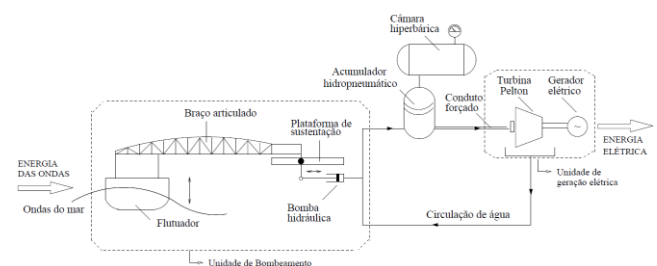


Figura 1: Esquema do sistema de conversão de energia [12]

A operação do conversor de energia é inteiramente dependente da ação das ondas sobre os flutuadores e à pressão especificada para a câmara hiperbárica. Água doce em um circuito fechado é bombeada para o acumulador hidropneumático, que armazena água sob alta pressão vinda das bombas. A figura 2 apresenta o layout da usina de ondas e os seus principais componentes.

A onda ao passar pelo flutuador transfere o movimento vertical para o braço mecânico que funciona como uma alavanca, deslocando o pistão de uma bomba axial de sucção e recalque. A alavanca multiplica a força de gravidade do flutuador por dez vezes aumentando assim a capacidade de pressão de bombeamento consideravelmente. Um skid

confeccionado em aço foi construído para realizar a transição entre o equipamento conversor e o quebra-mar e se conecta com o braço por um eixo e rolamentos de esfera. A água em alta pressão é bombeada em circuito fechado para o acumulador hidropneumático, que também está ligado à câmara hiperbárica, uma reserva de gás. Este sistema de alta pressão funciona como um estabilizador para a alimentação de água para as bombas. Uma válvula de fluxo controlado movimenta a turbina conectada a um gerador elétrico.

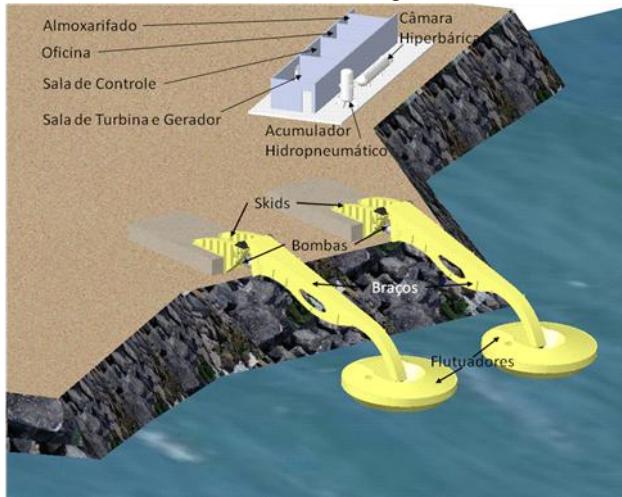


Figura 2: Equipamentos componentes da usina piloto

O acumulador encontra-se conectado a um pulmão de gás a alta pressão dentro da câmara hiperbárica. Este subsistema funciona como um estabilizador de pressão para a água que é bombeada de forma intermitente. A água do acumulador é direcionada por uma agulha de regulagem de jato para mover a turbina. Finalmente, a turbina está acoplada ao gerador elétrico para produzir eletricidade.

A estrutura, composta pelo flutuador, braço mecânico, bomba, e skid, está sujeita às condições de pesado carregamento causado pelo peso dos componentes, alta pressão e cargas ambientais, devido às ondas.

A resposta estrutural às cargas dinâmicas e estáticas, bem como análise do limite máximo de resistência e à fadiga, foram identificadas para respaldar o projeto estrutural.

III. TESTES EM TANQUE OCEÂNICO

Testes experimentais utilizando um modelo em escala reduzida foram realizados em um tanque de ondas (LabOceano) para se obter uma melhor compreensão do comportamento do conversor sob as ondas mais frequentes do litoral do Estado do Ceará, local de implantação do protótipo. Diferentes aspectos do comportamento do sistema foram investigados a fim de obter o parâmetro de eficiência do sistema e da energia gerada por representação das ondas regulares.

Um modelo em escala reduzida de 1:6,5 foi construído e testado para demonstrar o conceito proposto, conforme ilustrado na figura 3. Os testes avaliaram o parâmetro de eficiência representado pela relação entre a energia das ondas e da potência do conversor. Uma eficiência média de 35% foi registrada antes da transferência para o subsistema elétrico.



Figura 3: Modelo em escala reduzida

Resultados dos testes de laboratoriais para o modelo reduzido simulou condições equivalentes para $H_s = 1,2$ m e $T = 5,5$ s, e para diferentes pressões prescritas associadas com duas bombas com pressão nominal de 600 psi (408 mca) e 1000 psi (680 mca) e encontram-se apresentados na Figura 4. A energia gerada é dada como uma função da pressão prescrita na faixa de 500 a 700 psi para bomba 1 (pressão nominal de 600 psi) e na faixa de 700-1100 psi para a bomba de 2 (pressão nominal de 1.000 psi). Os valores de potência foram extrapolados para um conjunto de módulos de vinte unidades de bombeamento.

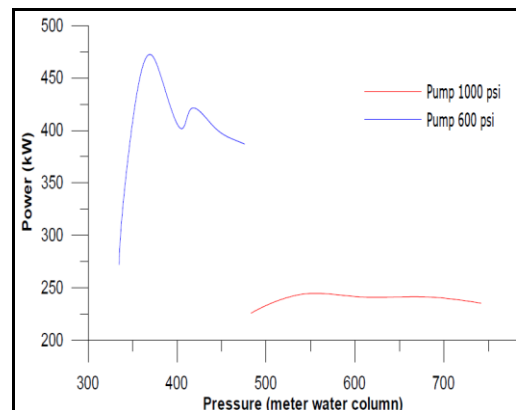


Figura 4: Potência versus pressão para duas bombas

Pode ser observada que a pressão controlada tem influência significativa sobre a potência gerada do conversor. A segunda bomba apresenta maior energia gerada do que a primeira bomba. A maior potência apresentou um valor 190% superior à outra.

Os testes realizados no tanque oceânico mostraram que o conceito proposto é capaz de gerar eletricidade, porém, para o protótipo em escala real 1:1, se fazia recomendável a análise estrutural do suporte do flutuador, mecanismos e componentes da bomba de alta pressão. O projeto foi feito de acordo com o ambiente local e as condições operacionais esperadas.

IV. CLIMATOLOGIA LOCAL

O sítio de instalação do protótipo é caracterizado predominantemente por ondas geradas pelo vento (mar local) e por um swell sazonal. Durante o ano é observada uma relativa regularidade das ondas incidentes.

A predominância de ondas com alturas relativamente baixas, entre 1 e 2 m, é comum na região, embora alguns valores de pico acima de 2,5 m tenham sido observados. No

entanto, uma distribuição bastante homogênea é uma característica presente, indicando regularidade na altura significativa de onda. Alturas de onda inferiores a 1 m são raras, e em média a altura significativa é de 1,4 m.

Os períodos são predominantemente curtos (5-9 s), com um período médio de 7,53 s. Os registros também mostram a ocorrência de ondas com longos períodos (12-20 s), todos eles oriundas do Hemisfério Norte, indicando que eles foram gerados fora da área de influência do anticiclone subtropical do Atlântico Sul. O tempo de sua ocorrência coincide com o inverno no Atlântico Norte. Mais detalhes podem ser encontrados em [11]. As figuras 5 e 6 mostram os histogramas de altura de onda significativa e período anual, respectivamente.

O estado limite dos componentes foi realizado com uma altura de onda significativa centenária estimada em 5 m, com um período médio de 5 s. Além disso, a frequência natural do conversor foi avaliada para evitar o comportamento de ressonância induzida pelas cargas ambientais.

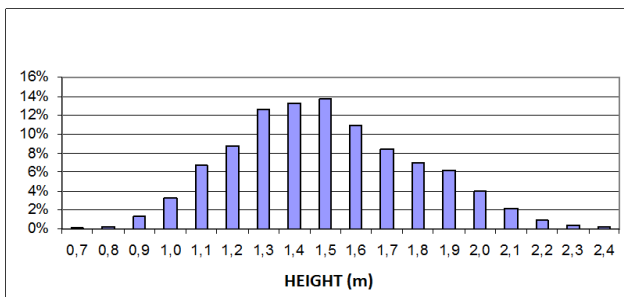


Figura 5: Probabilidade de altura significativa de ondas, Pecém-CE

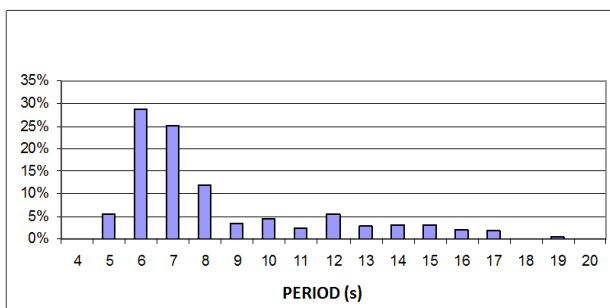


Figura 6: Probabilidade de período anual de onda, Pecém-CE

V. PROJETO BÁSICO E ANÁLISE NUMÉRICA

Como primeiro passo, foi modelado um projeto básico com o auxílio de ferramenta CAD para traçar a funcionalidade dos componentes. Além disso, modelos de elementos finitos, considerando não-linearidades geométricas, foram desenvolvidos utilizando programa de elementos finitos para a análise numérica dos componentes [7]. O projeto final e o material dos componentes foram definidos de acordo com as condições operacionais e os fatores de segurança recomendados.

A. Propriedades dos Materiais

Dois tipos de materiais foram selecionados e os componentes fabricados em ferro fundido e aço. As propriedades do material foram consideradas nas análises numéricas: densidade de 7.860 kg / m³ para os dois materiais, módulo de elasticidade de 210 GPa para o aço e

172 GPa para o ferro fundido, com respectivos coeficientes de Poisson de 0,3 e 0,27, e limite de elasticidade de 350 MPa para o aço e 345 MPa para o ferro fundido.

B. Análise de Fadiga

A análise de fadiga considera a influência de componentes de tensão multiaxial. A influência da tensão média deve também ser levada em conta, pois reduz a vida à fadiga. O peso dos componentes aumenta a tensão média (σ_m) significativamente. Portanto, o critério de Soderberg foi empregado de forma conservadora.

Diversas formulações têm sido propostas para analisar a fadiga multiaxial de metais, tais como as de [13] e [14]. Os métodos Von Mises e Sines apresentaram uma boa correlação experimental para avaliar estados multiaxial simples. Neste trabalho Von Mises foi selecionado consistindo de Von Mises alternativo e tensões médias (σ_{EQA} e σ_{EQM}), juntamente com o critério de Soderberg.

Um resumo das equações de análise de fadiga é apresentado a seguir, onde σ_{sn} representa a correção da curva S-N, σ_u é a tensão de ruptura e σ_y é a tensão de escoamento.

Análises de fadiga foram realizadas em pontos selecionados dos equipamentos. Para selecionar os pontos, a distribuição de tensões alternadas e médias foi calculada utilizando os resultados da análise dinâmica. Devido às incertezas inerentes ao projeto, uma altura de onda constante de 5 m com um período de 5 s, na condição mais solicitada do sistema mecânico foram adotados como o caso de carga para o cálculo de danos acumulados. Este procedimento foi altamente conservador, dada a possibilidade futura de instalação de uma estrutura semelhante em locais mais energéticos.

C. Cargas Acidentais

O impacto da queda do flutuador na superfície da água do mar foi considerado para simular possíveis situações de manutenção, devido a um erro operacional ou em estados de mar inesperados, quando o flutuador poderia apresentar comportamento saltitante, por conseguinte submetido a sobrecarga e danos. Esta situação foi analisada por um modelo numérico simplificado de interação fluido-estrutura. A simulação assumiu uma queda livre do conjunto braço e flutuador associada com uma condição mínima de pressão na bomba. Para ser conservador, o fundo do flutuador foi assumido ser paralelo à superfície da água. Condições de simetria dupla foram consideradas, que negligenciam o deslocamento longitudinal do flutuador em relação ao braço. O líquido foi simulado através do emprego da equação de estado (EOS) e modelagem do flutuador como uma superfície rígida.

A aceleração máxima foi calculada com os resultados de deslocamento, que foi utilizado na análise estrutural do braço, incluindo os efeitos da inércia. Foram obtidos os resultados das forças de reação nos rolamentos do eixo do braço e o deslocamento do flutuador em função do tempo. Um período de tempo de zero a 1, foi utilizado para o efeito da gravidade, e depois de 1 s, o sistema foi deixado cair. No caso do aço, é sabido que, quando a taxa de deformação é aumentada, em condições de impacto, a resistência do material também aumenta, embora a ductilidade permaneça

a mesma. Portanto, assumindo a tensão de escoamento normal para o projeto sob impacto é seguro.

A seguir são apresentadas as análises realizadas para cada componente, de acordo com as condições de carga já descritas.

D. Braço Mecânico

O braço mecânico tem a função de transferência de deslocamento do movimento vertical flutuador à ação horizontal no pistão da bomba. O bombeamento é realizado somente no movimento descendente do flutuador após a passagem da onda, que é auxiliado pela força da gravidade natural agindo sobre o flutuador.

As forças de arrasto das ondas, carregamento de inércia sobre o flutuador, peso próprio e efeitos dinâmicos atuam diretamente sobre o braço, que possui 22 metros de comprimento da conexão do flutuador ao eixo do skid. A geometria dos componentes e seus posicionamentos criam uma ampliação de um fator de dez para a carga e deslocamento do flutuador à bomba. Assim, cargas de compressão muito altas atuarão sobre o skid e o braço durante a operação de bombeamento.

O braço foi concebido como uma viga-caixão composta de painéis reforçados conectado com um flange robusto. A viga foi projetada para suportar a flexão horizontal causada pela resistência à onda transversal, enquanto que o flange proporciona resistência à flexão vertical devido à carga de bombeamento. Várias análises numéricas foram realizadas para otimizar a geometria, a qual é muito dependente dos picos máximos de marés e ondas, para evitar choques entre o braço e o flutuador.

Cargas estáticas foram consideradas para simular condições extremas de carga e manutenção. As cargas dinâmicas e os deslocamentos foram determinados separadamente, por análise hidrodinâmica. Os dados foram então utilizados para a análise estrutural estática considerando os efeitos de inércia.

A altura máxima de onda operacional foi assumida como sendo de 5 m com um período de 5 s. Esta condição de onda foi utilizado para cargas extremas, o que causa uma força de 350 kN no eixo vertical e uma força horizontal de 100 kN no flutuador.

Os critérios de tensão equivalente de Von Mises foram adotados para fins de projeto, exceto para a análise de fadiga, onde as concentrações de tensões locais foram avaliadas separadamente. A figura 7 mostra o arranjo estrutural do braço e apresenta um exemplo do cálculo do estado de tensão para uma altura de onda de 5 metros atuando no flutuador, o que induz altas cargas de compressão perto do suporte da bomba e flexão do braço. A direção de onda mais crítica no local de instalação foi adotada, que é transversal à direção longitudinal do braço.

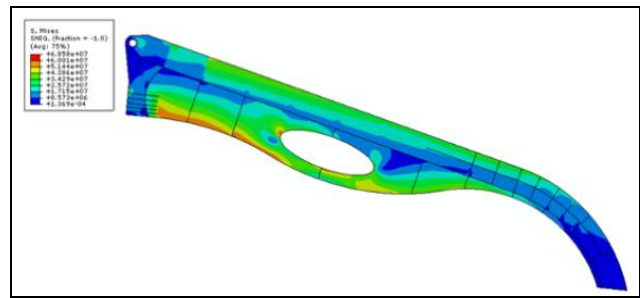


Figura 7: Estado de tensão do braço durante o bombeamento

Quando a flutuador está na crista da onda, representado pela sua posição na Figura 8, a bomba ainda não está ativada e só o carregamento transversal da onda é aplicado.

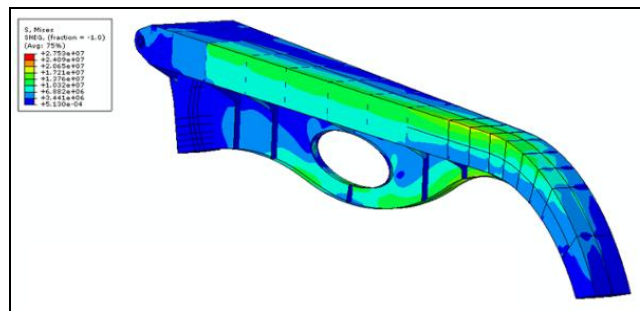


Figura 8: Estado de tensão do braço, quando a flutuador está na crista da onda sentido transversal

Concentrações de tensão foram identificadas em vários pontos, embora a geometria tenha sido remodelada para evitar a maioria delas. A Figura 9 mostra compressão (azul) e tração (vermelho) em zonas do braço, devido à carga de impacto. Essas regiões foram reforçadas por meio do aumento da espessura das chapas internas.

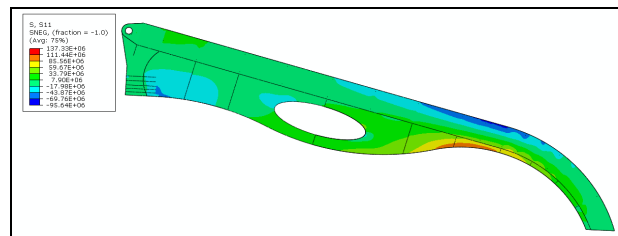


Figura 9: Estado de tensão do braço em caso de colisão

A análise da força máxima indicou deformações plásticas nos painéis laterais do caixão reforçado com flambagem local em caso de sobrecarga lateral. Em qualquer que seja o caso, os resultados mostraram que os fatores de segurança são adequados para as condições operacionais consideradas. A figura 10 mostra o estado atual da peça sendo transportada.



Figura 10: Braço mecânico fabricado



Figura 12: Geometria do flutuador fabricado

E. Flutuador

O projeto do flutuador baseou-se em placas curvas de baixa espessura com reforços radiais internos. Os compartimentos internos foram projetados para permitir o balanceamento da condição de lastro necessário. O flutuador tem um diâmetro externo de 10 m e dimensão vertical (pontal) de 2 m. Como a conexão do braço mecânico deve ser tão baixa quanto possível para aumentar a estabilidade, uma seção cônica central combinada com uma rampa foi projetada.

O calado do flutuador é de 0,5 m para o peso total projetado de 25 toneladas, nas condições operacionais estabelecidas. O peso total é composto do peso próprio associado à parte do peso do braço.

As análises estruturais foram realizadas para o impacto, a carga de onda, imersão total e manutenção associada com a suspensão do flutuador para fora da água. Para evitar a deformação das chapas internas, como visto na Figura 11, os reforços foram modificadas para aumentar a rigidez estrutural.

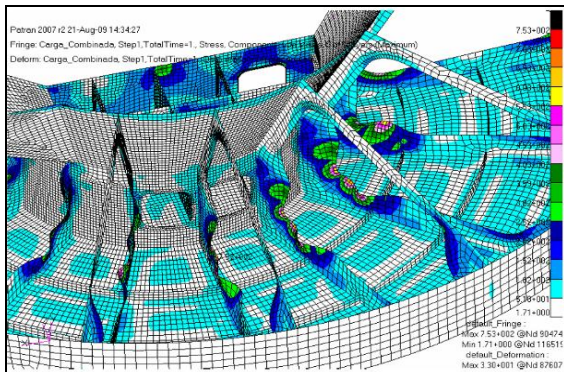


Figura 11: Reforços internos do flutuador para a condição além do limite de resistência

A geometria final é mostrada na Figura 12. Mesmo utilizando placas de baixa espessura do casco do flutuador, a estrutura parece ser suficientemente forte para resistir à carga aplicada.

F. Junta – U

A Junta U permite ao flutuador ser rotacionado em ambos os eixos horizontais (movimentos de pitch e roll), mas evita a rotação em torno da vertical (yaw). Por causa do único ponto de conexão entre braço e flutuador, este componente é submetido a concentração de carga. Cargas axiais em eixos de junção U induzem a sobrecarga em um único rolamento, que é apoiado por parafusos.

A fim de evitar um impacto severo transmitido ao braço, um sistema de amortecimento foi projetado para a base da junta de rolamento. O impacto da carga máxima de compressão entre o flutuador e o braço foi estimada em 818 kN. Essa carga deve ser absorvida pela junta. Além disso, 100 kN devido ao carregamento de onda transversal ao braço foi assumida como uma condição de projeto.

A Figura 13 mostra o estado de tensão na junta para a carga de impacto, onde podem ser observadas concentrações de tensões nos flanges internos dos rolamentos e na junta.

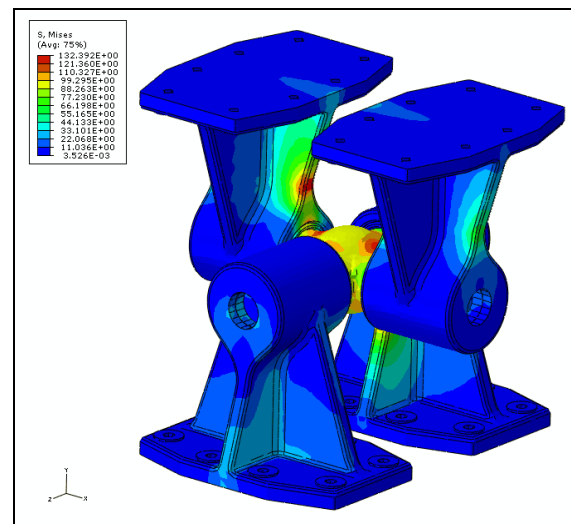


Figura 13: Estado de tensão durante o carregamento de impacto

A figura 14 mostra as juntas fabricadas prontas para montagem.



Figura 14: Junta U

G. Skid

O skid é o componente estrutural que corrige o sistema dinâmico associado com partes móveis em relação ao plano da base sobre o quebra-mar. A bomba, rolamentos e eixos estão ligados ao skid. O braço mecânico é articulado no skid pelo eixo e sistema de rolamento.

Os esforços que atuam nos flutuadores e nos braços mecânicos são transmitidos para o skid. O projeto deve apresentar rigidez suficiente para evitar grandes deslocamentos, quando submetidos a cargas extremas. No entanto, deve ser otimizado para a menor quantidade possível de material. O skid foi projetado empregando chapas grossas e finas. O peso total é de aproximadamente 25 toneladas.

A análise numérica foi realizada considerando condições operacionais críticas, que inclui uma bomba de pressão de 90 bar (900 mca), uma carga de arrancamento do braço mecânico de 250 MN, uma carga vertical de 64 MN, considerando a carga de impacto sobre os flutuadores transmitida através de rolamentos, uma carga lateral de 100 KN, um momento de torção de 2,20 MNm e um momento de flexão longitudinal de 5,50 MNm.

A Figura 15 apresenta a distribuição das tensões de Von Mises para a condição de carregamento.

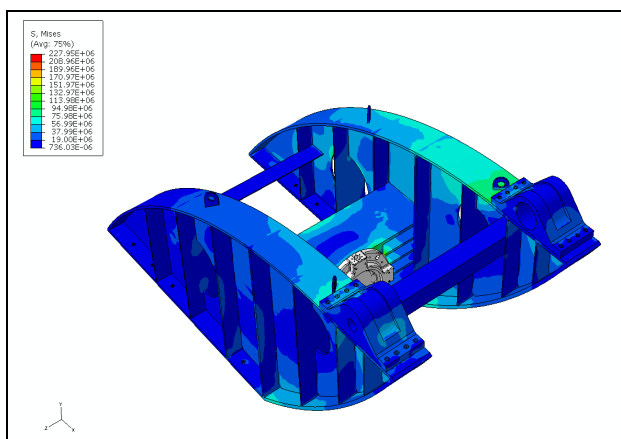


Figura 15: Estado de tensão do skid para carga crítica

O skid foi projetado e modelado, considerando a carga crítica para garantir a segurança durante a operação. Para a incidência das ondas, as cargas aplicadas sobre a estrutura são mais baixas, e as tensões conseqüentemente atingem valores menores.

A figura 16 mostra o estado atual do skid fabricado e instalado no Porto do Pecém.



Figura 16: Skid

H. Bomba

A bomba é basicamente dividida em três componentes: a base, o pistão guia e acessórios de montagem. O comprimento total do modelo, incluindo todos os componentes, é 1630 milímetros. O peso aproximado de todo o segmento é de 1,9 toneladas com um diâmetro interno de 750 mm.

Ferro fundido foi empregado na base da bomba e as outras partes serão fabricadas em aço. A bomba será instalada na região interna do skid. Elementos sólidos hexaédricos e tetraédricos foram utilizados para representar o modelo de elementos finitos. A análise numérica foi realizada para verificar as tensões e deformações no modelo quando submetido a condições de carga superior à carga operacional. A carga máxima de funcionamento da bomba é de 60 bar (600 mca), mas por razões de segurança a pressão de 90 bar (900 mca) foi considerada na análise.

A carga concentrada associada ao movimento do pistão também foi considerada. Esta carga foi aplicada no final do pistão guia, considerando a operação do conversor na maré alta. No nível máximo das marés, as condições operacionais do braço mecânico geram uma força vertical transmitida ao pistão através da haste de conexão entre o braço e o pistão. A força aplicada concentrada é de 10 toneladas. A Figura 17 apresenta a distribuição Von Mises para o modelo descrito acima.

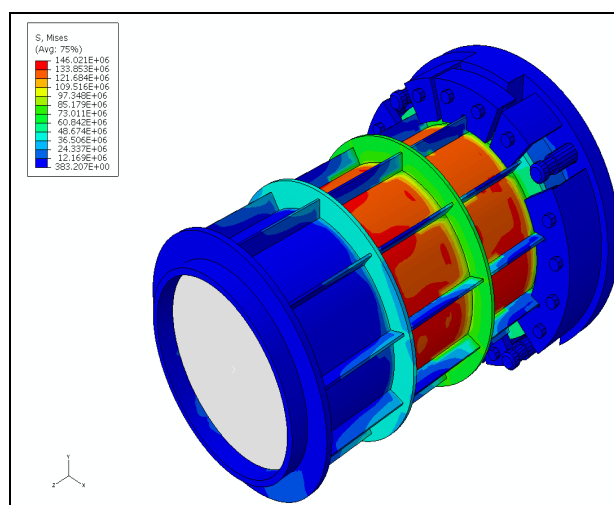


Figura 17: Distribuição de Von Mises sob carga extrema

Os maiores valores de tensão de Von Mises foram obtidos na região interna do pistão guia. No entanto, a geometria do

pistão foi projetada para resistir à pressão interna e fornecer valores baixos de deformação. Figura 18 mostra as tensões circunferenciais sob condições de carga assumida. Estas tensões estão abaixo de 0,1% e são consideradas insuficientes para provocar vazamento na vedação do pistão.

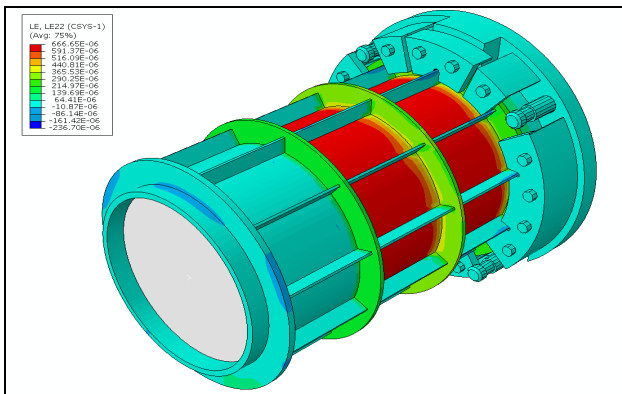


Figura 18: Tensão circunferencial da guia do pistão

A figura 19 mostra o estado atual da peça em teste de estanqueidade.



Figura 19: Bomba fabricada sob teste

I. Mancal e Eixo

Os mancais de deslizamento foram projetados para conectar o braço mecânico ao skid, permitindo o movimento oscilatório do braço. Eles usam buchas e rolamentos para cargas axiais. As buchas são fabricadas em latão, com uma espessura de 30 mm. Os rolamentos de esferas axiais irão transmitir até 10 toneladas de carga axial devido a atuação de ondas centenárias na direção transversal ao braço mecânico.

O eixo será montado no braço e fixado em seu centro por um grampo. Portanto, o mecanismo será montado em uma região de baixa tensão, evitando concentrações de tensão. Os rolamentos de esferas axiais são montados em ambas as extremidades do eixo, como mostrado na Figura 20.



Figura 20: Montagem da luva de rolamento e eixo

Durante o projeto, a geometria foi melhorada para reduzir o peso para cerca de uma tonelada cada. A fim de proporcionar resistência à fadiga e tensão de escoamento adequada, foram fundidas em ferro dúctil. As dimensões externas têm comprimento de 1315 mm, largura de 600 mm e altura de 495 mm.

O eixo é um dos componentes mais críticos do projeto de conversão energética. A geometria final foi adotada com a eliminação de todas as concentrações de tensões na região onde o braço mecânico e os mancais estão conectados. A geometria final do eixo tem comprimento de 3320 mm e diâmetro máximo de 300 mm, com peso de 1,7 toneladas. O material selecionado é o aço AISI 4340. A superfície do eixo será polida para melhorar a vida à fadiga.

As cargas aplicadas durante o projeto incluíram ondas centenárias, cargas acidentais e cargas de fadiga, como descrito anteriormente. Como exemplo, as Figuras 21 e 22 mostram as tensões alternadas (em MPa) sobre a luva de rolamento e eixo, respectivamente, devido a uma onda transversal, com uma altura significativa de 5 metros e um período de 5 s, representativa da onda centenária adotada.

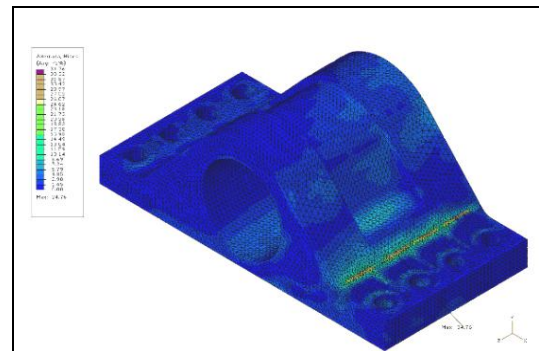


Figura 21: Tensões sobre a luva do rolamento devido à onda centenária

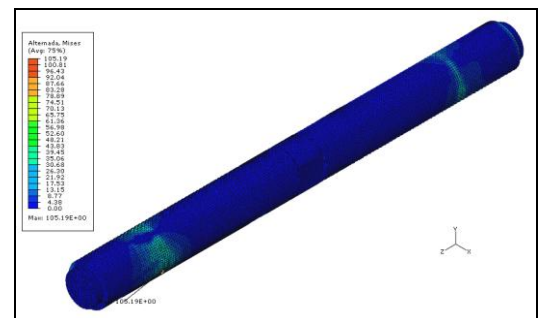


Figura 22: Tensões sobre o eixo devido à onda centenária

VI. CONCLUSÕES

Várias simulações computacionais foram realizadas para avaliar o comportamento estrutural do conversor hiperbárico de ondas a ser instalado na planta piloto do Porto do Pecém.

As incertezas relacionadas com o comportamento do flutuador no local real de instalação foram tratadas com a utilização de fatores de segurança conservadores.

Análises numéricas também foram úteis para definir os sensores a serem instalados nos componentes do conversor de ondas para monitorar seu comportamento em operação. Tensões obtidas a partir da medição de deformações e os deslocamentos em vários pontos permitirão comparar os resultados do monitoramento com os obtidos das análises numéricas, de forma a aperfeiçoar o projeto ora proposto.

VII. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Artigos em Anais de Conferências (Publicados):

- [1] Clément, A., McCullen, P., Falcão, A., Fiorentino, A., Gardner, F., Hammarlund, K., Lemonis, G., Lewis, T., Nielsen, K., Petrocini, S., Pontes, M. T., Schild, P., Sjøström, B. O., Sorensen, H. C. and Thorpe, T. Wave energy in Europe: Current status and perspectives, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 6(5): 405–431 (2002).
- [2] Estefen S. F., Ricarte E., Esperança P. T., Costa P. R., Pinheiro M. M., Clemente C. H., Franco D., Melo E., Souza J. A., “Experimental and Numerical Studies of the Wave Energy Hyperbaric Device for Electricity Production”, Proceedings of the 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE 2008, Estoril, Portugal (2008).
- [3] Estefen, S.F, Ricarte, E., Pinheiro, M.M., Costa, P.R., - “Wave Energy Hyperbaric Device for Electricity Production”. Proceedings of the 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE 2007, USA, San Diego (2007).
- [4] Estefen, S. F., Lourenço, M. I., Rossetto, R. M., Castello, X., “Design Analysis Applied to the Hyperbaric Wave Energy Converter”. PRADS 2010 - Proceedings of the 11th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures. Rio de Janeiro, Brasil (2009).
- [5] Falcão, Antonio F. O., “Wave Energy Utilization: A review of the technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp 899-918., (2009).
- [6] Global Wave Statistics, BTM, (1986).
- [7] Hibbitt, Karlsson and Sorensen “ABAQUS User’s and Theory Manuals”. Version 6.8 (2008).
- [8] Iglesias G., M., Carballo, L. R., Castro A., Fraguera J. A., Frigaard P., “Wave energy potential in Galicia (NW Spain)”, *Renewable Energy*, (2009).
- [9] Isaacs J. D., Seymour R. J., “The Oceans as a Power Source”, *International Journal for Environmental Studies*, vol. 4(3), pp 201-205, (1973).
- [10] Leishman J.M., Scobie G., “The development of wave power - a techno economical study”, Dept. of Industry, NEL Report, EAU M25, (1976).
- [11] Ricarte E., Mendes A., Estefen S. F., Parente, C., “Wave climate analysis for a wave energy conversion application in brazil”, Proceedings of the 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE, USA, San Diego, (2007),
- [12] Rosa, P. B. G., Machado, I. R., da Cunha, J. P. V. S., Lizarralde, F., Watanabe E. H., - “Modelagem da Dinâmica de um Conversor Hiperbárico de Energia das Ondas em Energia Elétrica”, XVIII Congresso Brasileiro de Automática / Bonito-MS, 12 a 16 de Setembro (2010).
- [13] Tipton, S. M., Nelson, D. V., Advances in multiaxial fatigue life prediction for components with stress concentrations, *International Journal of Fatigue* (1997)
- [14] You, B., Lee, S., A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals, *International Journal of Fatigue* (1996).
- [15] Ricarte, E.– “Avaliação de Sítios para o Aproveitamento dos Recursos Energéticos das Ondas do Mar”. Tese de Doutorado - Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Rio de Janeiro, Brasil (2007).

Dissertações e Teses: