



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ESTUDO DE SELO MECÂNICO PARA
TURBINAS HIDROCINÉTICAS**

Por,

Ricardo Ferreira Quixadá

Brasília, 19 de fevereiro de 2014.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ESTUDO DE SELO MECÂNICO PARA TURBINAS HIDROCINÉTICAS

POR,

Ricardo Ferreira Quixadá

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

Prof. Alberto C. G. C. Diniz, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. Marcus Vinicius Girão de Moraes, UnB/ENM

Prof. Antonio Manoel Dias Henriques, UnB/ENM

Brasília, 19 de fevereiro de 2014.

RESUMO

Este projeto de graduação apresenta um estudo para a concepção do sistema de vedação da nacela de uma turbina hidrocínética. Elaborado no âmbito do Projeto Tucunaré, que prevê o desenvolvimento de uma turbina hidrocínética de 500 kW para uso em rios e a jusante de usinas hidrelétricas, este trabalho faz uma análise das diferentes soluções de vedação dinâmicas existentes, avalia suas características técnicas e econômicas e seleciona a que melhor se adapta às necessidades de tal iniciativa, levando em conta fatores como custo de fabricação, custo energético, capacidade de vedação, facilidade de montagem e manutenção. A solução considerada mais viável é então detalhada.

ABSTRACT

This graduation project presents a study for designing the nacelle's sealing system of a hydrokinetic turbine. Developed under the Tucunaré Project, which includes the development of a hydrokinetic turbine of 500 kW for use in rivers and downstream hydroelectric power plants, the present work analyzes the different existing dynamic sealing solutions, assesses their technical and economic characteristics and selects one that fits best on the needs of such an initiative, taking into account factors such as manufacturing cost, energy cost, sealing ability, ease of assembly and maintenance. The most viable solution is then detailed.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	CARACTERIZAÇÃO TÉCNICA DO PROBLEMA	3
2.1	CONDIÇÕES DE PROJETO	3
2.1.1	<i>Temperatura</i>	4
2.1.2	<i>Velocidade de Deslizamento</i>	4
2.1.3	<i>Diferença de Pressão na Interface</i>	5
2.1.4	<i>Compatibilidade Química</i>	5
2.1.5	<i>Outras Considerações</i>	5
3	TECNOLOGIAS EXISTENTES	7
3.1	GAXETAS	8
3.2	GAXETAS INJETÁVEIS	9
3.3	RETENTORES	11
3.4	BOMBAS DE VAZAMENTO NULO	14
3.4.1	<i>Bomba de Caixa Blindada</i>	14
3.4.2	<i>Bomba de Motor Submerso</i>	15
3.4.3	<i>Bombas de Motor Imerso em Óleo ou Envolto em Gás</i>	16
3.5	SELOS MECÂNICOS	16
4	CUSTO ENERGÉTICO	20
4.1	TORQUE RESISTENTE E CALOR DISSIPADO	20
4.1.1	<i>Retentores</i>	20
4.1.2	<i>Selos Mecânicos</i>	21
4.1.3	<i>Gaxetas Injetáveis</i>	22
4.2	ESTIMATIVA DE VAZAMENTO	23
4.3	CUSTO DO VAZAMENTO	25
4.4	CUSTO DA PRESSURIZAÇÃO DA NACELE	26
5	DELIMITAÇÃO DAS SOLUÇÕES MAIS VIÁVEIS	28
5.1	ALTERNATIVA 1 (GAXETA INJETÁVEL)	29
5.2	ALTERNATIVA 2 (MÚLTIPLOS RETENTORES)	29
5.3	ALTERNATIVA 3 (SELO MECÂNICO)	31
5.4	CUSTO	31
5.5	ESCOLHA DA SOLUÇÃO	33
6	DETALHAMENTO DA SOLUÇÃO ESCOLHIDA	34
6.1	PROJETO DA CAIXA	34
6.2	PROJETO DA SOBREPOSTA	36
6.3	PARAFUSOS	38
6.4	MOLAS	39
6.5	GAXETA	39
6.6	ENCAIXE DA NACELE	40
6.7	MONTAGEM	40
7	SISTEMA DE MONITORAMENTO DE NÍVEL	42
8	CONCLUSÃO	44
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45

LISTA DE FIGURAS

2.1	Pontos de possível vazamento	3
3.1	Classificação das vedações mecânicas	7
3.2	Gaxetas	8
3.3	Desenho da configuração típica de uma vedação utilizando gaxeta injetável.....	10
3.4	Distribuição de pressão entre os anéis de gaxeta	11
3.5	Seção transversal de um retentor típico	12
3.6	Fluxo no interior de uma bomba de caixa blindada	15
3.7	Configuração típica de um selo mecânico	17
3.8	Balanceamento hidráulico de selos mecânicos.....	18
5.1	Geometria do eixo do rotor da turbina hidrocínética.....	28
5.2	Corte transversal da solução SUPREME TG HP.....	30
5.3	Composição do custo real de uma vedação.....	32
6.1	Geometria da caixa.....	34
6.2	Localização do ponto crítico da caixa	35
6.3	Tensões mecânicas atuantes na caixa.....	36
6.4	Deformações sofridas pela caixa	36
6.5	Geometria da sobreposta.....	37
6.6	Localização do ponto crítico da sobreposta	37
6.7	Tensões mecânicas atuantes na sobreposta.....	38
6.8	Deformações verificadas na sobreposta	38
6.9	Montagem final no eixo	41
6.10	Montagem final fora do eixo	41

1 INTRODUÇÃO

O Projeto Tucunaré, uma parceria entre a Universidade de Brasília (UnB), a ELETRONORTE e outras instituições de ensino do país, tem por objetivo o desenvolvimento de uma turbina hidrocínética para o aproveitamento da energia hídrica disponível em cursos d'água e, em especial, a jusante da usina hidroelétrica (UHE) de Tucuruí, mirando-se o aproveitamento da energia residual das águas vertidas e turbinadas da usina.

Essas turbinas foram concebidas como alternativas tecnológicas ao aproveitamento convencional da energia cinética dos rios visando à geração de energia elétrica. Tradicionalmente, esse processo de conversão de energia exige a construção de grandes barragens nas regiões do curso d'água onde se verifique ótimo potencial de exploração do recurso. As turbinas hidrocínéticas, por sua vez, são utilizadas em locais onde não seja viável a construção de uma barragem, mas o potencial hídrico disponível seja suficiente para seu aproveitamento na geração de energia elétrica em pequena escala.

O conjunto formado pelo rotor da turbina, multiplicador de velocidades e gerador elétrico pode ser total ou parcialmente submerso no leito dos rios, observando-se a topografia disponível para a sua ancoragem e instalação. Diversas são suas formas construtivas, que vão desde o formato de suas pás, passando pela orientação do eixo de rotação (horizontal ou vertical) até a forma de ancoragem ao solo.

Ao longo de quase duas décadas, a Universidade de Brasília (UnB) estabeleceu uma vasta experiência no desenvolvimento de turbinas hidrocínéticas. Os pioneiros da idéia na UnB conceberam, projetaram e fabricaram a primeira unidade totalmente operacional em 1996 (ELS et al., 2003). Apenas no âmbito da universidade, já foram objeto de desenvolvimento tecnológico três modelos, ou gerações, de turbina até o momento (BARRETO et al., 2008).

Mesmo com o amadurecimento da tecnologia ao longo desse período, nenhuma das gerações precedentes adotou uma solução completamente submersa, sendo sempre usados elementos de transmissão do movimento desde o rotor da turbina até a efetiva geração de energia elétrica no gerador, localizado fora d'água.

Dessa vez, no âmbito do Projeto Tucunaré, adotou-se o conceito de uma turbina de eixo horizontal totalmente submersa e de maior potência que as que vinham sendo desenvolvidas pela UnB, para ser instalada no rio Tocantins a jusante da barragem da UHE de Tucuruí, no estado do Pará. A exigência para o conjunto ser totalmente submerso se deve às características próprias daquele local.

O fato de ser composta por diferentes conjuntos sensíveis ao contato com a água do rio, em especial o multiplicador e o gerador, já é suficiente para se reconhecer a importância de uma boa vedação. Não é difícil perceber, ainda, que a vedação do eixo do rotor tem um papel fundamental na proteção dos elementos sensíveis à água, pois é por esse eixo que o rotor – componente externo – se liga aos componentes internos do hidrogenador, abrigados dentro de uma carcaça que os mantém secos. Essa carcaça é também denominada nacele.

O eixo do rotor também é o responsável pela transmissão da potência hidráulica captada pelas pás do rotor até sua efetiva conversão em potência elétrica no gerador. A vedação ali é ainda mais crítica, pois é um elemento rotativo em movimento relativo com a superfície estática do furo da carcaça por onde passa. É nesse contexto que se propõe o desenvolvimento do tema referente a vedações dinâmicas de eixos rotativos, encontrando aplicação direta no problema de vedação referido.

Sendo motivado pela necessidade acima apontada, o presente trabalho pretende contribuir para desenvolvimento tecnológico proposto no Projeto Tucunaré. Saliente-se que esse projeto representa uma ação importante em prol de um melhor aproveitamento das fontes energéticas renováveis e do desenvolvimento de tecnologias alternativas para a geração de energia, temas centrais da atualidade.

Portanto, o cerne do presente estudo residirá em determinar, dentre as soluções de vedação existentes, a que melhor se encaixa nos requisitos operacionais exigidos no âmbito do Projeto Tucunaré, tendo aí o seu principal objetivo.

Para o alcance desse objetivo geral, são propostos os seguintes objetivos específicos:

- Descrição do conjunto de tecnologias disponíveis para o problema de vedação em eixos;
- Seleção e análise das tecnologias aplicáveis ao caso concreto estudado;

- Escolha motivada da solução mais viável e detalhamento técnico da solução escolhida.

A metodologia empregada no desenvolvimento do presente trabalho inclui as seguintes etapas de produção: definição do problema; levantamento das soluções existentes; análise comparativa das soluções encontradas; seleção tecnicamente motivada da alternativa mais viável; detalhamento técnico da solução escolhida; e elaboração do relatório técnico do trabalho desenvolvido.

Ao final desse processo, o principal resultado que se espera obter é o conjunto completo de especificações da melhor solução encontrada: suas características gerais (materiais empregados, tipo de selo mecânico, etc.), desenhos técnicos e os procedimentos necessários para a sua instalação.

De modo a contribuir com trabalhos futuros e/ou com o refinamento da solução obtida, também se pretende reunir informações técnicas relevantes para subsidiar a equipe de trabalho do Projeto Tucunaré na integração desse subsistema ao restante do conjunto, com as possíveis alterações e adaptações dos trabalhos em desenvolvimento.

A apresentação do trabalho desenvolvido se faz pelo presente relatório, estruturado em oito capítulos brevemente comentados a seguir.

Após este capítulo introdutório, são definidas no capítulo 2 as condições de projeto a serem consideradas na especificação de uma solução de vedação para o eixo do rotor da turbina hidrocínética em desenvolvimento no Projeto Tucunaré.

No capítulo 3, as principais tecnologias existentes para vedação de eixos rotativos são apresentadas. Gaxetas, retentores e selos mecânicos são os principais tópicos tratados nesse capítulo.

Os custos energéticos envolvidos em cada tecnologia, assim como as suas respectivas estimativas de vazamento são mostrados no capítulo 4.

Em seguida, no capítulo 5, são descritas algumas das alternativas viáveis de serem adotadas no Projeto Tucunaré. Considerações acerca dos custos, disponibilidade no mercado e confiabilidade são feitas nesse capítulo.

O capítulo 6 é dedicado ao detalhamento técnico da solução eleita como mais viável de ser empregada.

Com a finalidade de conferir ao sistema maior confiabilidade, no capítulo 7 propõe-se a utilização de um dispositivo simples de monitoramento do nível de água no interior da carcaça da turbina.

Por fim, é no capítulo 8 que é feito o arremate final, com a exposição dos principais resultados obtidos e das perspectivas de trabalhos futuros.

2 CARACTERIZAÇÃO TÉCNICA DO PROBLEMA

Conforme já citado, a turbina hidrocinética em desenvolvimento no Projeto Tucunaré será formada basicamente por três conjuntos: rotor, multiplicador de velocidades e gerador. Para a transmissão de potência esses conjuntos serão ligados entre si por eixos.

Com exceção do rotor, os demais componentes serão alojados no interior de uma carcaça protetora, que abrigará tais componentes das adversidades inerentes ao ambiente subaquático. A adversidade mais relevante é, sem dúvida, a presença de água e outros contaminantes que inevitavelmente entrarão em contato com elementos sensíveis do maquinário, comprometendo o funcionamento de todo o sistema, caso não se obtenha uma vedação completa da carcaça.

Apesar de ainda não possuir um projeto definitivo, com todas as suas características bem definidas, sabe-se que a carcaça deverá permitir a passagem do eixo que liga o rotor ao multiplicador de velocidades e, por isso, uma solução de vedação deverá ser selecionada, de modo a impedir a passagem de água do meio externo para o interno, sem prejudicar a rotação do eixo.

Em termos de vedação, essa não será a única abertura que haverá na carcaça. Além dela, há que se projetar uma abertura para a passagem dos condutores elétricos, sem prejuízo da estanqueidade do espaço confinado. Também poderão ser necessárias juntas parafusadas para a montagem da estrutura e/ou da carcaça, situações em que a vedação também deverá ser considerada no projeto.

De todas as possíveis fontes de vazamento d'água, a mais crítica é a folga existente no eixo de ligação do rotor, sendo que a sua vedação eficiente é o objeto do presente estudo. A Figura (2.1) apresenta os pontos onde a vedação deve ser considerada em projeto, com destaque para a folga presente no eixo do rotor.

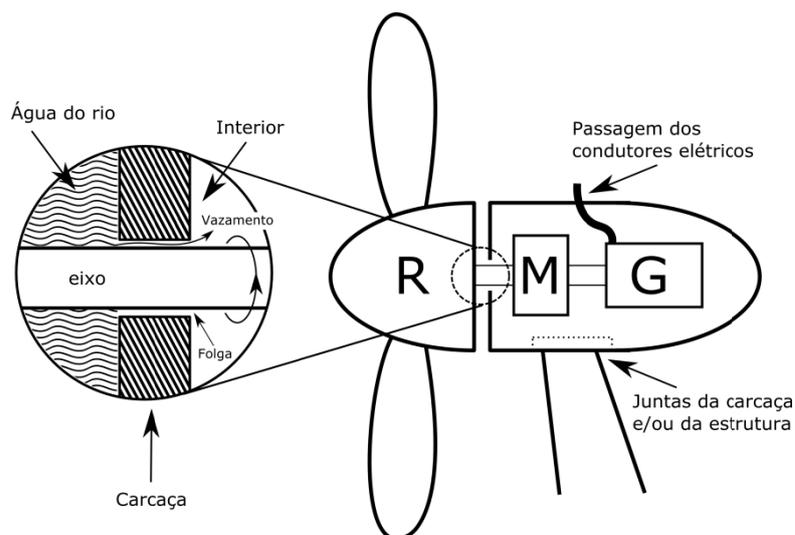


Figura 2.1 Pontos de possível vazamento (R - Rotor; M - Multiplicador de velocidades; G - Gerador).

2.1 CONDIÇÕES DE PROJETO

Depreende-se da literatura disponível acerca da matéria que as características primárias a serem consideradas para a escolha de uma solução de vedação para eixos são:

- Temperatura de operação;
- Velocidade de deslizamento;
- Diferença de pressão na interface;
- Compatibilidade química com o fluido.

Além dessas, existem outras características importantes a serem consideradas, como: tolerância a vazamentos, tolerância à mistura (contaminação), presença de partículas abrasivas, tolerância ao

desbalanceamento do eixo ou à excentricidade da rotação, emprego de tecnologias especiais, entre outras.

2.1.1 TEMPERATURA

Assume-se, para vedações de bombas, que a temperatura de operação é a mesma em que o fluido bombeado se encontra. Especialmente em eixos submetidos a elevadas rotações, também é preciso considerar o calor gerado pelo atrito entre as superfícies em movimento relativo.

No trabalho de Souza (2012), foram compilados os dados do INMET, referentes ao clima da região próxima ao sítio de instalação do hidrogerador em desenvolvimento, ao longo de mais de quarenta anos de medições, e concluiu-se que a temperatura média anual do local é de 26°C, sendo que todas as temperaturas registradas situaram-se dentro da faixa de 0 a 38°C.

À primeira vista, é de se estranhar a ocorrência de temperaturas tão baixas em uma latitude tão próxima do equador (aprox. 4° Sul). Ocorre, porém, que os extremos dessa faixa foram extraídos das curvas de máxima temperatura máxima anual e de mínima temperatura mínima anual, isto é, são as temperaturas mais extremas registradas ao longo de mais de quatro décadas!

É importante destacar que, além da incidência solar, a temperatura ambiente sofre influência de outras características locais, como relevo, vegetação, altitude, etc. Possivelmente as temperaturas extremas foram registradas apenas em poucas horas do ano, mas são úteis ao presente estudo como estimativas das condições ambientais presentes no sítio de instalação.

Entretanto, esses valores referem-se à temperatura do ar ambiente e não da água do rio. Apesar de existirem modelos de previsão da temperatura da água de lagos e rios a partir de medidas de temperatura do ar ambiente, a própria turbina hidrocínética é responsável por significativa dissipação de calor, conforme avaliação térmica preliminar apresentada no trabalho de Araujo e Fonseca (2013).

Informações iniciais levantadas por esse estudo preliminar apontam que a máxima temperatura admissível (MTA) no interior da nacele é de 90°C, em decorrência da grande sensibilidade térmica dos elementos elétricos e eletrônicos empregados no sistema (ARAUJO e FONSECA, 2013).

Goulding (2005) afirma que as limitações da temperatura de operação dos sistemas de vedação frequentemente são devidas às características de seus elastômeros. Estes, por sua vez, podem suportar temperaturas muito superiores à MTA, sendo que o limite superior de temperatura dos elastômeros mais comumente utilizados excede os 100°C (PARKER HANNIFIN CO., 2006).

Considerando, ainda, que o eixo do rotor da turbina trabalhará em baixíssima rotação (15 rpm) quando comparada aos valores observados na maioria das aplicações, pode-se afirmar com segurança que a temperatura imposta ao sistema de vedação, além de ser inferior à MTA, será bem próxima à temperatura da água do rio, visto que o sistema de vedação estará em contato direto com a mesma.

Estima-se, portanto, que a temperatura característica de operação do sistema de vedação seja por volta de 30°C, mas essa informação somente poderá ser confirmada depois de concluída a análise térmica do interior da nacele, contabilizando-se a dissipação de calor dos demais constituintes da turbina hidrocínética.

Ficou evidente, portanto, que a temperatura operacional da aplicação em análise situar-se-á em uma faixa bastante confortável em termos tecnológicos, pois todos os elastômeros mais comumente utilizados são capazes de operar nessas temperaturas.

2.1.2 VELOCIDADE DE DESLIZAMENTO

A velocidade de deslizamento pode ser obtida ao se conhecer o diâmetro e a rotação do eixo que receberá a solução de vedação. Diniz e Morais (2012) relatam que a máxima rotação prevista para o rotor da turbina do Projeto Tucunaré será de 15 rpm. Esse mesmo valor foi usado em outros trabalhos, sinalizando que essa é a estimativa de projeto adotada no âmbito do Projeto Tucunaré.

O dimensionamento do eixo, para diferentes critérios de falha, também foi apresentado por Diniz e Morais (2012). O valor obtido para o diâmetro da seção que receberá a solução de vedação foi de 408 mm. Isso significa que, naquele ponto, a velocidade tangencial do eixo é de apenas 0,320 m/s.

2.1.3 DIFERENÇA DE PRESSÃO NA INTERFACE

Para a definição da diferença de pressão na interface, tem-se por hipótese que o interior da nacela será mantido à mesma pressão atmosférica do local de montagem, que possivelmente será bem próximo ao sítio de instalação. Sendo assim, a diferença de pressão será apenas em virtude da profundidade do local de instalação da turbina.

De acordo com o levantamento batimétrico do leito do rio realizado por Cunha (2012), a seção de medição em que se deu o maior potencial de geração de energia e que ofereceu as melhores condições de instalação da turbina (Ilha-2) apresentou uma profundidade máxima de aproximadamente 25 metros, no período de seca.

Dados da Agência Nacional de Águas (ANA), obtidos por meio do portal HidroWeb (<http://hidroweb.ana.gov.br>), mostram que a variação máxima do nível água do rio Tocantins é de 16,42 metros. As informações foram levantadas na estação situada no município de Tucuruí/PA, a estação mais próxima do local de instalação da turbina, e as medições consideradas foram realizadas por mais de três décadas.

Um dos parâmetros básicos que permeia os trabalhos relacionados ao Projeto Tucunaré é o diâmetro do rotor, que foi fixado em 10 metros. Isso significa que a solução de vedação, que se encontra ao nível do eixo, deverá ficar pelo menos cinco metros acima do fundo do rio no local de instalação.

Após reunir todas essas considerações, é possível determinar a máxima diferença de pressão na interface, que nada mais é que a pressão total do escoamento do rio a 36,42 metros de profundidade. Conforme detalhado no memorial de cálculo constante do Anexo I, a máxima diferença de pressão à qual a solução de vedação será submetida é de 365,17 kPa.

2.1.4 COMPATIBILIDADE QUÍMICA

O desenvolvimento tecnológico dos dispositivos de vedação dinâmica, como o que será utilizado na turbina, focou-se em grande parte nas aplicações de abastecimento e utilização de água, potável ou não, e no esgotamento sanitário das grandes cidades, principalmente no emprego de bombas.

Além disso, não haverá qualquer outra substância química perigosa ou incomum em contato a turbina hidrocínética e seus componentes internos ou externos. A solução de vedação deverá, portanto, apenas conter a água do rio e as partículas em suspensão que nela estarão contidas. Essa exigência é facilmente atendida pelas alternativas existentes no mercado.

2.1.5 OUTRAS CONSIDERAÇÕES

Assume-se que o grau de qualidade do balanceamento do conjunto rotativo será de G 6,3. Esse é o grau de qualidade recomendado para turbinas d'água pela norma ISO 1940-1, uma norma de referência internacional que versa sobre o desbalanceamento de rotores em geral, definindo níveis de qualidade e tolerâncias para o desbalanceamento de conjuntos rotativos diversos.

Cabe destacar que o balanceamento do conjunto rotativo da turbina hidrocínética é de fundamental importância para sua eficiência energética e, em especial, para o bom desempenho das soluções de vedação de eixos rotativos em geral. Por essa razão, é interessante que uma qualidade de balanceamento aceitável do conjunto rotativo seja atingida e mantida durante a vida útil da turbina, através do monitoramento periódico de uma equipe de manutenção.

Uma vez que o objetivo do sistema de vedação não é o de suportar o eixo, também é necessário que as cargas radiais e axiais impostas ao eixo sejam integralmente suportadas pelos mancais de sustentação, de modo que a possibilidade desses esforços serem amparados pela solução de vedação seja mínima.

Outro aspecto que deve ser levado em consideração é quanto à possibilidade de vazamento de água para o interior da nacela. Idealmente, não deveria haver qualquer vazamento desse tipo, mas caso a solução de vedação que atenda a esse critério seja demasiadamente onerosa ou prejudique o funcionamento do sistema como um todo poderão ser escolhidas alternativas que apresentem o menor

vazamento possível. Nesse caso, um dispositivo de segurança que detecte uma dada condição crítica de enchimento, deverá ser concebido.

Por outro lado, caso haja contato entre os meios interno e externo da nacele (vazamento), não haverá qualquer implicação em termos de contaminação, qualquer que seja a direção do vazamento. Isso porque ambos os ambientes não possuem substâncias químicas nocivas ou incomuns e a ocorrência de qualquer tipo de vazamento não causará prejuízo ambiental.

A existência de partículas abrasivas em suspensão na água do rio deverá ser considerada, pois poderão entrar em contato com a solução de vedação e comprometer o seu desempenho.

Além disso, deve-se primar pela alternativa de menor torque resistente, a fim de não impactar negativamente a eficiência global da turbina no aproveitamento da energia disponibilizada pelo escoamento do rio.

A Tabela (2.1) apresenta de forma objetiva os valores que serão utilizados para o projeto da vedação do eixo do rotor.

Tabela 2.1 Condições de Projeto.

Descrição	Valor
Máxima Temperatura Admissível (MTA)	90°C
Temperatura Estimada de Operação	30°C
Velocidade de deslizamento	0,320 m/s
Diferença de pressão máxima na interface	365,17 kPa
Tolerância a vazamentos	Mínima
Presença de partículas abrasivas (sedimentos, etc.)	Constante
Torque resistente / Atrito / Dissipação de energia	Menor possível

3 TECNOLOGIAS EXISTENTES

Este capítulo pretende fazer um apanhado geral das tecnologias existentes que podem ser empregadas para a solução do problema proposto. Existem diversas alternativas que se enquadram nos requisitos de projeto e as principais serão apresentadas em detalhes.

O controle do escoamento de fluidos é de fundamental importância para eficiência de processos, segurança de instalações, prevenção de perdas e o sucesso geral de uma dada aplicação. O Projeto Tucunaré é um exemplo de aplicação de engenharia em que ocorre interação entre uma máquina geradora de energia elétrica – a turbina hidrocínética – e um fluido: a água do rio.

As vedações mecânicas são formadas por elementos que impedem a passagem dos fluidos pelas folgas existentes entre diferentes peças de um conjunto. São fabricadas em diversas geometrias, materiais (ou combinações de materiais) e, dependendo de sua aplicação, podem apresentar características especiais.

A classificação mais comum das vedações mecânicas é feita de acordo com sua aplicação. A Figura (3.1) apresenta um possível arranjo (HORVE, 1996). Observa-se que estão divididas em duas grandes categorias: estáticas e dinâmicas. Essa denominação diz respeito às folgas que a vedação mecânica deverá ser capaz de preencher: no primeiro caso, são folgas entre peças que não apresentam movimento relativo e, no segundo, entre as que o apresentam.

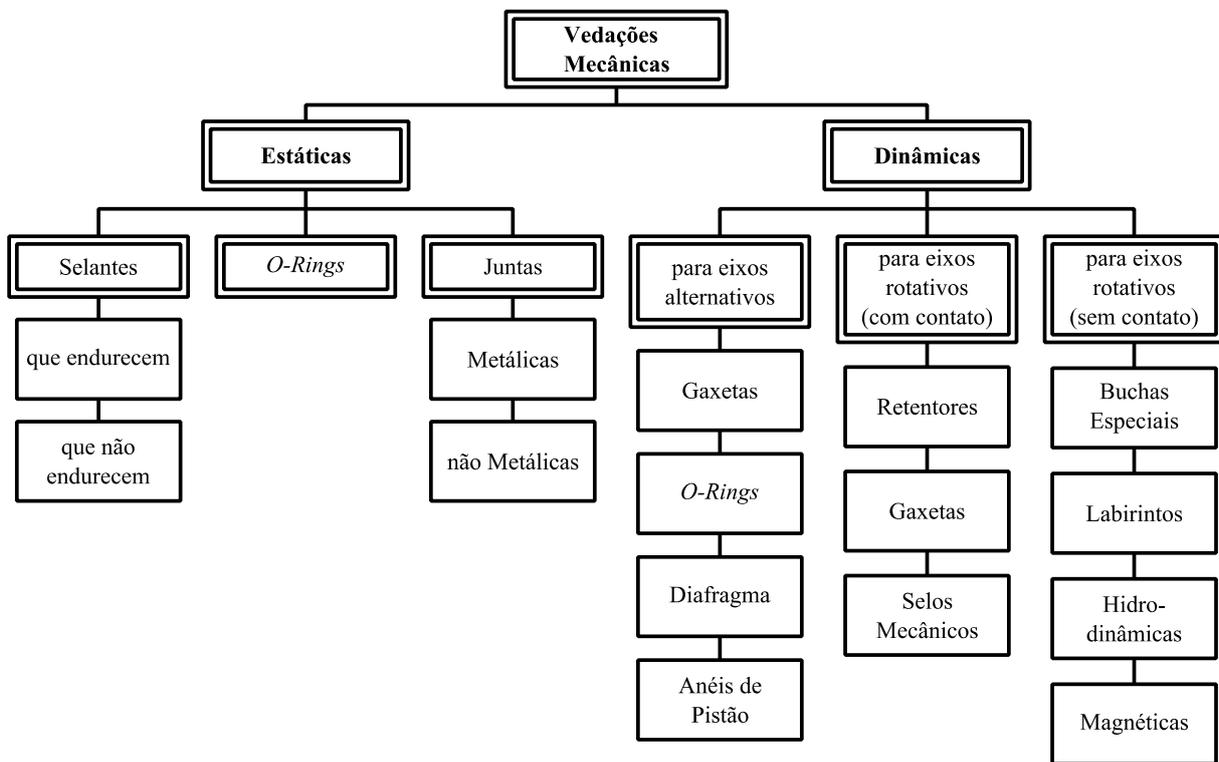


Figura 3.1 Classificação das vedações mecânicas (traduzido de HORVE, 1996).

Segundo essa classificação, observa-se a existência de dois grupos de tecnologias que podem ser empregadas para a vedação de eixos rotativos e, portanto, aplicáveis ao problema de vedação exposto no capítulo anterior. O primeiro grupo elenca algumas tecnologias em que a vedação é obtida por contato; o segundo grupo, por sua vez, contém tecnologias que não envolvem contato.

Em geral, as vedações para eixos rotativos sem contato (segundo grupo) são usadas em casos particulares em que o contato é inviável ou impossível. Ademais, essas vedações normalmente apresentam maiores vazamentos que as que apresentam contato.

Os selos mecânicos, os retentores e as gaxetas são as tecnologias mais amplamente usadas para o problema de vedação de eixos rotativos, de acordo com os requisitos específicos de cada aplicação. Essas e outras tecnologias serão apresentadas em detalhes no decorrer deste capítulo.

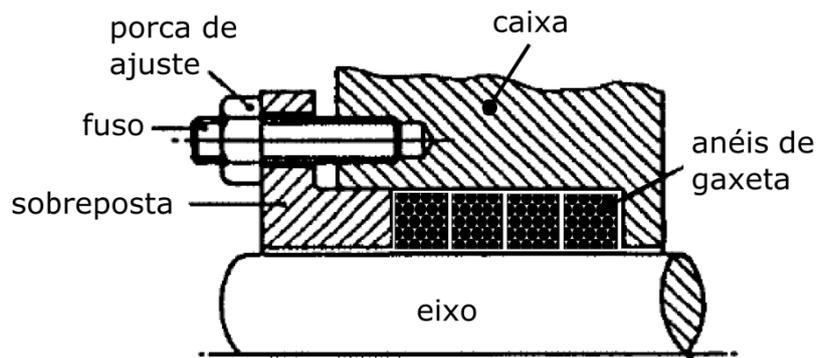
3.1 GAXETAS

Essa solução foi uma das primeiras tecnologias a surgir para a vedação dinâmica de eixos rotativos, sendo ainda muito utilizada nos dias atuais. Consiste em preencher a folga existente com um trançado compressível, forçando-o a expandir radialmente contra o eixo e a caixa (carcaça), obtendo-se dessa maneira a vedação desejada.

Esse efeito é obtido com a utilização de uma peça chamada sobreposta, que comprime axialmente a gaxeta contra a caixa, forçando-a a se deformar radialmente. A pressão exercida pela sobreposta é obtida por meio do ajuste de um par de porcas, como mostrado na Fig. (3.2-a). As gaxetas se parecem muito com cordas, tendo em vista ser de fabricação muito semelhante.

São inúmeros os materiais utilizados para a fabricação das gaxetas, dependendo da aplicação desejada. Considerações acerca da temperatura de trabalho e da compatibilidade química com os fluidos em contato com as gaxetas são relevantes para a escolha do seu material. Deve-se ter em mente, ainda, que essa escolha determinará o coeficiente de atrito, responsável por uma maior ou menor perda de potência no eixo e seu conseqüente aumento de temperatura.

De acordo com Amaral Filho (1997), os materiais mais comumente empregados na fabricação das gaxetas são: algodão, juta, asbesto (amianto), *nylon*, politetrafluoretileno (PTFE), borracha, alumínio, latão e cobre. A esses materiais são aglutinados outros, tais como: óleo, sebo, graxa, silicone, grafite, mica, etc. A função destes é conferir, àqueles, melhores características operacionais, sobretudo em relação ao atrito gerado. A Figura (3.2-b) apresenta alguns exemplos de gaxetas, fabricadas a partir de diferentes materiais.



(a)



(b)

Figura 3.2 Gaxetas: (a) Desenho da configuração típica de uma vedação utilizando gaxeta (adaptado de Kutz et al., 2006); (b) Diferentes tipos de gaxeta existentes no mercado (montagem usando fotos retiradas de DIRECT INDUSTRY, 2013).

Diferentes geometrias podem ser empregadas na fabricação de gaxetas, as quais podem ser encontradas em modelos de seção transversal circular ou retangular e com vários tipos de trançado diferentes. As gaxetas de seção transversal retangular, porém, são as mais usadas.

Para compará-las com os selos mecânicos, Goulding (2005) sumariza algumas das principais características das gaxetas, que serão apresentadas em detalhes a seguir. Embora existam diversas situações em que os selos mecânicos sejam preferíveis às gaxetas, e vice-versa, a depender das características de cada aplicação, Goulding afirma que a escolha da melhor solução é frequentemente pautada tanto pelas preferências pessoais do indivíduo quanto por decisões objetivas.

Como já visto, para que haja vedação deve-se impor às gaxetas alguma deformação. Após algum tempo em serviço, elas acabam se compactando e deixam de preencher completamente o espaço necessário para uma vedação eficiente, originando significativo vazamento. Uma vez identificado o vazamento excessivo, ele poderá ser compensado ajustando-se o aperto da sobreposta.

Outra questão relevante na utilização das gaxetas é que elas precisam de algum vazamento, pois é esse pequeno volume de fluido que proporciona uma boa lubrificação da região de atrito e também auxilia no resfriamento do conjunto, removendo boa parte do calor gerado na fricção. É necessário o cuidadoso ajuste da sobreposta para que esse vazamento mínimo seja observado, sem deixar que o volume perdido seja excessivo.

Caso a gaxeta trabalhe a seco, em virtude de ajuste inadequado, seu desgaste será mais acelerado, o que culminará em manutenções mais frequentes e até mesmo em substituição precoce dos materiais consumidos pelo atrito. Há, entretanto, casos em que essa preocupação não é necessária: nos eixos de válvulas, por exemplo. Como a fricção não se dá de forma contínua, o calor gerado é pequeno e a lubrificação pode ser obtida de forma adequada pelos próprios constituintes da gaxeta.

Uma das vantagens operacionais das gaxetas é que elas permitem a montagem, substituição e ajustes sem a necessidade de desmontagem do eixo em que estão instaladas. Além disso, sua falha ocorre de maneira gradual, permitindo que o encarregado por sua manutenção possa programar as paradas do equipamento ou, se for o caso, adotar medidas corretivas tempestivamente.

As gaxetas são exemplos de vedações em que as faces de contato são paralelas ao eixo, sendo que o próprio eixo é, muitas vezes, usado como superfície de fricção. Caso essa configuração seja empregada por longos períodos ou caso não haja o devido cuidado no aperto das gaxetas, o desgaste do eixo será certo. Isso também ocorre caso o fluido vedado contenha partículas abrasivas.

Como o eixo é, em geral, um elemento caro e de difícil substituição, seu desgaste deve ser evitado ou minimizado. Goulding (2005) noticia a utilização de buchas de sacrifício, sobretudo quando há material abrasivo, para preservar o eixo do desgaste. Outra possibilidade é a utilização de um fluido isento de material abrasivo que, ao ser bombeado para o interior da caixa, impedirá o acúmulo de material abrasivo nos anéis de gaxeta.

Gaxetas feitas de filamentos de grafite de alta qualidade e pureza podem ser usadas para aplicações com pressões de até 25 bar e velocidades de até 25 m/s. Esse material permite, ainda, que a gaxeta opere a temperaturas variando de -50°C a 400°C. (GOULDING, 2005). Há, porém, gaxetas que resistem a altíssimas temperaturas de até 1000°C.

Devido a sua característica compressível, algumas vedações baseadas em gaxetas permitem que a rotação do eixo tenha certo grau de excentricidade, sem que as superfícies de contato se afastem ou deixem de vedar corretamente. Isso nem sempre é possível com outras soluções de vedação.

3.2 GAXETAS INJETÁVEIS

Essa tecnologia surgiu como uma alternativa às gaxetas comuns, sendo caracterizada por utilizar como elemento de vedação uma mistura feita a partir de materiais fibrosos e lubrificantes, formando uma espécie de pasta.

Essa mistura é então aplicada na caixa de enchimento da carcaça e comprimida para ocupar todos os espaços, de maneira muito semelhante às gaxetas tradicionais. A Figura (3.3) ilustra a montagem de uma vedação baseada nessa alternativa.

Cooper e Drotos (2013) as denominam selantes injetáveis: são misturas formadas por fibras de PTFE, PTFE/grafite, aramida, grafite flexível e outros materiais sintéticos misturadas a lubrificantes, formando uma solução coloidal que pode ser injetada através do furo injetor existente em algumas caixas.

Os furos injetores foram concebidos para serem usados em aplicações de gaxetas em que o fluido a ser vedado contém partículas abrasivas ou em caso de elevado rigor contra vazamentos. O bombeamento de águas servidas (esgoto) ou de substâncias que contaminem o meio ambiente são

exemplos de situações que exigem o emprego desse dispositivo ou de outras tecnologias de prevenção de vazamentos.

A eliminação de vazamentos ou a não retenção de partículas nos elementos vedantes são obtidas quando outro fluido é bombeado para o interior da caixa, pois se estabelece um fluxo de fluido secundário do interior da caixa para o meio em que se encontra o fluido principal. Há, porém, vazamento do fluido secundário utilizado.

O fluido secundário deve ser cuidadosamente escolhido, pois terá diversos propósitos: além de evitar o vazamento do fluido principal, ele será responsável pela boa lubrificação da interface e pelo resfriamento do conjunto, que aquece por causa do atrito. Deve-se ter em mente, ainda, que o fluido secundário se mistura ao fluido principal, o que pode levantar questões relativas a sua contaminação, mesmo que em pequenas proporções.

A pressurização do interior da caixa por um fluido secundário é obtida pela utilização do furo injetor e de um anel lanterna, que nada mais é que uma espécie de separador de anéis de gaxetas. Goulding (2005) recomenda que a pressão do fluido secundário seja por volta de 1 bar acima da do fluido principal.

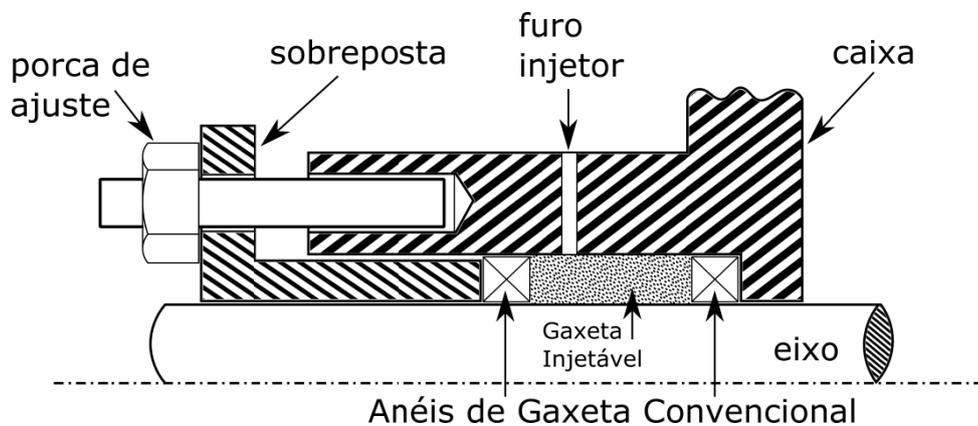


Figura 3.3 Desenho da configuração típica de uma vedação utilizando gaxeta injetável.

As gaxetas injetáveis buscam corrigir uma característica das gaxetas convencionais: a má distribuição das forças de vedação entre os anéis de gaxeta. Para que haja uma vedação eficaz com a utilização de gaxetas, é necessário que o anel mais próximo do meio a ser vedado seja adequadamente comprimido, o que nem sempre é obtido, por causa do comportamento flexível e compressível das gaxetas (COOPER e DROTOS, 2013). O anel mais externo, em contato com a sobreposta, deve transmitir a força exercida por ela até o último anel, sem que haja grande compactação dos anéis ou geração excessiva de calor por atrito.

Essa má distribuição de forças causa um desgaste mais acentuado na região do eixo (ou da bucha) em contato com os anéis mais externos, próximos à sobreposta. Pelo mesmo motivo, os anéis mais internos nem sempre recebem a compressão adequada. Cerca de 70% do desgaste verificado em vedações utilizando gaxetas comuns ocorre nos dois primeiros anéis (SEALPRO INC., 2011). A Figura (3.4) ilustra a distribuição de pressão exercida pelos anéis sobre o eixo.

Com a utilização das gaxetas injetáveis, isso não ocorre. A vedação é obtida por meio da pressão hidráulica exercida pelo selante coloidal sobre o eixo e sobre os anéis de gaxeta de contenção colocados nas extremidades da caixa (COOPER e DROTOS, 2013). Com essa melhor distribuição de pressão, que ocorre ao longo de toda a superfície de fricção, o desgaste se torna mais uniforme ao longo do eixo.

As gaxetas injetáveis podem ser instaladas manualmente, com a observação de que elas devem sempre ser colocadas entre dois anéis de gaxeta convencional para contenção, nas extremidades. Para o preenchimento de todos os espaços e para evitar a formação de bolhas de ar, deve-se proceder à compactação do material, o que normalmente é feito com auxílio de um formão de batida.

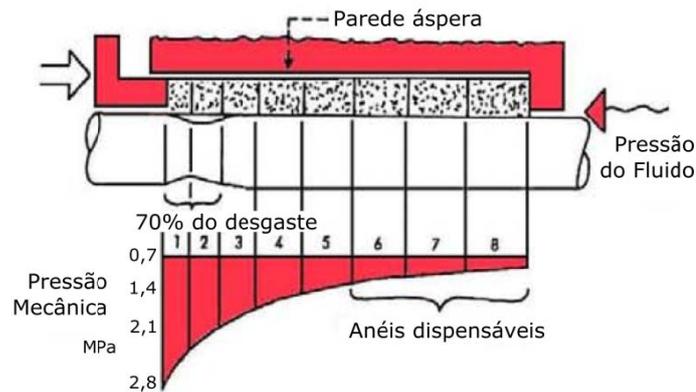


Figura 3.4 Distribuição de pressão entre os anéis de gaxeta (adaptado de SEALPRO INC., 2011).

Após a instalação do conjunto formado pela gaxeta injetável entre anéis de gaxeta trançada, a sobreposta é então ajustada normalmente para obter a vedação (GOULDING, 2005). Após a primeira instalação, que pode ser tanto manual quanto através do furo injetor da caixa, a manutenção consiste apenas na recuperação da pressão perdida no interior da caixa, o que é feito com a utilização de uma pistola injetora de alta pressão, que força o material selante através de uma válvula instalada no furo injetor, até que a pressão de vedação seja atingida. Esse procedimento pode ser realizado com o equipamento em funcionamento (COOPER e DROTOS, 2013).

Ainda segundo Cooper e Drotos (2013), as gaxetas injetáveis apresentam as seguintes vantagens em relação às tradicionais:

- Praticamente isentas de vazamento;
- Facilidade de instalação;
- Menores custos operacionais e energéticos;
- Estende a vida útil do equipamento;
- Reduz ou elimina o tempo de parada do equipamento para manutenção.

Além disso, por apresentar vazamento praticamente nulo, é uma das alternativas utilizadas para a vedação de válvulas especiais que precisem atender a critérios ambientais de emissão de poluentes, usadas nos processos que envolvam substâncias que contaminem o meio ambiente.

Por preencherem uniformemente todos os espaços vazios, as gaxetas injetáveis são muito eficientes na vedação de eixos ou buchas que apresentem acentuado desgaste ou em situações em que a superfície da caixa seja irregular (COOPER e DROTOS, 2013; GOULDING, 2005).

Gaxetas injetáveis que possuam elevada ação lubrificante podem ser utilizadas sem qualquer fluido secundário para resfriamento (COOPER e DROTOS, 2013). Essa característica ajuda a reduzir custos operacionais e a minimizar o volume de rejeitos industriais, favorecendo a preservação do meio ambiente.

Apesar de várias vantagens, Goulding (2005) cita uma das desvantagens das gaxetas injetáveis: a dificuldade em se determinar quando e onde a sua utilização irá trazer o melhor resultado.

No tocante às condições operacionais em que podem ser empregadas, as gaxetas injetáveis não surpreendem. Cooper e Drotos (2013) asseveram que elas podem operar a temperaturas de até 649°C e pressões de até 20 bar; dependendo dos materiais usados em sua fabricação, elas ainda podem ser utilizadas tanto em meios altamente alcalinos quanto em meios altamente ácidos (0 a 14 pH).

Como visto na seção anterior, as gaxetas trançadas podem ser empregadas em condições ainda mais severas. Observa-se, no entanto, que ambas as tecnologias atendem aos requisitos de pressão, temperatura e compatibilidade química definidos para a vedação do eixo do rotor da turbina hidrocínética em desenvolvimento no Projeto Tucunaré.

3.3 RETENTORES

Assim como as gaxetas, os retentores são elementos estáticos que preenchem a folga existente entre a caixa e o elemento rotativo (eixo ou bucha). São compostos basicamente por um anel contínuo de material elastomérico reforçado por uma alma metálica e o efeito de vedação é obtido a partir do contato simultâneo do retentor com o elemento rotativo e com a caixa.

Por não existir movimento relativo entre o retentor e a caixa, basta que haja um ajuste com interferência para que haja vedação na fronteira de contato entre eles. Em algumas configurações, porém, podem ser usados elementos de vedação estática para essa função, como os anéis *O-Ring*.

A vedação da fronteira de contato entre o retentor e o elemento rotativo, por outro lado, é obtida pela combinação de várias características, como: a geometria do lábio de contato do retentor, o acabamento superficial tanto do retentor quanto do elemento rotativo em contato com o mesmo, a pressão radial de contato que une as duas superfícies, dentre outras.

Existem inúmeros modelos de retentores, projetados com diferentes combinações de geometria e material para atender a propósitos específicos, de acordo com a sua aplicação. Os elastômeros que os constituem se deformam na montagem e a tensão gerada contribui para a manutenção do contato entre as superfícies em atrito. Para maior pressão de contato, existem modelos que possuem uma mola do tipo Garter alojada no anel, a qual impede que o lábio de contato do retentor se descole da superfície do elemento rotativo.

Comparados às gaxetas, possuem uma área de contato bastante reduzida, o que os torna bastante compactos. A seção transversal dos retentores é determinante para as características operacionais em que cada modelo poderá ser empregado. Não raro são usados em pares ou em combinações mais sofisticadas. A Figura (3.5) ilustra a geometria de uma típica seção transversal.

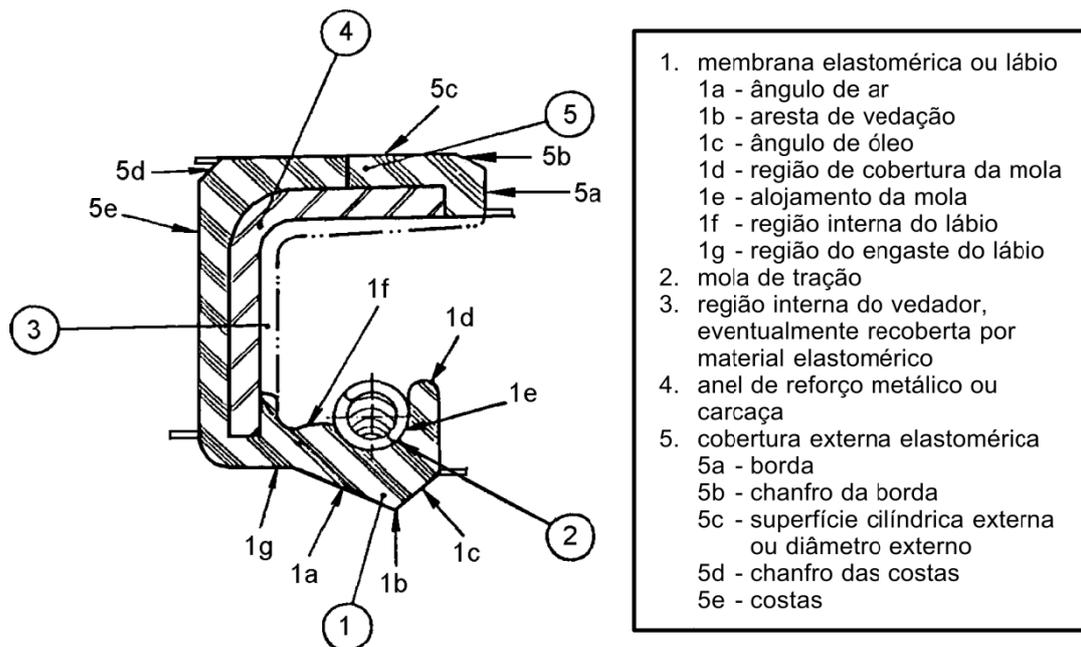


Figura 3.5 Seção transversal de um retentor típico (AMARAL FILHO, 1997).

O anel de reforço metálico serve para que o retentor seja corretamente posicionado no alojamento existente na carcaça e forme ali um contato livre de vazamentos (PARKER HANNIFIN CO., 2006). Há, entretanto, modelos de retentores que já se utilizam de materiais não metálicos para esse fim, especialmente de compósitos à base de aramida.

Apesar desse conceito de vedação já ser antigo, foi graças aos avanços na tecnologia dos materiais empregados na fabricação dos retentores que essa alternativa de vedação ganhou novo fôlego, passando a ser utilizada em aplicações em que anteriormente não podia ser adotada (FLUID SEALING ASSOCIATION, 2007).

O material mais comumente utilizado na fabricação da membrana dos retentores é a borracha de nitrílica (NBR) e alguns de seus derivados (XNBR, HNBR e NBR de baixa temperatura) (PARKER HANNIFIN CO., 2006). Além desses, também são utilizados os seguintes materiais: fluorelastômero

(FKM), politetrafluoretileno (PTFE), etileno propileno (EPDM), poliacrilato (ACM), silicone (VMQ) e neoprene (CR).

A escolha do material é feita com base nas condições operacionais exigidas por cada aplicação. O silicone, por exemplo, é recomendado para temperaturas entre -67 e 204°C, as mais elevadas dentre os materiais citados.

Além da temperatura, questões como compatibilidade química, capacidade de operar sem lubrificação e resistência ao desgaste e à abrasão devem ser levadas em consideração para uma boa escolha do material do retentor, de acordo com as necessidades operacionais da aplicação.

Os retentores são particularmente eficazes nas vedações de bombas que trabalham com fluidos como chocolate, látex, resinas, polímeros, combustíveis, óleos, sabões, fluidos adesivos e cáusticos (FLUID SEALING ASSOCIATION, 2007). Essas podem ser algumas das aplicações de bombeamento mais complicadas em termos de vedação.

A maioria dos retentores é projetada para operar com diferenciais de pressão bem pequenos (até 20 kPa). Há, porém, vários modelos projetados para operar com elevadas diferenças de pressão, a qual poderá atingir até 2000 kPa. Alguns modelos especiais de PTFE podem operar com pressões ainda mais elevadas (até 69 MPa) (PARKER HANNIFIN CO., 2006).

Se a pressão estiver em patamares acima dos definidos em projeto, o retentor poderá falhar com apenas algumas horas de operação ou até ser empurrado para fora do seu alojamento. Além disso, quanto maior a diferença de pressão, maior será o desgaste e o calor dissipado pelo atrito, pois em geral o fluido pressurizado também contribui para manter o contato entre o lábio do retentor e o elemento rotativo, em decorrência da geometria do conjunto.

Os retentores de alta pressão feitos com elementos de vedação de grande estabilidade dimensional são, em sua maioria, muito sensíveis ao movimento radial do eixo. Por isso, a concentricidade e ortogonalidade do retentor em relação ao eixo devem ser rigorosamente observadas durante a montagem (FLUID SEALING ASSOCIATION, 2007).

A montagem cuidadosa desses retentores tem um papel decisivo na durabilidade dos mesmos: se for feita corretamente, com o devido zelo, os retentores poderão operar durante toda a vida útil indicada pelo fabricante; caso contrário, o tempo de operação poderá ser drasticamente reduzido, em decorrência de uma falha precoce.

O desbalanceamento do conjunto rotativo também pode influenciar negativamente o desempenho dos retentores, diminuindo sua vida útil e provocando vazamentos.

A versatilidade dos retentores de múltiplos lábios pode ser aumentada controlando-se o meio ao seu redor (FLUID SEALING ASSOCIATION, 2007). Em geral, esse controle é feito com a utilização de um fluido secundário que melhora o desempenho dos retentores ou que impedem a ocorrência de efeitos nocivos causados pelos fluidos principais. Para cada aplicação há uma forma diferente de controle.

Segundo Parker Hannifin Co. (2006), os retentores são projetados para operar com um filme de óleo lubrificante, sem o qual o lábio do retentor poderá endurecer e rachar. A ausência de lubrificação faz com que o atrito seja excessivo, resultando em um aquecimento nocivo que provoca a falha do retentor. Além disso, o lubrificante usado deve ser compatível com as temperaturas ali atingidas.

Em uma estimativa grosseira, a elevação de temperatura em virtude da fricção do retentor com o elemento rotativo é igual à raiz quadrada da velocidade de deslizamento entre as superfícies (PARKER HANNIFIN CO., 2006). Essa estimativa só é válida usando as unidades °F e *fpm* para a temperatura e velocidade, respectivamente.

Com as informações apresentadas no capítulo 2 estima-se que, caso seja usado um retentor, a elevação de temperatura seria de aproximadamente 4,4 °C, já realizada a conversão de unidades. Sabendo ainda que a temperatura ambiente à qual o conjunto seria submetido não é elevada, conclui-se que a temperatura não seria um fator limitante no projeto.

Ainda segundo Parker Hannifin Co. (2006), o acabamento superficial do elemento rotativo também tem grande influência sobre o desempenho dos retentores. Se a superfície do elemento

rotativo for muito lisa, o lábio do retentor poderá aderir a ela e trepidar durante o movimento rotativo, causando vazamento. Se for muito áspera, haverá excessivo desgaste do retentor.

A superfície do alojamento do retentor na carcaça também não deve ser excessivamente áspera, pois poderá criar um caminho para o vazamento. Se possuir rebarbas ou bordas afiadas, poderá danificar a superfície externa do retentor e comprometer a vedação.

Segundo Horve (1996), o mecanismo de vedação dos retentores é aparentemente simples, mas na prática ainda não é completamente compreendido, apesar de ter sido muito estudado desde a década de 1950. Se forem usados adequadamente, eles podem ser verdadeiros poupadores de dinheiro (FLUID SEALING ASSOCIATION, 2007).

3.4 BOMBAS DE VAZAMENTO NULO

Boa parte dos dispositivos de vedação dinâmica de eixos rotativos é empregada em bombas hidráulicas, devido à ampla utilização dessas máquinas nas mais diversas atividades da sociedade: na indústria, principalmente, mas também no setor agrícola e em edifícios comerciais e residenciais.

Ao tratar da questão do vazamento, em seu livro dedicado às bombas e suas instalações, Macintyre (1997) afirma ser desejável a não ocorrência de vazamentos de fluido bombeado, qualquer que seja a sua aplicação. Afirma, ainda, que existem situações em que o vazamento é inaceitável, em virtude dos riscos que dele advém. É o caso de vazamento em indústrias químicas ou em usinas nucleares.

Nesses contextos, a ocorrência de qualquer vazamento poderá ter consequências irreversíveis ou incontroláveis, podendo causar prejuízos materiais, ao meio ambiente e até mesmo à saúde das pessoas.

Para essas aplicações são usadas bombas especiais, chamadas pelo autor de bombas de vazamento nulo. Elas utilizam soluções mais engenhosas de vedação, para garantir sua estanqueidade e eliminar por completo a possibilidade de vazamento.

Esta seção pretende apresentar brevemente as alternativas de vedação usadas nessas bombas especiais descritas por Macintyre (1997), avaliando a possibilidade de utilização dessas alternativas na solução do problema descrito no capítulo 2.

3.4.1 BOMBA DE CAIXA BLINDADA

A solução adotada nesse tipo de bomba consiste em permitir o contato do fluido bombeado com todo o conjunto rotativo, ou seja, não há qualquer preocupação em limitar o contato do fluido bombeado apenas nas proximidades do impelidor da bomba. Sendo assim, todas as partes rotativas ligadas ao eixo serão banhadas pelo fluido: impelidor, rolamentos, rotor do motor elétrico e o próprio eixo.

Assim, o eixo não terá que atravessar uma fronteira entre duas regiões distintas: uma repleta do fluido bombeado e a outra livre desse fluido. Pelo contrário, nas bombas de caixa blindada não existe qualquer fronteira e há apenas uma região repleta de fluido. Todo o conjunto rotativo fica alojado no interior de uma caixa blindada, que é totalmente vedada e isenta de vazamentos.

O funcionamento do motor de indução não é prejudicado, pois há uma lâmina de material não magnético separando o rotor do estator do motor. Como o rotor utilizado é do tipo gaiola de esquilo, não há necessidade de fornecer corrente elétrica ao mesmo, que poderá ficar então completamente isolado do meio externo. A Figura (3.6) apresenta um desenho esquemático do fluxo do fluido bombeado através de toda a bomba. A região escura representa o volume preenchido pelo fluido.

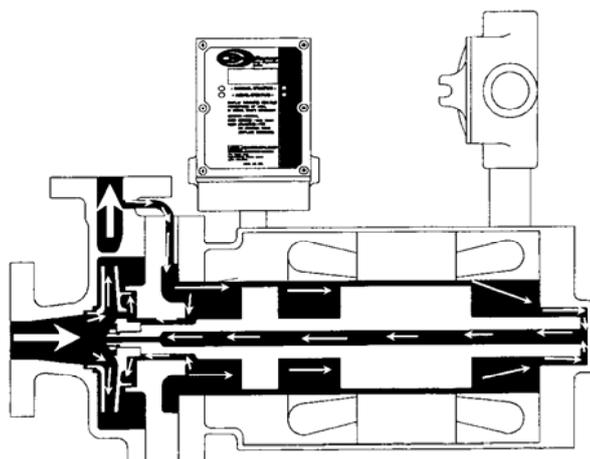


Figura 3.6 Fluxo no interior de uma bomba de caixa blindada (CHEMPUMP, 2004).

Observe que próximo à saída da bomba há uma passagem por onde o fluido a alta pressão é conduzido ao interior da região dos mancais e do rotor do motor elétrico; essa passagem é chamada de linha de circulação. Essa geometria favorece um fluxo controlado de fluido pelas diferentes regiões do conjunto rotativo. É comum a utilização de um filtro na entrada da linha de circulação para impedir a entrada de partículas abrasivas que possam fazer parte do fluido bombeado, protegendo assim os mancais e o rotor do motor.

Essa solução só é possível, portanto, por causa da característica do motor de indução do tipo gaiola de esquilo. Mesmo assim, dependendo do fluido bombeado, são empregados materiais ou revestimentos especiais, próprios para cada caso particular.

No caso das bombas, essa solução se mostra viável porque o conjunto rotativo é relativamente simples. É composto apenas pelo impelidor da bomba, pelo rotor do motor, pelo eixo e seus mancais. Se cada um desses elementos for cuidadosamente projetado para resistir ao fluido bombeado, não haverá maiores problemas e a estanqueidade é garantida.

Já no caso de uma turbina hidrocínética, essa abordagem não é possível. O conjunto rotativo é muito mais complexo e o seu reparo ou substituição é muito mais oneroso. Além disso, seria necessário de alguma forma induzir o escoamento no interior do compartimento que envolveria o conjunto rotativo, de modo que as partículas abrasivas presentes no rio fossem impedidas de se alojar nos elementos sensíveis do conjunto. Para tanto, seria necessário desenvolver um subsistema de bombeamento, elevando os custos totais do projeto.

Deve-se considerar, ainda, que a água do rio não é própria para uma adequada lubrificação dos diversos elementos constituintes do conjunto rotativo, além de provocar uma série de alterações nos materiais usados na fabricação de todos os elementos da turbina, em virtude de questões atinentes à corrosão. Isso encareceria ainda mais o projeto.

Por todas as considerações acima, essa não seria uma solução adequada para o problema descrito no capítulo 2.

3.4.2 BOMBA DE MOTOR SUBMERSO

Esse tipo de bomba é muito semelhante à de caixa blindada, diferindo apenas pela inexistência de separação entre o rotor e o estator do motor. Portanto, os enrolamentos do estator também estão em contato direto com fluido bombeado e devem receber um isolamento especial, que resista a essa interação.

Assim como no caso anterior, o conjunto rotativo está completamente submerso e todas as aberturas para o meio exterior são vedadas com a utilização de elementos de vedação estáticos, já que não existem outras partes móveis. Dessa maneira, fica garantida a estanqueidade da bomba.

Essa solução de vedação não encontra qualquer aplicabilidade no problema tratado no presente estudo, pelos mesmos motivos já anteriormente expostos na subseção anterior.

3.4.3 BOMBAS DE MOTOR IMERSO EM ÓLEO OU ENVOLTO EM GÁS

Diferentemente dos casos anteriores, nessas bombas o fluido bombeado é impedido de entrar em contato com o compartimento do motor e fica restrito apenas à região onde o bombeamento de fato ocorre. Isso significa que o conjunto rotativo não é completamente envolvido pelo fluido bombeado.

Nesses dois tipos de bomba, a vedação ocorre pelo equilíbrio de pressões entre o fluido bombeado e um segundo fluido (óleo ou gás) que envolve os mancais e o motor. Em geral, para se obter uma boa vedação, o eixo deve trabalhar na vertical.

Uma vantagem dessa solução em relação às anteriores é que o fluido que envolve o motor pode ser escolhido com relativa liberdade, o que permite a utilização de um fluido com propriedades que favoreçam o desempenho do motor e dos mancais. Segundo Macintyre (1997), os custos das bombas de motor imerso em óleo são menores do que os das bombas de caixa blindada e os seus rendimentos são de 10 a 15% mais elevados.

Apesar desse conceito de vedação ter como fundamento o equilíbrio de pressões na interface, isso não é o suficiente para garantir uma boa vedação. Por essa razão, nessas bombas também são utilizados selos mecânicos para separar o fluido bombeado do fluido em contato com o motor.

A vantagem está, portanto, em minimizar a diferença de pressão em que o elemento de vedação (selo mecânico) será submetido, contribuindo para um melhor desempenho deste. Macintyre (1997) afirma que a proteção contra vazamentos é muito boa, mas admite existir algum vazamento através do selo mecânico, remetendo-se à engenhosidade dos fabricantes em solucionar essa questão por completo.

Retornando-se ao problema de vedação que permeia o presente trabalho, avalia-se como viável e benéfica a pressurização do interior da nacele, pois eliminaria ou reduziria a diferença de pressão na interface de vedação, contribuindo de forma positiva para a estanqueidade do conjunto. É evidente que isso só seria de fato possível se fosse usado o próprio ar como fluido secundário, em virtude do grande volume a ser preenchido.

Deve-se ter em mente, entretanto, que a diferença de pressão máxima que poderá existir no sítio de instalação da turbina já é bem reduzida, conforme exposto no capítulo 2. De toda forma, a utilização do princípio de equalização de pressão poderá ser bastante proveitosa no âmbito do Projeto Tucunaré, com implicações positivas até no projeto estrutural da nacele.

3.5 SELOS MECÂNICOS

Diferentemente das tecnologias anteriormente descritas, a vedação proporcionada pelos selos mecânicos é obtida pelo contato entre superfícies perpendiculares ao eixo. Essas superfícies são mantidas em contato pela atuação de uma força axial ao passo que, nas gaxetas e nos retentores, a vedação era obtida por meio de um contato radial.

Os selos mecânicos são formados por três elementos principais: a face de contato rotativa (anel de selagem), a face de contato estacionária (sede) e as vedações secundárias. Além desses, as molas de compressão são amplamente empregadas para a manutenção do contato entre as duas faces.

O anel de selagem gira junto com o eixo, em geral sendo firmemente ligado a ele por meio de parafusos de fixação ou mediante um ajuste com interferência. Essa fixação deve resistir à força axial de contato agindo na interface de vedação principal e impedir que o anel deslize sobre o eixo.

A sede fica alojada na carcaça e, caso necessário, deve possuir alguma forma de fixação, para impedir um possível deslizamento provocado pela ação do contato rotativo com o anel de selagem.

As vedações secundárias são necessárias para bloquear os caminhos de vazamento que se formam nas folgas existentes entre o anel de selagem e o eixo e entre a sede e seu alojamento na carcaça. Já

que essas folgas são entre pares que não possuem movimento relativo entre si, qualquer vedação estática pode ser usada; os anéis *O-Ring* são amplamente utilizados para esse fim.

Exceto nas aplicações em que a própria pressão do fluido é suficiente para manter o contato entre as faces da vedação primária, em todas as demais se observa o emprego de molas. Além de atuarem ativamente na manutenção do contato entre as faces de vedação durante a operação do equipamento, elas também são responsáveis por garantir esse contato mesmo em baixas pressões ou quando o equipamento para.

Também é papel das molas a compensação do desgaste das faces de vedação que naturalmente ocorre após algum tempo de operação do dispositivo, mantendo sempre a pressão de contato necessária para a vedação. A mola pode ser rotativa, atuando sobre o anel de selagem, ou estacionária, atuando sobre a sede, dependendo do modelo do selo mecânico.

Existem selos mecânicos com uma única mola ou com várias. Quando é usada apenas uma mola, esta possui um diâmetro maior que o do eixo, envolvendo-o. Nos selos em que são utilizadas várias molas, elas são dispostas ao redor do eixo e possuem diâmetro menor. Essa última configuração permite que o selo mecânico seja bipartido, o que proporciona maior facilidade de montagem e manutenção.

A Figura (3.7) ilustra os principais elementos dos selos mecânicos, dispostos em uma configuração comum. Essa configuração apresenta uma única mola, que atua sobre o anel de selagem e gira junto com o eixo.

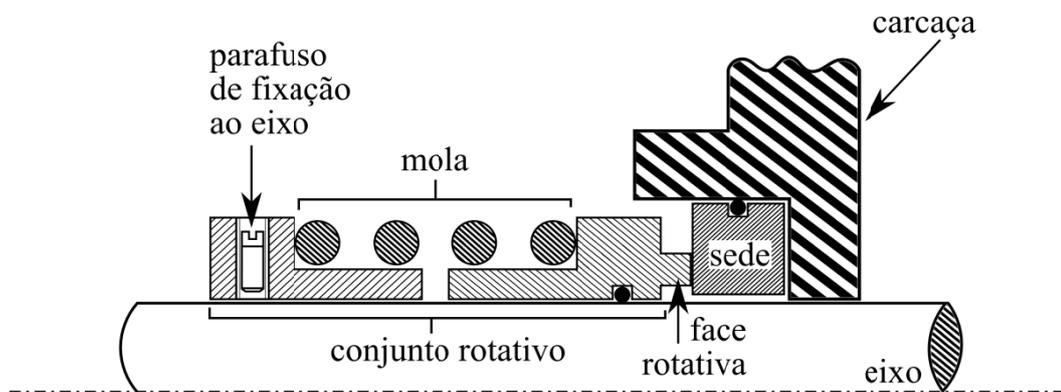


Figura 3.7 Configuração típica de um selo mecânico.

As faces da vedação primária recebem um acabamento superficial de altíssima qualidade para que se tornem suficientemente planas. Segundo Kutz et al. (2006), a planeza superficial das faces de vedação dos selos mecânicos convencionais está na faixa de 1 a 5 μm . Esse nível de acabamento faz com que as superfícies se tornem espelhadas.

Esse rigor na fabricação das faces de contato dos selos mecânicos faz com que eles apresentem um custo relativamente alto. Em compensação, apresentam excelente desempenho até mesmo em condições muito severas. De acordo com Goulding (2005), tipos especiais de selos mecânicos podem operar com pressões de 35 bar a 25 m/s de velocidade de deslizamento.

A temperatura de operação dos selos mecânicos é limitada pelos materiais que o constituem, com especial atenção para os elementos de vedação secundária, pois são em geral anéis de material elastomérico. Segundo Goulding (2005), o limite de temperatura da maioria dos elastômeros situa-se na faixa de 150 a 250 $^{\circ}\text{C}$. Para temperaturas ainda mais elevadas, podem ser usadas vedações secundárias de materiais apropriados, mais resistentes à temperatura.

Para o bom desempenho dos selos mecânicos em pressões elevadas, é preferível que o anel em contato com o fluido de alta pressão seja hidráulicamente balanceado, isto é, sua geometria deve permitir um equilíbrio das forças exercidas pela pressão do fluido em sua superfície. A Figura (3.8) ilustra as três variedades de selos mecânicos quanto ao seu balanceamento hidráulico.

Em um selo totalmente balanceado, o valor absoluto da pressão não altera a força de contato nas faces de vedação, protegendo as superfícies do desgaste não previsto. Além disso, caso haja qualquer transiente de pressão, as faces de vedação permanecem igualmente protegidas.

Em geral, os selos mecânicos são do tipo parcialmente balanceado. Entretanto, para aplicações em que haja uma pressão relativamente baixa e sem grandes variações, os selos totalmente desbalanceados podem ser utilizados com segurança.

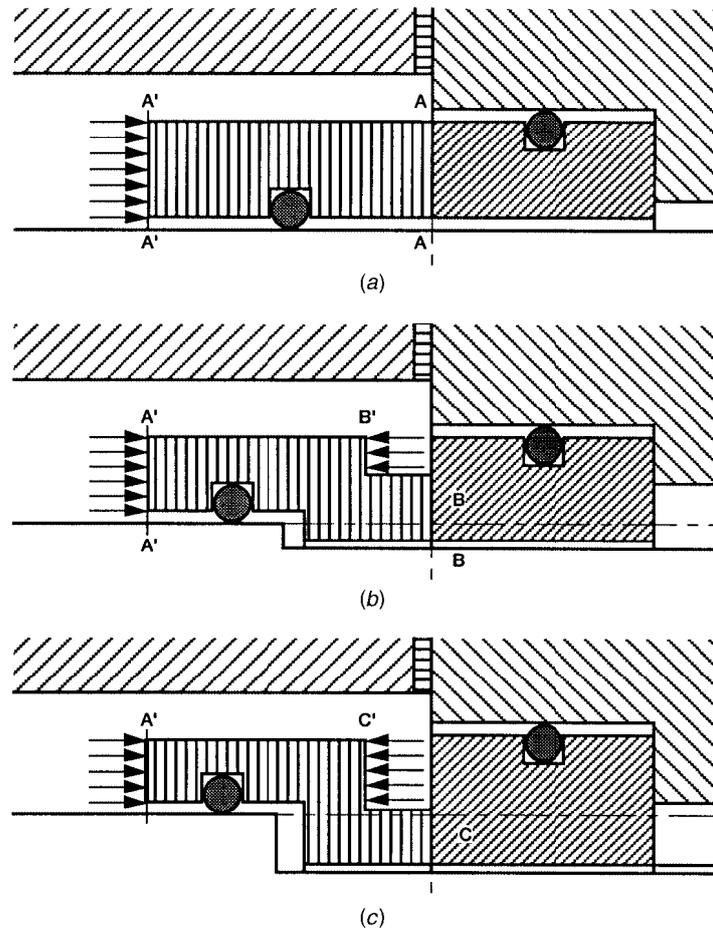


Figura 3.8 Balanceamento hidráulico de selos mecânicos: (a) desbalanceado; (b) parcialmente balanceado; (c) totalmente balanceado (KUTZ et al., 2006).

Por serem dispositivos de elevada complexidade e rigor dimensional, sua montagem requer cuidados especiais. Para garantir um bom desempenho dos selos mecânicos, eles devem ser montados de modo que a superfície de contato fique perfeitamente perpendicular e concêntrica ao eixo.

Além disso, deve haver um tratamento especial na montagem de todo o conjunto rotativo envolvido, pois os selos mecânicos são muito sensíveis ao desbalanceamento e à vibração do eixo. Segundo Kutz et al. (2006), os anéis que contêm as faces de vedação dos selos também devem ser planos e devem resistir às tensões resultantes da pressão e temperatura de operação.

Assim como em algumas das alternativas de vedação tratadas nesse texto, é bastante comum a comercialização de modelos de selos mecânicos do tipo “cartucho”. Esses modelos são compostos de todas as partes do selo já montadas em uma bucha para ser fixada ao eixo.

Esse tipo de solução facilita a montagem e manutenção do selo, bastando efetuar a ligação da bucha ao eixo e do conjunto estático do cartucho à carcaça, mediante utilização de algum elemento de vedação estática, que normalmente é definido pelo próprio fabricante.

É grande a responsabilidade dos materiais empregados na fabricação dos selos mecânicos, pois são eles que asseguram a vedação. Inúmeros são os materiais empregados nessa tarefa, com representantes dos metais, dos cerâmicos e dos polímeros. Não raro são utilizadas ligas de alto desempenho na fabricação dos anéis que os compõem (GOULDING, 2005).

Para garantir uma vedação de qualidade, eles devem atender a diversas exigências. Kutz et al. (2006) enumera as seguintes características, consideradas ideais, que os materiais devem possuir para serem empregados na fabricação dos selos:

- Propriedades Mecânicas
 - Elevado módulo de elasticidade;
 - Elevada resistência à tração;
 - Baixo coeficiente de atrito;
 - Excelentes características de dureza e de resistência ao desgaste;
 - Autolubrificação;
- Propriedades Térmicas
 - Baixo coeficiente de dilatação;
 - Elevada condutividade térmica;
 - Resistência a choque térmico;
 - Estabilidade térmica;
- Propriedades Químicas
 - Resistência à corrosão;
 - Boa molhabilidade;
- Outras Propriedades
 - Estabilidade dimensional;
 - Boa usinabilidade e facilidade de fabricação;
 - Baixo custo e alta disponibilidade.

Por possuir excelente desempenho a seco, o grafite em geral é a primeira escolha de material para a face de vedação rotativa. Ele pode deslizar contra anéis de materiais metálicos ou cerâmicos sem sofrer muito desgaste. Geralmente é impregnado com resina ou com metais para aumentar sua condutividade térmica (KUTZ et al., 2006).

Além dele, frequentemente são utilizados os seguintes materiais: PTFE, carbetos de tungstênio, óxido de cromo, carbetos de silicone, aço inox 304, titânio, entre outros. Combinações desses e de outros materiais também são usadas.

Por possuírem molas que atuam axialmente em sua configuração, as vedações utilizando selos mecânicos exigem que o eixo possua um mancal de escora. No entanto, devido o diminuto carregamento axial que as molas exercem sobre o eixo, essa necessidade é suprida pela sobreposta usando alguma geometria conveniente.

Uma das características mais importantes dos selos mecânicos é a sua excelente capacidade de vedação. Apesar de também apresentarem algum vazamento, ele é praticamente nulo quando o dispositivo é novo (MACINTYRE, 1997). Kutz et al. (2006) destaca a importância dos selos mecânicos na redução das emissões para a atmosfera e alerta para novas leis ambientais menos permissivas nesse aspecto.

Para a instalação dos selos mecânicos, Goulding (2005) afirma que são necessários procedimentos de montagem precisos, que devem ser realizados por profissionais qualificados. A instalação incorreta é uma das causas mais comuns de falha desses dispositivos (KUTZ et al., 2006).

Apresentam custo inicial elevado, podendo chegar a custar dez vezes mais que uma solução semelhante usando gaxetas. Entretanto, para eixos de pequeno diâmetro (até 25 mm), os custos das duas tecnologias são equivalentes. Em eixos maiores (acima de 100 mm) a diferença entre os custos iniciais dos selos mecânicos e das gaxetas é exorbitante, especialmente em aplicações mais severas, como nas indústrias de produção de energia, metalúrgica e mineral (GOULDING, 2005).

Ao contrário de outras tecnologias, a utilização de selos mecânicos não provoca desgaste no eixo, pois a superfície do eixo não é usada como interface de vedação. Toda fricção ocorre nas faces do selo mecânico, existindo apenas vedações estáticas ligadas ao eixo.

Os custos operacionais dos selos mecânicos são pequenos, pois não há necessidade de ajustes frequentes e as perdas decorrentes de vazamento são ínfimas, em virtude da boa vedação obtida com sua utilização. Entretanto, caso o selo mecânico venha a apresentar falha precoce, o custo de recondição é elevado, pois envolve processos relativamente caros de acabamento superficial para a obtenção de faces deslizantes de altíssima qualidade.

4 CUSTO ENERGÉTICO

Este capítulo pretende apresentar uma análise quantitativa dos custos energéticos envolvidos no emprego das soluções e idéias surgidas ao longo do desenvolvimento do presente estudo. Algumas das configurações inicialmente concebidas mostram-se inviáveis de serem aplicadas na prática, enquanto outras tiveram que ser adaptadas ou combinadas para compor uma solução satisfatória.

Por outro lado, baseado nas considerações feitas no capítulo anterior, algumas tecnologias foram previamente descartadas, em especial as tecnologias de vedação sem contato, por apresentarem altas taxas de vazamento, muito superiores que as verificadas em vedações com contato (KUTZ et al., 2006).

Contudo, como a ocorrência de certo nível de vazamento é inevitável, até mesmo nas vedações com contato, faz-se necessário contabilizar o custo energético associado a esse fenômeno. Além disso, caso se opte pela pressurização do interior da nacele, pode-se também avaliar o impacto energético respectivo.

A análise energética do conjunto de vedação é importante, pois ele será responsável por dissipar em calor uma parte da energia útil captada pela turbina hidrocínética, o que repercutirá diretamente na eficiência global do sistema, conforme salientado anteriormente no capítulo 2.

Na realidade, além do conjunto de vedação, vários outros estarão presentes na turbina hidrocínética e irão contribuir para isso, mas é evidente que todos eles deverão dissipar a menor quantidade de energia possível para o sucesso da aplicação.

No decorrer deste capítulo, serão apresentadas as formulações encontradas na literatura para estimar o custo energético das principais tecnologias de vedação estudadas anteriormente. Entende-se por custo energético a quantidade de energia (ou potência) necessária para um dado processo ocorrer ou a que for dissipada por atrito no deslizamento das faces de vedação.

No caso da energia dissipada, foi necessário primeiro determinar, para cada tecnologia de vedação, o torque resistente que se opõe ao movimento do eixo da turbina. Além disso, foi feita uma avaliação do custo energético do vazamento, por unidade de volume, de modo a penalizar cada tecnologia de acordo com sua taxa de vazamento estimada, que também será estimada neste capítulo.

4.1 TORQUE RESISTENTE E CALOR DISSIPADO

Em termos de custo energético, a característica mais relevante a ser comparada entre as diferentes tecnologias passíveis de serem utilizadas na turbina hidrocínética é quantidade de energia dissipada no contato deslizante das superfícies de vedação.

Em outras palavras, quanto maior o torque resistente da solução de vedação a ser vencido pelo eixo do rotor, menor será o torque absorvido no gerador elétrico e menor será a eficiência global da máquina, considerando os demais parâmetros constantes.

Torque resistente e potência dissipada estão diretamente relacionados pela rotação do eixo, sendo apenas formas complementares de descrever o efeito gerado pelo atrito entre as superfícies deslizantes. A seguir serão apresentadas algumas formulações encontradas na literatura para estimar esse importante custo energético.

É importante destacar que essas formulações têm valor estimativo e, conforme salientado pelos autores consultados, o fenômeno do atrito é de difícil caracterização e previsão, além de ser função de múltiplos fatores, sendo sempre recomendada uma avaliação experimental da condição real de operação.

4.1.1 RETENTORES

Segundo Parker Hannifin Co. (2006), o torque resistente de vedações formadas por retentores elastoméricos pode ser estimado pela seguinte expressão:

$$T_R = 0,65D^2n^{1/3}$$

Onde T_R é o torque resistente do retentor (em in-ozf), D é o diâmetro do eixo em polegadas (in) e n é a rotação do eixo (em rpm). A potência dissipada na forma de calor será, portanto:

$$\dot{Q}_R = \omega T_R$$

Em que \dot{Q}_R é a taxa de calor dissipado no retentor, ω é a velocidade angular do eixo e T_R é o torque resistente calculado no passo anterior. Antes de calcular o calor dissipado, deve-se tomar o cuidado de converter os valores disponíveis para unidades do Sistema Internacional (SI).

Usando os dados do Projeto Tucunará ($D = 408 \text{ mm} = 16,063 \text{ polegadas}$, $n = 15 \text{ rpm}$ e $\omega = 2\pi \cdot n/60 \cong 1,571 \text{ rad/s}$), obtêm-se os seguintes resultados:

$$\begin{aligned} T_R &= 0,65D^2n^{1/3} = 0,65 \cdot (16,063)^2(15)^{1/3} &= \mathbf{413,616 \text{ in} \cdot \text{ozf}} &= \mathbf{2,921 \text{ Nm}} \\ \dot{Q}_R &= \omega T_R = 1,571 \cdot 2,921 &&= \mathbf{4,589 \text{ W}} \end{aligned}$$

Observa-se, portanto, que a potência dissipada estimada é bastante reduzida quando comparada com a potência nominal prevista da turbina (500 kW). Ainda que ocorra atrito seco, situação em que o torque resistente passa a assumir valores entre 2 e 3 vezes mais elevados (PARKER HANNIFIN CO., 2006), a dissipação de energia é mínima.

4.1.2 SELOS MECÂNICOS

Em virtude das várias configurações possíveis dos selos mecânicos, a formulação apresentada no trabalho de Arnold e Fone (2010) envolve considerações adicionais. Define-se uma força de abertura (F_A), que visa quantificar a influência do filme fluido formado no pequeno vão entre as superfícies de vedação no cálculo do torque resistente. Tal contribuição é expressa em função de K , o coeficiente de queda de pressão:

$$F_A = A \cdot \Delta p \cdot K$$

Em que A representa a área de face do selo mecânico e Δp a diferença de pressão na interface. K é adimensional e pode assumir valores entre 0 e 1. Para fins práticos, são usados valores entre 0,5 e 0,8, mas $K = 0,5$ é o valor recomendado pelos autores para os casos mais comuns.

Em seguida, deve-se determinar a força de fechamento (F_F), que nada mais é que a soma das forças atuando sobre as faces de vedação no sentido de mantê-las unidas. Na maioria dos selos mecânicos essa força é composta pela força de compressão da(s) mola(s) e por uma força hidráulica associada com o balanceamento do selo mecânico, discutido no capítulo anterior.

Para tanto, define-se uma razão de balanceamento (B) para caracterizar a geometria do selo mecânico a ser estudado. Essa razão é a simples proporção da área de face que sofre influência da diferença de pressão na interface. Para selos mecânicos internamente pressurizados, o cálculo é o seguinte:

$$B = \frac{D_b^2 - D_i^2}{D_e^2 - D_i^2}$$

Enquanto que para selos mecânicos externamente pressurizados, essa relação se torna:

$$B = \frac{D_e^2 - D_b^2}{D_e^2 - D_i^2}$$

O índice “e” significa externo; “i” significa interno e “b” refere-se ao diâmetro marcado na aresta de balanceamento do selo mecânico. A força de fechamento pode então ser expressa por:

$$F_F = A \cdot \Delta p \cdot B + F_M$$

Em que F_M representa a força de compressão da mola. A área de face do selo mecânico é dada pela área da coroa circular da superfície de contato entre as faces deslizantes:

$$A = \frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4}$$

A força normal atuante entre as superfícies é dada pelo equilíbrio de forças na direção perpendicular às faces, o que resulta na diferença entre as forças de fechamento e de abertura definidas anteriormente:

$$F_N = F_F - F_A = A\Delta p(B - K) + F_M$$

A força normal, multiplicada pelo coeficiente de atrito (f), resulta na força tangencial de atrito atuante no diâmetro médio (D_m) das faces do selo mecânico. O torque resistente estimado (T_{SM}) pode então ser calculado para um selo mecânico típico que seria usado na turbina hidrocínética.

O coeficiente de atrito, segundo Arnold e Fone (2010), varia na faixa de 0,01 e 0,18. Entretanto, a norma API 682/ISO 21049 selecionou 0,07 para f . De fato, depois de consultar algumas tabelas de atrito seco para os materiais mais comumente usados na fabricação de selos mecânicos (grafite, PTFE, etc.), verificou-se que o coeficiente de atrito, mesmo nessa condição severa de operação (atrito seco), apresenta valores bem próximos a esse.

O diâmetro médio pode ser calculado por:

$$D_m = \frac{D_i + D_e}{2}$$

O torque resistente é, portanto:

$$T_{SM} = F_N \cdot f \cdot \frac{D_m}{2}$$

A energia dissipada, que configura o custo energético do selo mecânico é, portanto:

$$\dot{Q}_{SM} = \omega T_{SM}$$

Como referência, pode-se adotar os seguintes valores para o cálculo de um valor característico:

$$\begin{aligned} D_e &= 430 \text{ mm} \\ D_i &= 415 \text{ mm} \\ D_b &= 415 \text{ mm} \\ F_M &= 300 \text{ N} \\ \Delta p &= 365,171 \text{ kPa} \\ \omega &\cong 1,571 \text{ rad/s} \\ f &= 0,07 \\ K &= 0,5 \end{aligned}$$

A partir desses valores e usando a formulação apresentada acima, obtêm-se os seguintes resultados para o torque resistente e o calor dissipado:

$$\begin{aligned} T_{SM} &= \mathbf{31,314 \text{ Nm}} \\ \dot{Q}_{SM} &= \mathbf{49,188 \text{ W}} \end{aligned}$$

É importante observar que o custo energético do selo mecânico pode variar bastante com a mudança dos valores usados na estimativa. Em especial, os valores de f e de K foram estimados com base na recomendação dos autores consultados, mas no caso real eles poderiam assumir valores diferenciados.

Mesmo assim, apesar de haver alguma alteração da estimativa acima considerada, estima-se que o custo energético em uma condição mais desfavorável seja da ordem de 100 W, o qual ainda é bastante reduzido em relação à potência nominal da turbina (500 kW).

4.1.3 GAXETAS INJETÁVEIS

Aparentemente, a utilização de gaxetas injetáveis é mais vantajosa para a aplicação em análise do que as gaxetas convencionais, pelos motivos apresentados no capítulo anterior. Com efeito, optou-se por incluir apenas a estimativa de custo energético das mesmas, em detrimento das demais.

No entanto, caso haja interesse, uma forma de cálculo relativamente simples é apresentada no trabalho de Ochoński (1988). Essencialmente, a formulação ali apresentada tem como fundamento determinar a distribuição de tensões nos anéis de gaxeta ao longo do comprimento da caixa, à

semelhança da Fig. (3.4), para então determinar a força radial que, associada ao coeficiente de atrito do deslizamento, servirá para determinar o torque resistente.

Uma abordagem semelhante pode ser aplicada às gaxetas injetáveis, com a diferença que a distribuição de pressão ao longo do comprimento da caixa é aproximadamente constante, conforme já citado anteriormente. Sendo assim, a integração se torna trivial e o cálculo do custo energético também:

$$T_{GI} = f \underbrace{\frac{\pi d l}{2}}_{\text{Área}} \int_0^l \frac{1}{l} \underbrace{\sigma(x)}_{\text{cte}} dx = \frac{1}{2} f \pi d^2 \sigma (l - 0) = \frac{1}{2} f \pi d^2 \sigma l$$

Onde f é o coeficiente de atrito entre a gaxeta e o eixo (ou bucha), d é o diâmetro em que ocorre o deslizamento (eixo ou bucha), σ é a tensão uniforme à qual a gaxeta está submetida e l é o comprimento da caixa. Para uma vedação efetiva, a tensão σ deve ser superior à pressão absoluta existente no lado de maior pressão, que no caso é a da água.

Para efeitos de estimativa, considera-se o coeficiente de atrito aço-PTFE (*teflon*®), que é da ordem de 0.01, bem como que a gaxeta seria instalada diretamente no eixo. Considerando uma tensão 15% maior que a pressão absoluta do rio e que o comprimento da caixa será de 50% do espaço disponível na seção do eixo onde será instalado o sistema de vedação (vide cap. 5), pode-se então calcular o torque resistente (T_{GI}) e o custo energético associado (\dot{Q}_{GI}):

$$\left. \begin{array}{l} f = 0.01 \\ d = 408 \text{ mm} \\ \sigma = 1,15(\Delta p + P_{atm}) \cong 536 \text{ kPa} \\ l = 80 \text{ mm} \\ \omega \cong 1,571 \text{ rad/s} \end{array} \right\} \begin{array}{l} T_{GI} = \frac{1}{2} f \pi d^2 \sigma l \cong \mathbf{112 \text{ Nm}} \\ \dot{Q}_{GI} = \omega T_{GI} \cong \mathbf{176 \text{ W}} \end{array}$$

Assim como nos casos anteriores, esses resultados representam apenas estimativas da ordem de grandeza dos custos energéticos associados à utilização de gaxetas injetáveis. A literatura consultada sugere que os valores reais sejam medidos na montagem do equipamento e ajustados conforme necessário. Além disso, recomenda-se o monitoramento frequente dessas variáveis a fim de garantir uma operação eficiente e segura.

4.2 ESTIMATIVA DE VAZAMENTO

O contato entre superfícies sólidas é um campo de estudo em pleno desenvolvimento. Modelar o vazamento através de superfícies rugosas não é uma tarefa simples e, segundo Persson e Yang (2008), o mecanismo exato do vazamento induzido pela rugosidade ainda não é bem compreendido.

Apesar disso, os pesquisadores da área desenvolveram modelos que buscam descrever o fenômeno e determinar as taxas de vazamento envolvendo sistemas de vedação. É o caso de Persson e Yang (2008) que, baseados na teoria da percolação e em teorias recentes da mecânica do contato, apresentaram relações de elevada complexidade matemática para prever as taxas de vazamento através de vedações estáticas e dinâmicas.

Entretanto, o modelo proposto tem aplicabilidade restrita a vedações dinâmicas, especialmente porque nessas situações existe a formação de um filme fluido entre as superfícies deslizantes. Como exemplo, citou-se o caso de uma palheta de pára-brisas, uma condição simplificada em que não há diferença de pressão na interface.

Por outro lado, o modelo é tão complexo que seria necessária uma elevada riqueza de detalhes na caracterização das superfícies em contato e do próprio contato em si. Por essa razão, as estimativas de vazamento basearam-se no vazamento característico do selo mecânico, cuja expressão de cálculo foi encontrada em mais de uma referência (GRUNDFOS, 2009; KUTZ, 2006).

Nos selos mecânicos, a modelagem matemática do vazamento é mais simples e se fundamenta na teoria da lubrificação, sendo o vazamento tratado como o escoamento do filme fluido que se forma entre as faces de vedação.

Segundo Kutz et al. (2006), o vazamento de líquidos em selos mecânicos de faces paralelas pode ser determinado pela seguinte expressão:

$$Q = \frac{\pi r_m h^3 \Delta p}{6\mu(r_e - r_i)}$$

Sendo r_m o raio médio das faces de contato, r_e o raio externo e r_i o raio interno; h é a espessura do filme formado entre as faces de vedação, Δp é a diferença de pressão na interface e μ é a viscosidade do líquido (nesse caso água). A condição $(r_e - r_i)/r_m < 0,1$ deve ser satisfeita para que a relação acima seja válida.

Considerando 0,2 μm um valor típico para espessura do filme observado em selos mecânicos para água (GRUNDFOS, 2009), pode-se então calcular uma estimativa de vazamento. Os demais parâmetros são conhecidos ou podem ser aproximados, tendo em vista que a geometria do eixo já foi definida em trabalhos anteriores (vide cap. 5).

Segue que:

$$\left. \begin{array}{l} r_i = 206 \text{ mm} \\ r_e = 216 \text{ mm} \\ r_m = \frac{r_i + r_e}{2} = 211 \text{ mm} \\ \Delta p = 365,17 \text{ kPa} \\ \mu = 0,8 \times 10^{-3} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} (30^\circ\text{C}) \\ h = 0,2 \mu\text{m} \end{array} \right\} Q = \frac{\pi r_m h^3 \Delta p}{6\mu(r_e - r_i)} = 0,145 \frac{\text{mL}}{h}$$

O fator mais relevante da formulação acima é o espaçamento h formado entre as faces do selo mecânico, tendo em vista que uma pequena variação do mesmo provoca uma grande variação no vazamento calculado. Contudo, o valor acima obtido será adotado como referência para a taxa de vazamento de uma solução baseada em selo mecânico.

Em bombas d'água, a taxa de vazamento considerada adequada para gaxetas varia de 0,4 a 2,0 mL/min por mm de diâmetro do eixo (FLUID SEALING ASSOCIATION, 2005), de acordo com o material e com as características operacionais de cada instalação. Os menores valores dessa faixa são observados nas situações em que a dissipação de calor é baixa e, portanto, dispensam fluxos elevados de água através da vedação para fins de resfriamento e lubrificação.

Como visto anteriormente, a dissipação de calor no sistema de vedação da turbina hidrocínica é inerentemente baixa, devido à baixíssima rotação do eixo. Com efeito, estima-se que a taxa de vazamento se aproximará do limite inferior da faixa. Usando 1,0 mL/min por mm de eixo, o vazamento de uma solução baseada em gaxeta será da ordem de 400 mL/min. Esse valor representa um vazamento cerca de cem mil vezes superior ao do selo mecânico calculado acima.

Por outro lado, esses valores de referência são aplicáveis apenas às gaxetas tradicionais utilizadas em bombas e não podem ser extrapolados para gaxetas injetáveis. Não foram encontradas referências acerca das taxas de vazamento em sistemas usando gaxetas injetáveis.

Segundo Cooper e Drotos (2013), as gaxetas injetáveis operam praticamente sem vazamento algum. Assume-se que "vazamento algum" se remete a níveis de vazamento tão baixos quanto os de selos mecânicos.

Também não foram encontradas referências que versassem sobre a previsão de vazamentos em vedações usando retentores. Por isso, admite-se que o desempenho esperado para os retentores situa-se em um nível intermediário entre o das gaxetas e o dos selos mecânicos. Como os valores são muitas ordens de grandeza distantes um do outro, adotou-se a média geométrica dos mesmos. A partir dessa consideração, uma estimativa de vazamento de uma solução baseada em retentores será cerca de 1,0 mL/min.

Por fim, cabe destacar o motivo pelo qual as vedações sem contato foram prontamente descartadas do presente estudo: as taxas de vazamento de vedações usando os diferentes tipos de soluções sem contato são ainda superiores às verificadas em gaxetas (400 mL/min), uma das desvantagens abertamente apontadas no trabalho de Kutz et al. (2006).

4.3 CUSTO DO VAZAMENTO

Admitindo que toda água que adentrar a nacele deverá ser de alguma forma removida de volta para o rio, pode-se dizer que o custo energético do vazamento d'água equivale à energia necessária para bombeá-la para o meio exterior. Nesse caso não é necessário fazer distinção entre vazamentos provenientes de juntas fixas e os provocados pelo sistema de vedação do eixo, visto que o efeito nocivo é o mesmo.

Considera-se que o trabalho de bombeamento envolve, apenas, a repressurização e aceleração da água acumulada no interior da nacele. Admite-se, portanto, que não haverá variação significativa da energia potencial da água. O calor dissipado na operação de bombeamento será contabilizado por meio de uma estimativa de sua eficiência global.

Usando a Equação de Bernoulli, pode-se determinar a energia necessária de bombeamento, por unidade de massa ou de volume. Sendo os pontos 1 e 2 tomados, respectivamente, na superfície da água no interior da nacele e na saída desta para o exterior, segue que:

$$\dot{W} + \dot{m} \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} + gz_1 \right) = \dot{m} \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + gz_2 \right)$$

Sendo: \dot{W} a potência de bombeamento, \dot{m} a vazão mássica do escoamento, ρ a massa específica da água, p_1 e p_2 a pressão em cada ponto, u_1 e u_2 a velocidade em cada ponto, z_1 e z_2 as cotas verticais de cada ponto e g a aceleração da gravidade. A equação simplificada, após impor as condições $z_1 \cong z_2$ e $u_1 = 0$, é a seguinte:

$$\begin{aligned} \dot{W} + \dot{m} \left(\frac{p_1}{\rho} \right) &= \dot{m} \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} \right) \\ \dot{W} &= \dot{m} \left(\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} \right) \\ w_m = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} &= \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} \end{aligned}$$

Define-se w_m como a energia de bombeamento, por unidade de massa, necessária para compensar o vazamento d'água ocorrido. Para obter a energia de bombeamento por unidade de volume (w_v), basta multiplicar w_m por ρ :

$$w_v = \rho w_m = p_2 - p_1 + \rho \frac{u_2^2}{2}$$

Falta contabilizar, ainda, a eficiência do sistema de bombeamento, denotada por η_b , onde já devem estar computadas as eficiências individuais de cada subsistema (mecânico, elétrico e hidráulico). Como se sabe, a energia efetivamente gasta para bombear a água é superior à calculada da forma acima, dependendo da eficiência do sistema de bombeamento.

Registre-se que a diferença $p_2 - p_1$ é a diferença de pressão entre o meio externo e o interno, já definida no capítulo 2 como a diferença de pressão na interface, que passa a receber a notação Δp_i . Além disso, pode-se relacionar a velocidade de descarga da bomba com sua vazão (\dot{V}) e área da tubulação de descarga (A_d), isto é, $\dot{V} = A_d u_2$. Esses valores são mais comumente disponibilizados pelos fabricantes de bombas.

Portanto, o custo energético do vazamento (c_v), por unidade de volume, pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$c_v = \frac{w_v}{\eta_b} = \frac{1}{\eta_b} \left[\Delta p_i + \frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A_d} \right)^2 \right]$$

Observe que, como esperado, o custo energético de bombeamento depende das características próprias do sistema de bombeamento utilizado no esvaziamento da nacele. Entretanto, é possível calcular um valor característico estimado, que será usado como referência no decorrer deste trabalho.

Em virtudes das particularidades da aplicação, recomenda-se que esse bombeamento seja realizado com o emprego de uma bomba de deslocamento positivo. Ao contrário das bombas centrífugas, essa categoria de bombas dispensa escorva e pode operar a seco, caso necessário. Além disso, elas possuem elevado poder de sucção, o que pode ser importante, dependendo do *layout* interno da nacele.

Como exemplo, selecionou-se a bomba Danfoss PAH2, que possui as seguintes características, segundo o catálogo do fabricante:

$$\begin{aligned}\dot{V} &= 0,180 \text{ m}^3/\text{h} \\ A_d &= 30 \text{ mm}^2 \\ \eta_b &= 0,75\end{aligned}$$

Sabendo ainda que:

$$\begin{aligned}\Delta p_i &\cong 400 \text{ kPa} \\ \rho &= 1000 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

Conclui-se que:

$$c_v = \frac{1}{\eta_b} \left[\Delta p_i + \frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A_d} \right)^2 \right] \cong 0,5 \frac{\text{J}}{\text{mL}}$$

Esse é, portanto, o dispêndio de energia, por unidade de volume, necessário para compensar a ocorrência de vazamentos na nacele, seja ele proveniente do sistema de vedação do eixo ou não.

4.4 CUSTO DA PRESSURIZAÇÃO DA NACELE

Conforme mencionado no capítulo anterior, a pressurização da nacele proporciona efeitos operacionais benéficos para o sistema de vedação, uma vez que ela servirá para reduzir a diferença de pressão na interface, podendo chegar a eliminá-la por completo.

Essa medida traz como benefício primário a prevenção e/ou diminuição de vazamento, mas também poderá ter implicações positivas para a dissipação interna do calor gerado e para a estrutura que irá compor a fronteira da nacele.

Admitindo-se que o ar se comporta como um gás ideal, é possível mostrar que o trabalho de compressão isotérmica (W_{iso}) é dado por:

$$W_{iso} = p \cdot V_f \cdot \ln \left(\frac{p_{atm}}{p} \right)$$

Em que V_f é o volume ocupado pelo ar após a compressão e p a sua pressão final; p_{atm} é a pressão do ar antes da compressão, que nesse caso será considerada como sendo a pressão atmosférica.

Baseado nas considerações apresentadas no trabalho de Araujo e Fonseca (2013), estima-se que o volume ocupado pelo ar no interior da nacele seja da ordem de 10 m^3 . A pressão final é a pressão absoluta máxima que poderá ocorrer à profundidade do eixo principal da turbina, ou seja, é a máxima diferença de pressão calculada no cap. 2 somada à pressão atmosférica.

É importante estimar, ainda, a eficiência do sistema de compressão, pois a energia efetivamente gasta na compressão do ar é maior que o trabalho termodinâmico do processo, devido às perdas inerentes ao sistema real. Para uma eficiência isotérmica de 70%, o custo energético da pressurização da nacele (c_{pn}) é dado por:

$$c_{pn} = \frac{W_{iso}}{\eta_{iso}} = \frac{1}{\eta_{iso}} \left[p \cdot V_f \cdot \ln \left(\frac{p_{atm}}{p} \right) \right]$$

Substituindo os valores conhecidos e estimados, tem-se que:

$$\left. \begin{array}{l} p = \Delta p + p_{atm} \cong 466,5 \text{ kPa} \\ V_f = 10 \text{ m}^3 \\ p_{atm} = 101,325 \text{ kPa} \\ \eta_{iso} = 0,70 \end{array} \right\} c_{pn} = \frac{1}{\eta_{iso}} \left[p \cdot V_f \cdot \ln \left(\frac{p_{atm}}{p} \right) \right] \cong -2,827 \text{ kWh}$$

O valor negativo deve-se à convenção usada, em que o trabalho exercido sobre o sistema é negativo e aquele exercido pelo mesmo é positivo. Decidiu-se adotar a unidade quilowatt-hora, por ser amplamente utilizada no setor elétrico, refletindo com maior clareza o resultado.

Em termos monetários, considerando apenas o preço do insumo energético, o custo da operação seria de apenas R\$ 1,01. Segundo a ANEEL, a tarifa residencial cobrada pelas Centrais Elétricas do Pará S/A (CELPA) é de R\$ 0,35747 por quilowatt-hora.

5 DELIMITAÇÃO DAS SOLUÇÕES MAIS VIÁVEIS

O presente capítulo busca apresentar algumas das possíveis soluções do problema descrito no capítulo 2. Apenas as alternativas viáveis e consideradas realizáveis são objeto de análise no presente trabalho. Tais soluções são apresentadas em detalhes no decorrer deste capítulo.

Antes de tratar cada alternativa isoladamente, é importante assinalar que a geometria do eixo já foi inteiramente definida em trabalhos anteriores. Por outro lado, a geometria da carcaça ainda não foi estabelecida, isentando o presente trabalho de limitações previamente impostas por uma ou outra configuração. A Figura (5.1) apresenta o eixo que receberá a vedação, tal como proposto no trabalho de Diniz e Moraes (2012). As dimensões estão em milímetros.

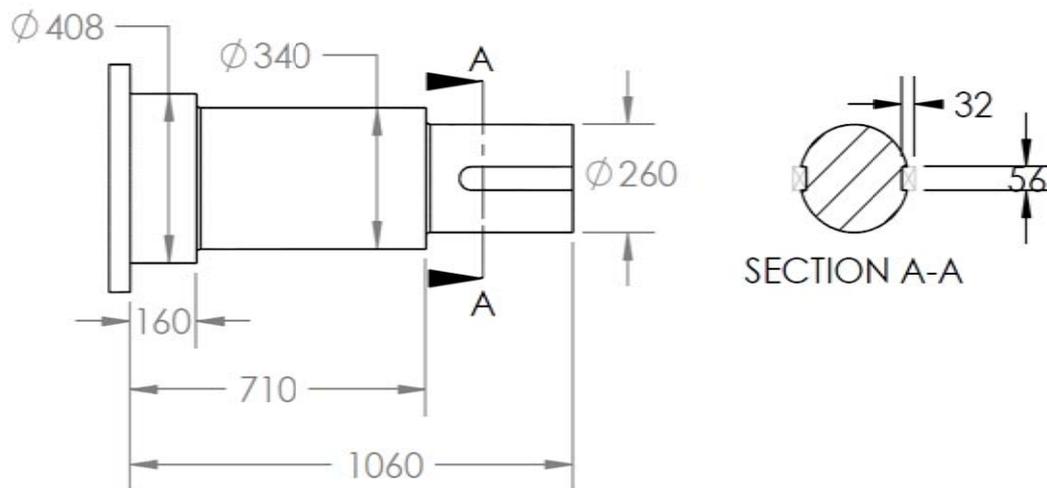


Figura 5.1 Geometria do eixo do rotor da turbina hidrocinética (DINIZ; MORAIS, 2012).

Como se pode observar, caso se opte por um elemento de vedação em peça única, a montagem deverá ser realizada pela extremidade direita do eixo (Fig. 5.1), a qual será ligada ao multiplicador de velocidades por meio de um acoplamento chavetado. Na outra extremidade há um flange fabricado diretamente no eixo para a conexão do rotor, o que impede a montagem de uma vedação em peça única por essa extremidade.

A seção que irá acomodar o dispositivo de vedação possui um diâmetro de 408 mm. As demais seções servem para receber os mancais e o acoplamento.

Dentre as tecnologias abordadas no capítulo 3, as gaxetas tradicionais foram consideradas inadequadas para a aplicação em estudo, em função dos ajustes frequentes que são necessários no aperto da sobreposta para compensar a compactação do material. Além disso, as vedações formadas por elas apresentam nível elevado de vazamento.

As tecnologias usadas em bombas de vazamento nulo, por sua vez, não podem ser aproveitadas para a vedação de turbinas hidrocinéticas, pois elas consistem na imersão de todo o seu conjunto rotativo de modo a transferir a solução do problema para vedações estáticas. Essa abordagem mostra-se inviável para a aplicação em estudo.

Considera-se viável, porém, a equalização da pressão no interior da nacela à pressão da água no seu exterior, a exemplo de um dos tipos de bomba de vazamento nulo tratados no capítulo 3. Como visto no capítulo anterior, o custo dessa pressurização é bastante reduzido.

A utilização dessa técnica tem caráter secundário e poderá ocorrer independentemente da solução escolhida, pois se destina a auxiliar o dispositivo de vedação usado, para que este possa operar em condições mais favoráveis de serviço.

Sempre que possível, optou-se por soluções comerciais de fabricantes nacionais, de fabricantes internacionais que possuam representantes no Brasil ou, ainda, por soluções que possam ser fabricadas em território nacional. As alternativas encontradas são apresentadas a seguir.

5.1 ALTERNATIVA 1 (GAXETA INJETÁVEL)

Devido a sua simplicidade e grande disponibilidade, as gaxetas injetáveis foram consideradas viáveis de serem empregadas na aplicação em estudo. Conforme já citado no capítulo 3, elas são praticamente isentas de vazamento, o que contribui para a sua inclusão no rol de possíveis soluções.

Outra vantagem na utilização dessa alternativa diz respeito à sua fabricação: a caixa de gaxetas pode ser facilmente fabricada em qualquer oficina minimamente equipada e, por isso, não há exclusividade no seu fornecimento. O material da gaxeta em si é facilmente obtido nos distribuidores locais, em virtude da sua ampla utilização em outros equipamentos rotativos.

Além disso, com a utilização de uma caixa bipartida, tanto a montagem inicial do conjunto quanto as manutenções subsequentes serão mais fáceis de serem realizadas. Isso causa um impacto positivo nos custos operacionais do equipamento e no tempo de parada do mesmo.

Por outro lado, essa vantagem só se verifica em casos de falha crítica da vedação, pois o projeto da turbina pressupõe que sua operação somente será interrompida ao final da vida útil do equipamento, em virtude do elevado custo envolvido na desmontagem do mesmo (imersão da turbina, desmontagem, etc.).

Em decorrência do grande diâmetro do eixo, existem poucos fabricantes ou modelos de selos mecânicos e de retentores que atendem a essa especificação. Isso não ocorre no caso das gaxetas, pois sua fabricação é independente do tamanho do eixo, sendo essa mais uma característica positiva dessa solução em relação às outras.

A única desvantagem aparentemente é sua necessidade de ajustes periódicos no aperto da sobreposta, para compensar a compactação do material e a diminuição da pressão no interior da caixa. Todavia, propõe-se a utilização concomitante de molas para a compensação automática desses efeitos, possibilitando assim o emprego da tecnologia sem a necessidade de realizar manutenções.

Dentre os vários modelos e fabricantes disponíveis, optou-se por selecionar a gaxeta injetável FAP 500 da fabricante Flex-A-Seal. Características próprias dessa empresa contribuíram para sua escolha, dentre elas citam-se: estar consolidada no Brasil, mesmo sendo uma empresa internacional, possuir distribuidores espalhados por todo o território nacional, certificação de qualidade ISO 9001, além de assistência técnica e fabricação nacional.

O modelo de gaxeta injetável FAP 500 é constituído de fibras de PTFE associadas a lubrificantes contendo hidrocarbonetos de petróleo e naftênico pesado. São indicadas para aplicações envolvendo água bruta, salmoura, água salobra, *slurries* e esgoto. É, portanto, apropriada para a aplicação em análise.

Suas características operacionais, informadas pela fabricante, são as seguintes:

- Temperatura de até 204°C;
- Velocidade periférica máxima, em eixos rotativos, de 7,6 m/s;
- Diferença de pressão máxima na interface igual a 1378,95 kPa (13,8 bar), para equipamentos rotativos;
- Faixa de variação do pH: 3 – 11.

Vê-se, portanto, que todas as exigências definidas no capítulo 2 são plenamente atendidas e, inclusive, superadas.

5.2 ALTERNATIVA 2 (MÚLTIPLOS RETENTORES)

A segunda alternativa encontrada para a vedação do eixo da turbina é uma solução robusta desenvolvida pela IHC SEALING SOLUTIONS, empresa integrante da gigante holandesa IHC MERWEDE.

Essa solução foi especialmente desenvolvida para turbinas submersas usadas na geração de energia renovável a partir de correntes marítimas, aplicação extremamente correlacionada com o objeto do presente estudo.

Lançada sob o nome comercial SUPREME TIDAL GENERATION (TG), o dispositivo de vedação se apresenta em dois modelos: SUPREME TG e SUPREME TG HP. O primeiro consiste em um sistema de múltiplos lábios, lubrificado com graxa 100% biodegradável, redundante e que possui recirculação da graxa.

Já o modelo SUPREME TG HP possui algumas características inovadoras. Além do sistema de múltiplos lábios, há um canal de ligação entre um estágio de vedação e o seguinte, fazendo com que a água percorra um caminho de elevada perda de carga e chegue ao último estágio de vedação na mesma pressão que o interior da nacele. Dessa maneira é assegurada uma operação livre de vazamentos.

Nesse sistema a lubrificação do conjunto é feita com a própria água, ao percorrer todos os estágios de vedação. No último estágio, a água é conduzida para um tanque de armazenamento, passa por um filtro e é então bombeada para o primeiro estágio de vedação, formando um ciclo de recirculação. Para maior compreensão, o corte transversal do conjunto é mostrado na Fig. (5.2).

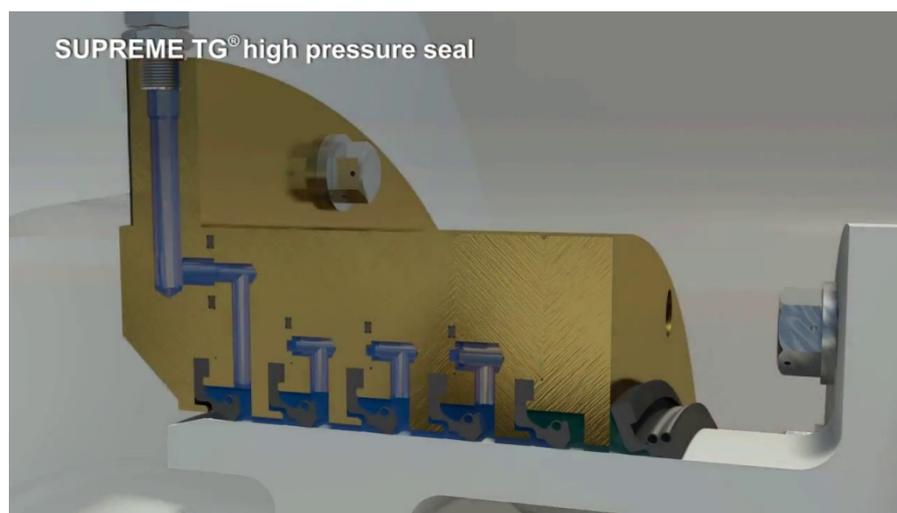


Figura 5.2 Corte transversal da solução SUPREME TG HP (extraída de IHC SEALING SOLUTIONS, 2012).

Ambos os modelos disponibilizados pela IHC SEALING SOLUTIONS atenderiam as exigências de projeto elencadas no capítulo 2. Na realidade, eles seriam fabricados sob medida a partir da demanda apresentada, pois esse tipo de solução acompanha as necessidades de cada cliente, impossibilitando sua fabricação prévia em larga escala.

São vantagens da utilização dessa alternativa: produto de alta qualidade fabricado por uma empresa global detentora de vasta experiência em vedações marítimas de grandes embarcações e em tecnologias correlatas; assistência técnica ininterrupta; garantia de 5 anos; disponibilidade global, inclusive no Brasil; tecnologia não poluente.

Por ser uma solução completa, a pressurização do interior da nacele seria desnecessária.

Apesar de possuir um escritório no Rio de Janeiro, o segmento de vedações da IHC MERWEDE ainda não está instalado ali. Além disso, a maior complexidade do sistema pode ser considerada uma desvantagem, pois consumirá potência para o bombeamento constante da água pelo sistema, mesmo que em pequena quantidade.

Apesar de ter atingido um nível de excelência nos serviços prestados, garantindo um prazo de 48 horas para a chegada de qualquer peça de reposição, o fato de se ter uma solução totalmente personalizada e patenteada cria uma dependência com a fabricante do sistema, situação tida como desvantagem.

Em suma, trata-se de uma solução personalizada e completa, que deve ser encomendada com uma empresa estrangeira, mas que atende de maneira irrepreensível a todos os requisitos da turbina hidrocínética do Projeto Tucunaré, motivo pelo qual foi incluída no rol de soluções possíveis.

5.3 ALTERNATIVA 3 (SELO MECÂNICO)

Apesar de ter sido realizada extensa busca, não foram encontrados modelos de selos mecânicos de fabricação nacional padronizados para um diâmetro tão grande quanto o do eixo de interesse. Isso ocorre porque é pouco frequente a existência de situações com essas dimensões, fazendo com que os fabricantes prefiram estudar soluções personalizadas para cada caso.

Entretanto, alguns dos fabricantes pesquisados sugerem, em seus respectivos catálogos de produtos, a realização de consulta aos seus representantes comerciais com o objetivo de verificar a disponibilidade de selos mecânicos especiais, fabricados sob medida para atender os requisitos próprios de cada cliente.

Dentre as empresas que realizam esse tipo de fornecimento destacam-se: Flex-A-Seal; John Crane e Malavazi. As duas primeiras são multinacionais com subsidiárias sediadas em território nacional, enquanto que a última é uma empresa nacional de excelência, detentora de certificados de qualidade.

Diante das informações levantadas no capítulo 3, é evidente que a utilização de um selo mecânico cuidadosamente projetado deve ser considerada capaz de atender a todos os requisitos elencados no capítulo 2.

Todavia, por não haver disponibilidade imediata de selos mecânicos de grandes dimensões, não foi possível selecionar uma solução específica sem a prévia consulta aos fabricantes. Trata-se de encomendar um projeto sob medida, um procedimento demorado que necessita do envolvimento entre os engenheiros dessas empresas e a equipe responsável pelo Projeto Tucunará.

Por essa razão, preferiu-se mencionar a possibilidade de utilização de algum selo mecânico (ainda por definir) e registrar que essa solução é de fato capaz de ser empregada no problema da vedação do eixo da turbina. É importante salientar que não compete ao presente trabalho o direcionamento das consultas aos fabricantes.

5.4 CUSTO

Evidentemente, nenhum projeto pode ser efetivamente executado sem que antes ele seja viável economicamente, por melhor que seja o benefício técnico gerado pelo mesmo. Nesse sentido, faz-se necessária a realização do levantamento dos custos envolvidos em cada alternativa, possibilitando assim uma decisão consistente.

Parte desses custos já foi estimada no capítulo anterior, quando se quantificou a dissipação de energia provocada por cada sistema, assim como o custo associado ao vazamento de cada um. Resta apenas avaliar o investimento inicial exigido em cada alternativa.

No entanto, para uma comparação adequada entre as opções disponíveis, além do investimento inicial devem ser considerados na análise os custos indiretos associados a elas, conforme alertado no trabalho de François (2007).

Os custos operacionais observados em soluções de menor investimento inicial frequentemente superam os de soluções inicialmente mais caras, mas que apresentam menores taxas de manutenção e substituição (FRAÇOIS, 2007). Portanto, é necessário fazer uma avaliação mais abrangente, ao longo do ciclo de vida de cada tecnologia.

Segundo François (2007), o custo real de uma vedação envolve diferentes parcelas, como mostrado na Fig. (5.3). Observa-se que a parcela de maior relevância está associada aos custos indiretos vinculados ao tempo em que o equipamento permanece ocioso em razão de manutenção ou substituição do elemento de vedação.

Com efeito, uma solução inicialmente mais onerosa, mas que apresente maior durabilidade e que possua uma operação mais eficiente é, normalmente, uma solução melhor e mais econômica que outra mais barata inicialmente, mas que precise ser substituída com frequência.

Pode-se concluir, portanto, que o custo inicial do sistema de vedação é, isoladamente, menos importante que as outras parcelas que contribuem para a formação do custo real de cada tecnologia.

Ainda assim, dependendo dos recursos disponíveis para tal investimento, poderá ser necessário optar por uma solução inicialmente mais barata. Caso isso aconteça, seria prudente primeiro avaliar a possibilidade de recorrer a soluções financeiras.



Figura 5.3 Composição do custo real de uma vedação (traduzido de FRANÇOIS, 2007).

No caso em análise, em que não foi possível determinar o custo inicial das tecnologias selecionadas, optou-se pela extrapolação de dados levantados para vedações de pequena escala e de produção em massa. No entanto, a utilidade desse levantamento é limitada e serviu apenas para classificar as alternativas selecionadas em uma escala relativa de custo.

Por essa classificação, a tecnologia que apresentou o menor custo inicial foi a alternativa 1, baseada em gaxetas injetáveis, seguida da alternativa 3 (selo mecânico) e da alternativa 2, a mais cara das três. Como tentativa de contabilizar o custo do projeto de terceiros, necessário para as alternativas 2 e 3, atribuiu-se um índice maior de custo relativo; o mesmo ocorreu para contabilizar o fato de que a alternativa 2 não é fabricada em território nacional.

Os demais custos foram fixados com base nas estimativas apresentadas no capítulo anterior. Esses custos, em conjunto, são mais relevantes para eleição da melhor solução que o custo inicial isoladamente. Custos referentes ao monitoramento, à instalação e ao prejuízo provocado pela parada do equipamento foram considerados idênticos para os três casos, pois foram considerados inerentes à própria natureza da turbina hidrocínética.

O quadro abaixo reúne todas as informações consideradas relevantes para fundamentar uma comparação econômica entre as alternativas propostas:

Tabela 5.1 Custos reais das alternativas selecionadas.

Características		Alternativa 1 (Gaxeta Injetável)	Alternativa 2 (Retentores)	Alternativa 3 (Selo Mecânico)
Custo Inicial		\$	\$\$\$\$	\$\$\$
Dissipação de Calor		180 W	10 W	50 W
Taxa		0,145 mL/h	1,0 mL/min	0,145 mL/h
Vazamento	Custo Energético	0,02 mW	8,9 mW	0,02 mW
Tempo por m ³		>700 anos	≈2 anos	>700 anos
Custo da Pressurização da Nacele (diluído ao longo de um ano)		0,32 W	-	0,32 W

Os dados indicam que potência dissipada na forma de calor é a parcela que mais contribui para a formação do custo energético total de cada alternativa. Os custos relativos ao vazamento em si e à pressurização da nacele são desprezíveis em relação ao calor dissipado.

É importante lembrar que, apesar de ocorrer vazamento na alternativa 2, a solução tecnológica envolve o bombeamento desse vazamento para o exterior da nacele. Isso significa que, caso adotada, a alternativa 2 proporcionará uma operação livre de vazamento.

Por outro lado, as alternativas 1 e 3 possuem taxas de vazamento tão reduzidas que não seria sequer necessário prever um sistema de bombeamento para remover a água existente no interior da nacele. No entanto, esse sistema deverá sempre estar presente, por razões de segurança operacional.

5.5 ESCOLHA DA SOLUÇÃO

Baseado nas informações levantadas ao longo do desenvolvimento deste trabalho, optou-se pela solução baseada em gaxetas injetáveis (alternativa 1). Além de possuir desempenho comparável ao da solução baseada em selos mecânicos, essa solução se mostra economicamente competitiva também, pois não depende do projeto de terceiros e apresenta o menor custo inicial.

Outra vantagem proporcionada por essa solução é sua maior tolerância à possível excentricidade do eixo que pode ocorrer na montagem da turbina. Além disso, essa tecnologia consegue se acomodar e preencher todos os espaços entre o eixo e a caixa, eliminando os possíveis caminhos de vazamento, mesmo se houver desgaste ou falhas no acabamento superficial do eixo ou da caixa.

A capacidade de ser fabricada em duas peças (modelo bipartido) também contribuiu para a escolha desse sistema de vedação, pois a geometria escolhida para o eixo dificulta a montagem de qualquer alternativa de peça única, que é o caso dos retentores.

Apesar de também serem adequadas ao problema de vedação apresentado, as outras soluções foram consideradas, de modo geral, menos viáveis que a solução ora escolhida, que é apresentada em detalhes a seguir, no capítulo 6.

6 DETALHAMENTO DA SOLUÇÃO ESCOLHIDA

Conforme apresentado no capítulo 3, uma vedação baseada em gaxeta injetável é formada pela caixa ou câmara que acomodará a gaxeta propriamente dita ao redor do eixo e pela sobreposta, responsável pelo aperto da gaxeta contra as paredes da caixa, preenchendo assim todas as folgas existentes.

Além desses elementos básicos, são necessários dois anéis de gaxeta tradicional nas extremidades da caixa, que serão responsáveis por aprisionar a gaxeta injetável. Para completar o sistema, é preciso um conjunto de parafusos para o ajuste da sobreposta e também para a fixação do sistema na estrutura da máquina.

Por fim, julgou-se ser necessário o emprego de molas para compensar a diminuição da pressão exercida pela sobreposta em virtude da compactação que ocorre com o tempo nos elementos de vedação. Dessa forma, o sistema poderia operar com confiabilidade e por um período maior de tempo.

Foi adotada uma geometria bipartida, tanto no projeto da caixa quanto no da sobreposta, em virtude das vantagens proporcionadas por essa configuração na montagem do sistema, conforme já havia sido exposto anteriormente.

A maior parte do projeto foi realizada com o auxílio das ferramentas de análise e simulação disponibilizadas pela suíte de aplicativos (*software*) SolidWorks® Office Premium 2010. Os principais resultados são apresentados nas subseções seguintes.

Além da solução de vedação em si, julgou-se apropriado realizar a pressurização da nacele, uma vez que foi constatado um relevante benefício associado a um custo energético reduzido.

6.1 PROJETO DA CAIXA

A caixa é a principal peça do sistema, visto que é a responsável por resistir aos principais esforços do conjunto. Nela estão atuando as forças de aperto da sobreposta e a pressão dos elementos de vedação acomodados em seu interior. Além disso, é na caixa que é feita a fixação da solução de vedação à nacele.

Dividida em duas peças idênticas, a geometria final da caixa é apresentada na Fig. (6.1). Note que são dezoito furos na aba onde será ligada à nacele, em virtude da necessidade de comprimir uniformemente uma junta estática que deve ser usada na montagem.

Os seis rasgos da outra aba são para o posicionamento dos parafusos de aperto da sobreposta. A união das duas peças é feita por quatro parafusos que serão fixados nas laterais.

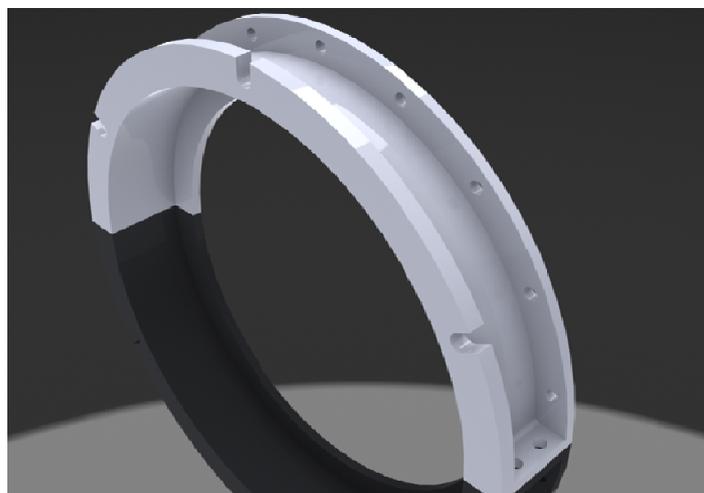


Figura 6.1 Geometria da caixa.

Para a simulação da resistência da peça, o material utilizado foi o aço carbono fundido, definido de acordo com as seguintes propriedades:

Tabela 6.1 Propriedades do material da caixa.

Nome da propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	2×10^{11}	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0,32	-
Módulo de cisalhamento	$7,6 \times 10^{10}$	N/m ²
Massa específica	7800	kg/m ³
Resistência à tração	$4,8255 \times 10^8$	N/m ²
Limite de escoamento	$2,4817 \times 10^8$	N/m ²
Coefficiente de expansão térmica	$1,2 \times 10^{-5}$	K ⁻¹
Condutividade térmica	30	W/(m.K)
Calor específico	500	J/(kg.K)

Depois de realizada a simulação computacional da resistência mecânica da caixa, já na sua geometria final, obteve-se um fator de segurança mínimo de 3,68 no ponto mais crítico da estrutura, que no caso em análise ficou localizado na aresta de um dos furos de união das duas peças (Fig. 6.2).

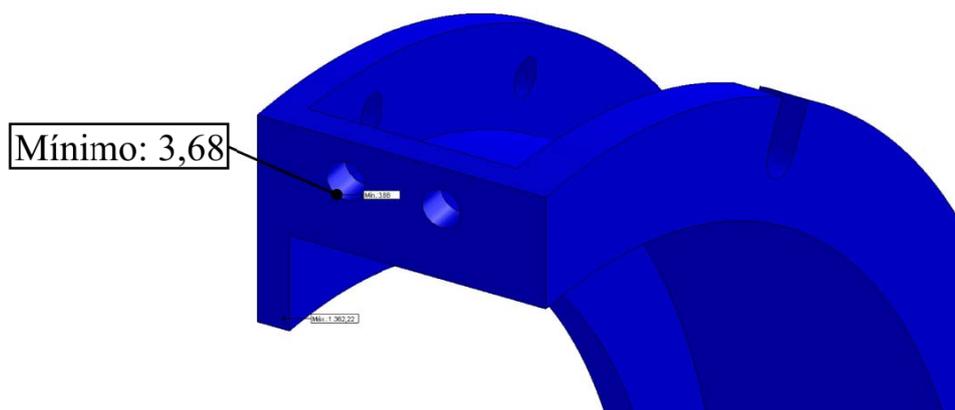


Figura 6.2 Localização do ponto crítico da caixa (fator de segurança mínimo).

O resultado da simulação é mostrado nas Figs. (6.3) e (6.4). Note que, para melhor visualização dos resultados, as deformações da estrutura imagens foram exageradas. Na prática, a maior deformação observada foi de apenas 0,04 mm, conforme registrado na escala colorida da Fig. (6.4).

Os desenhos técnicos com o detalhamento da geometria da caixa bipartida podem ser conferidos no Anexo II. Cada uma das metades possui uma massa de aproximadamente 7,4 kg, o que se considera aceitável em relação à escala da turbina como um todo.

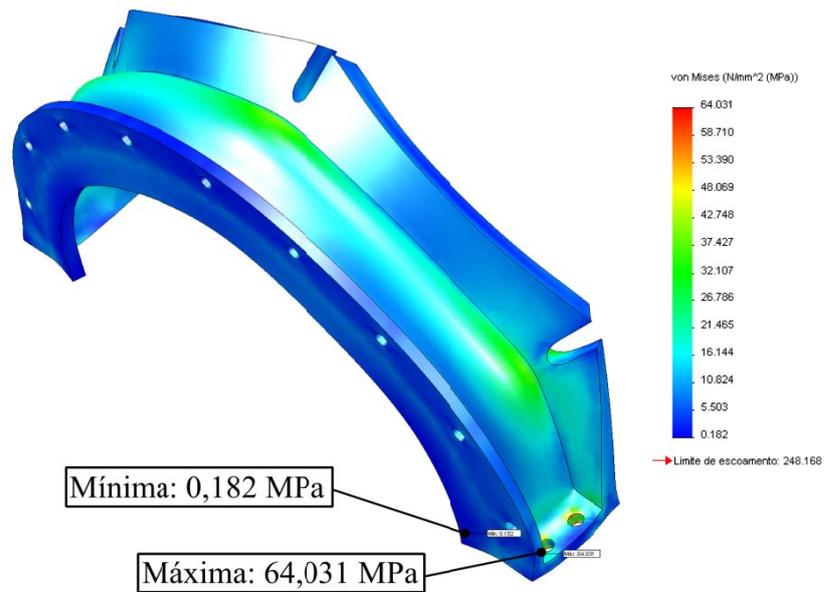


Figura 6.3 Tensões mecânicas atuantes na caixa (deformações exageradas).

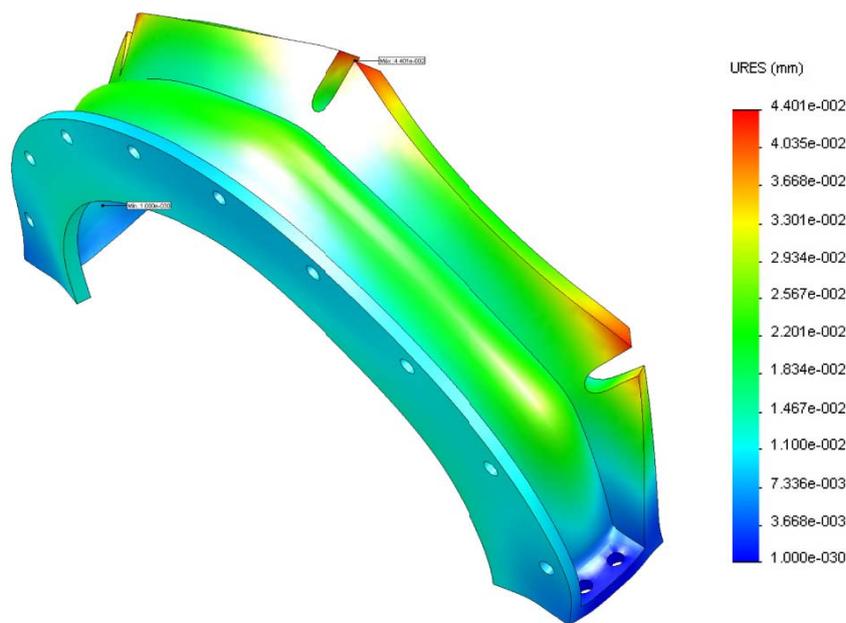


Figura 6.4 Deformações sofridas pela caixa (exageradas para melhor visualização).

6.2 PROJETO DA SOBREPOTA

De maneira muito semelhante ao projeto da caixa, a sobreposta precisou receber um tratamento computacional para a definição do estado de tensões atuantes em sua estrutura. Depois da otimização de suas dimensões básicas, sua geometria final é mostrada na Fig. (6.5).

A função desempenhada pela sobreposta envolve a simples compressão dos elementos de vedação no interior da caixa, forçando-os a ocupar os vazios existentes ao redor do eixo girante e, assim, impedindo o vazamento.

Assim como no caso da caixa, optou-se por uma geometria bipartida o que, conforme já exposto, proporciona uma montagem mais rápida e fácil. No caso da sobreposta, a união entre as duas partes do conjunto é realizada pelo alinhamento dos furos das extremidades, que são comuns às duas partes. É

através desses furos que passam dois dos seis parafusos usados para o ajuste e aperto da sobreposta contra a gaxeta.

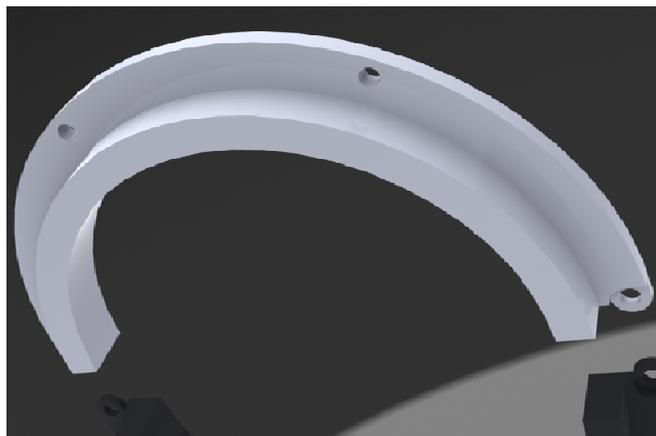


Figura 6.5 Geometria da sobreposta.

O material usado para a simulação foi o mesmo selecionado para a caixa (aço carbono fundido), cujas características mecânicas podem ser conferidas na Tab. (6.1). Com esse material, cada uma das partes deverá possuir uma massa de aproximadamente 10 kg.

Os resultados da análise computacional revelam que o fator de segurança mínimo é de 5,31 no ponto em que o material é mais solicitado, que no caso ficou localizado nas extremidades da peça, conforme se verifica na Fig. (6.6)

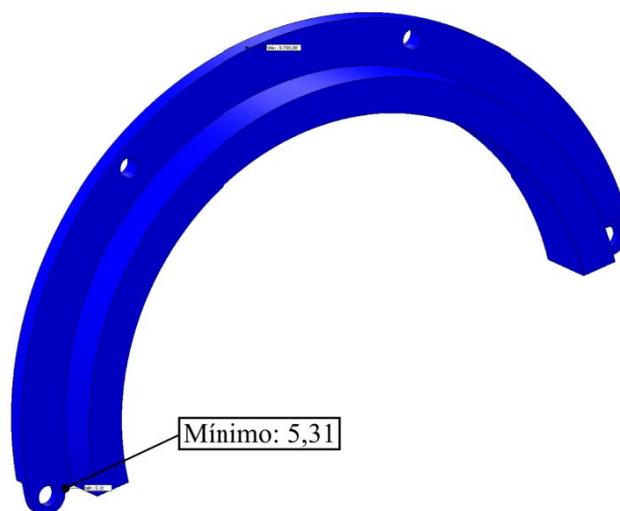


Figura 6.6 Localização do ponto crítico da sobreposta (fator de segurança mínimo).

A deformação máxima foi de apenas 0,03 mm, aproximadamente, e também foi observada nas extremidades da peça, conforme apresentado na Fig. (6.8). As deformações apresentadas nas Figs. (6.7) e (6.8) foram exageradas para uma melhor visualização. Caso contrário, não seria possível distinguir os pontos mais afetados pelo carregamento.

Os desenhos técnicos com o detalhamento da geometria da sobreposta bipartida podem ser conferidos no Anexo II.

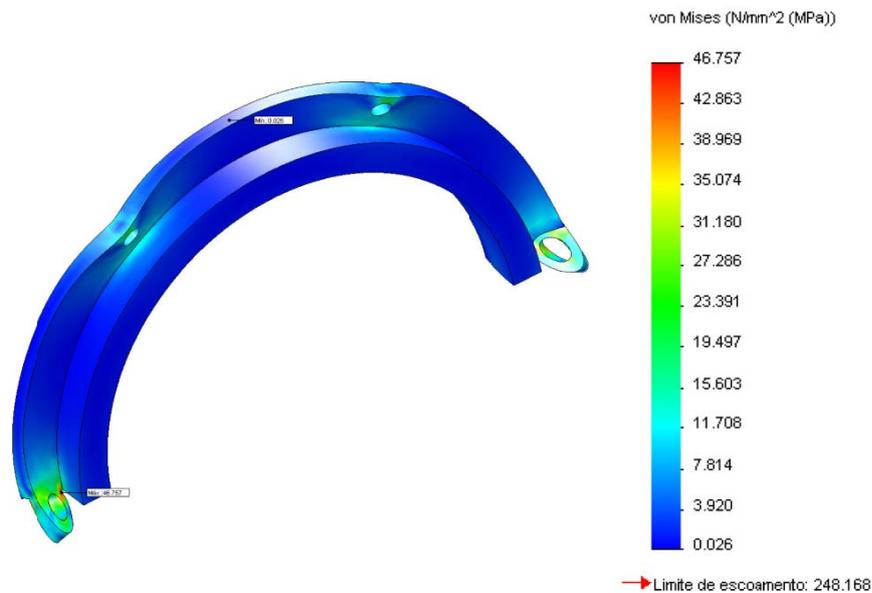


Figura 6.7 Tensões mecânicas atuantes na sobreposta (deformações exageradas).

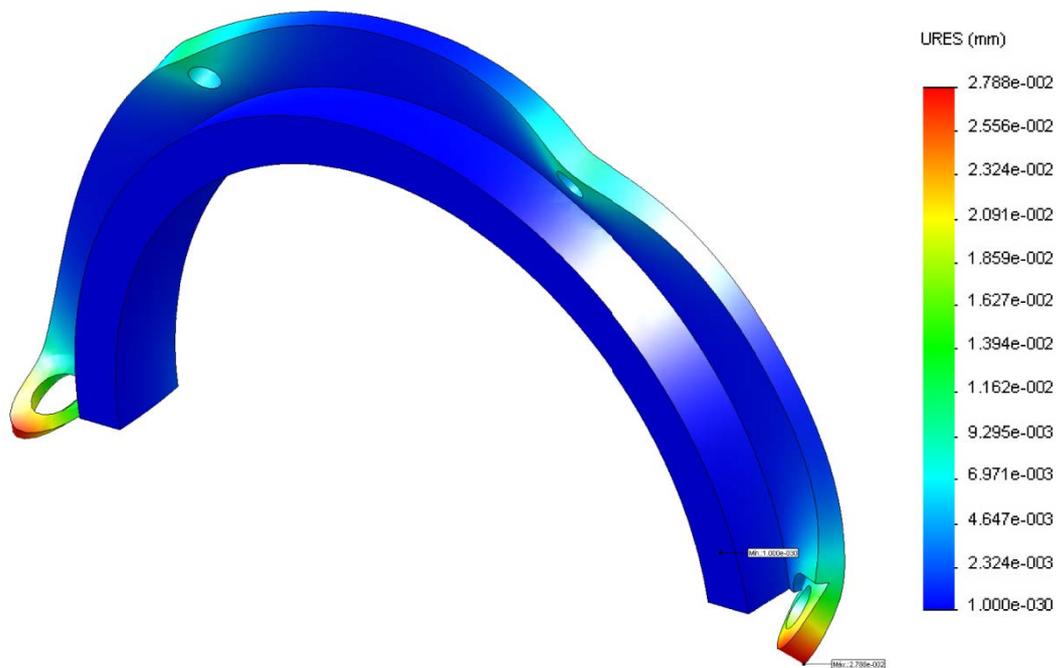


Figura 6.8 Deformações verificadas na sobreposta (exageradas para melhor visualização).

6.3 PARAFUSOS

O projeto dos parafusos de fixação do sistema de vedação só poderá ser concluído após a definição exata do material usado na nacele e, principalmente, das características da vedação estática (junta) que deve ser usada nessa união. Por outro lado, é importante que o padrão de distribuição dos parafusos proporcione, sobre o material da junta, uma pressão que seja a mais uniforme possível, a fim de evitar vazamentos pela união estática.

Pensando nisso, optou-se pelo uso de 18 parafusos para a fixação do sistema de vedação à nacele, número considerado suficiente, em uma análise preliminar, para os objetivos desejados.

Quanto aos parafusos usados para o ajuste e aperto da sobreposta, esses foram selecionados em função da força total necessária para comprimir a gaxeta a uma pressão 15% maior que a verificada no rio e, assim, proporcionar a vedação desejada.

Apesar da pressurização da nacele ter sido recomendada e considerada presente na solução escolhida, é prudente que o projeto admita uma montagem que não observe essa condição. Isto é, o projeto geral da solução aqui desenvolvida, particularmente dos parafusos, deve permitir uma situação em que de fato haja uma diferença de pressão entre o exterior e o interior da nacele.

Com efeito, os parafusos selecionados devem ser capazes de resistir sozinhos às tensões atuantes nessa condição mais crítica. Por hipótese, a força atuante na sobreposta é distribuída igualmente entre os seis parafusos. A tensão resultante dessa operação foi calculada, conforme Anexo I, e vale 75 MPa.

Com essa informação foi então possível selecionar um parafuso normalizado adequado para essa solicitação. Baseando-se na classificação métrica ISO, optou-se por parafusos da classe 4.6, de 7 mm de diâmetro. Seu comprimento foi definido em função da geometria e da necessidade de acomodar molas de compressão. São, portanto, seis parafusos do tipo ISO 4.6 M7x100.

Cabe destacar que, em virtude dos parafusos estarem submetidos apenas a cargas estáticas, não é preciso determinar sua resistência à fadiga. Considerando que a tensão de prova (resistência mecânica) dos parafusos da classe escolhida é de 225 MPa, o fator de segurança para os mesmos é 3.

6.4 MOLAS

As molas foram concebidas como uma forma de compensar a compactação sofrida pelo material da gaxeta, tendo em vista a enorme dificuldade de ajuste do sistema. Diferentemente das gaxetas tradicionais, essa compactação pode não representar uma perda de funcionalidade nas gaxetas injetáveis, mas é importante adotar uma postura preventiva em um sistema como a turbina hidrocínética.

Para a seleção da mola, foram consultados os catálogos de diversos fabricantes nacionais, para a seleção de um modelo que resistisse adequadamente as solicitações mecânicas atuantes na mola. Ao final desse processo, optou-se pela fabricante Polimold, com a escolha do modelo R 32 – 51, da série R para cargas pesadas.

Esse modelo pode sofrer uma deformação máxima de 30%, caso em que a força elástica exercida pela mola é de 4,162 kN. No entanto, conforme calculado no Anexo I, a força em cada parafuso é de apenas 2,889 kN. Nessa situação, a deformação da mola é cerca de 20% e o comprimento final da mesma é um pouco mais do que 40 mm.

Entende-se que essa mola cumprirá satisfatoriamente sua função, sendo também bastante compacta e adequada à geometria do problema. Sua montagem é feita no próprio parafuso de aperto da sobreposta, com a utilização de arruelas compatíveis. O Anexo II, que contém todos os desenhos técnicos da solução desenvolvida poderá ser consultado caso necessário.

6.5 GAXETA

Conforme definido ainda em seleção preliminar, o material escolhido para a gaxeta injetável propriamente dita é o modelo FAP 500 fabricado pela Flex-A-Seal. Esse modelo é recomendado para uso em aplicações de água bruta, precisamente o caso de qualquer turbina hidrocínética de água doce.

Em sua composição estão presentes fibras de PTFE associadas a lubrificantes, formando um elemento de vedação de atrito reduzido que dispensa o uso do próprio vazamento para lubrificação e resfriamento. Como se sabe, o PTFE (*teflon*®) é conhecido por seu baixo coeficiente de atrito.

Conforme apresentado anteriormente, a empresa Flex-A-Seal possui fábrica em território nacional e suas soluções de vedação, como o modelo aqui selecionado, podem ser facilmente obtidas em uma ampla rede de distribuidores espalhados pelo Brasil.

Além da gaxeta injetável, é necessário utilizar dois anéis de gaxeta tradicional nas extremidades do conjunto, de modo a aprisionar a gaxeta injetável e proporcionar uma solução eficiente. Caso contrário, a gaxeta injetável poderia escoar pelas folgas existentes na sobreposta e na caixa.

Para essa função, não é necessário um nível elevado de rigor na escolha, bastando que a gaxeta também apresente baixo atrito, em função da aplicação em tela. Recomenda-se, portanto, a utilização de qualquer trançado à base de PTFE ou grafite (fibra de carbono), por possuírem os menores coeficientes de atrito.

Esses trançados são facilmente obtidos em lojas especializadas, podendo ser adquirido um comprimento total de 2,6 m, que é suficiente para preencher os dois anéis necessários. Recomenda-se apenas que a montagem das emendas seja feita de forma alternada.

Por fim, considerando a geometria adotada, devem ser usados cerca 420 mL de gaxeta injetável para o preenchimento do volume existente no interior da caixa, já desconsiderando o espaço preenchido pelos anéis de gaxeta tradicional.

6.6 ENCAIXE DA NACELE

Uma vez definida a solução de vedação do eixo, faz-se necessário propor uma forma de fixá-la ao restante da turbina hidrocíntrica. Sabe-se, é claro, que a solução de vedação deve estar em contato dinâmico com o eixo a ser vedado, mas também deve estar unida estaticamente a um ponto de suporte.

Essa união estática deve ser tratada com o devido cuidado, pois é também um elemento chave para que o interior da nacele se mantenha livre da água e dos seus efeitos nocivos aos equipamentos ali contidos.

Além disso, essa união deverá fornecer o suporte necessário à sustentação do peso do sistema de vedação, uma vez que o mesmo não possui outro ponto de apoio. Além disso, o material onde o sistema de vedação será fixado deve possuir uma rigidez adequada ao seu funcionamento, isto é, não poderá sofrer grandes deformações com o carregamento imposto a ele, sob pena de acarretar uma transgressão da tolerância do sistema de vedação quanto à excentricidade admissível do eixo.

Caso isso ocorra, a solução de vedação poderá sofrer uma falha crítica antes da durabilidade prevista e causar uma parada precoce do equipamento. Entretanto, a solução escolhida é a que melhor se adapta a esse tipo de desvio (excentricidade do eixo).

Portanto, recomenda-se que o encaixe da nacele não seja feito diretamente no material envoltório da mesma, mas em local apropriado da estrutura (rígido). Esta, por sua vez, poderá ser unida ao material envoltório da nacele da maneira que for julgada mais adequada, podendo inclusive aproveitar a mesma união parafusada do sistema de vedação.

Sabe-se que o envoltório da nacele deve possuir, por sua natureza, uma geometria que favoreça o melhor aproveitamento do escoamento do rio para a produção de energia elétrica pela turbina. Entretanto, é importante registrar que a região próxima ao eixo principal deverá ser plana, a fim de possibilitar a fixação simples do sistema de vedação. As dimensões que devem ser observadas para delimitar essa região plana podem ser conferidas nos desenhos técnicos constantes do Anexo II.

6.7 MONTAGEM

A montagem do sistema é bastante simples, tendo em vista que suas peças são suficientemente leves, podendo ser manuseadas por apenas uma pessoa. Ainda que isso se verifique, recomenda-se que a montagem seja feita por no mínimo duas pessoas, em virtude do alinhamento necessário entre as peças.

A caixa e a sobreposta foram projetadas em duas peças (bipartidas) e podem ser montadas já com o eixo posicionado na turbina. Deve-se primeiro unir ambas as partes da caixa na estrutura e em seguida preenchê-la com os anéis de gaxeta tradicional e com a gaxeta injetável, assegurando-se de montar os anéis nas extremidades do conjunto.

A próxima etapa envolve a montagem da sobreposta, o que é feito com o auxílio dos parafusos de aperto. Em seguida devem ser posicionadas as molas e, por fim, proceder ao ajuste do conjunto. As Figuras (6.9) e (6.10) ilustram o resultado final da montagem.

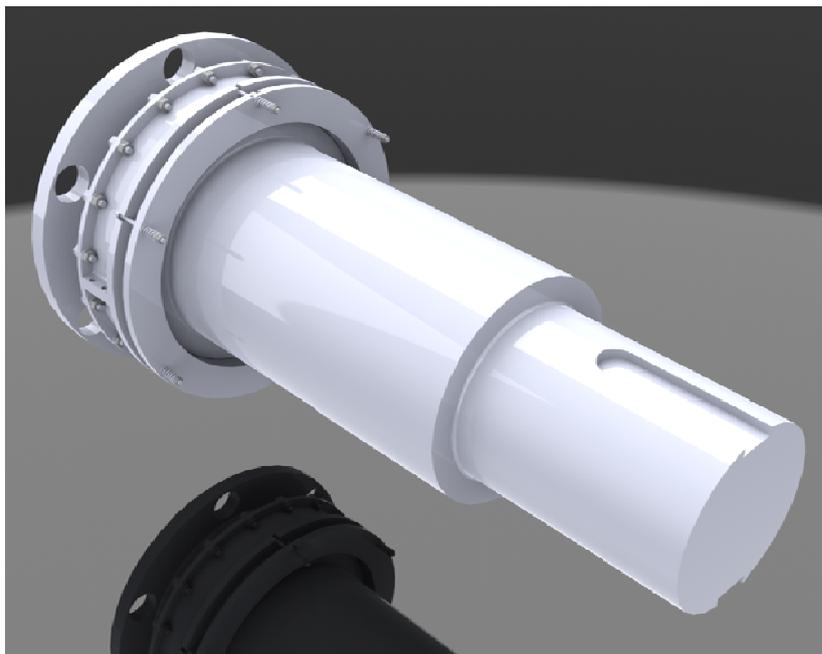


Figura 6.9 Montagem final no eixo.

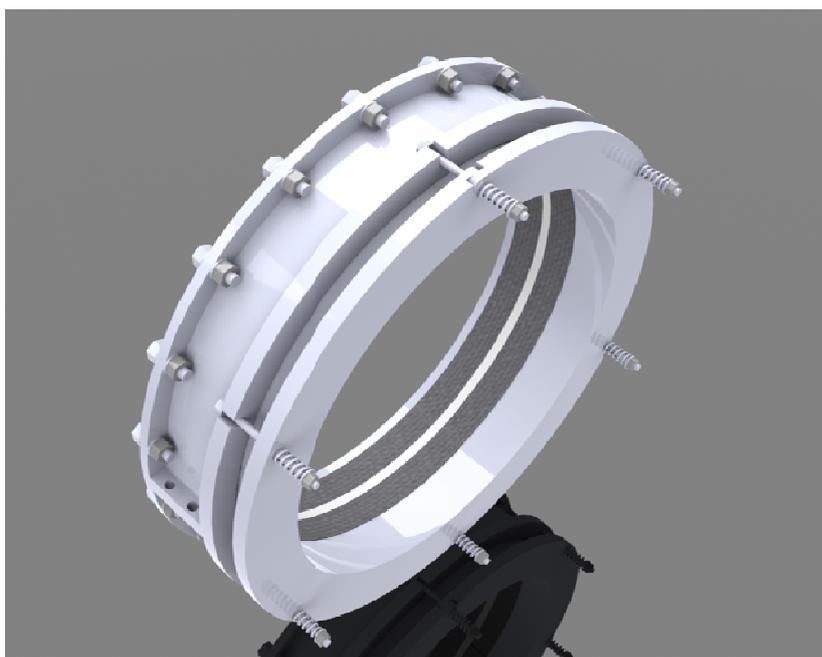


Figura 6.10 Montagem final fora do eixo.

7 SISTEMA DE MONITORAMENTO DE NÍVEL

A fim de conferir ao sistema maior nível de confiabilidade, é importante considerar a possibilidade de adotar um sistema secundário de segurança, cujo objetivo principal é o de preservar a turbina e seus subsistemas de uma falha crítica das soluções de vedação (nesse caso também se incluem as vedações estáticas presentes no sistema, ilustradas na Fig. 2.1).

Tal sistema de segurança pode ser concebido de várias formas, desde um simples monitoramento do nível de água, até uma sofisticada solução ativa de bombeamento do vazamento gerado. Ao longo do desenvolvimento do presente trabalho, algumas alternativas foram consideradas, as quais serão comentadas a seguir.

A primeira idéia que surgiu ao considerar a existência de tal sistema foi a mais simples delas: a instalação de uma bóia sensorizada que emitisse um alerta quando a água proveniente de vazamentos atingisse determinados níveis de interesse (dois ou três) que traduzissem aos operadores do sistema a taxa média em que os vazamentos ocorrem e a necessidade de parada do equipamento para manutenção.

Esse sistema se mostra bastante interessante, uma vez que o nível esperado de vazamento é bastante reduzido. Além disso, seria um sistema incrivelmente simples, haja vista a enorme disponibilidade de bóias magnéticas para a automação de bombas d'água, amplamente usadas no setor de construção civil.

Outra possibilidade vislumbrada no decorrer do presente estudo consiste na utilização de sistemas comerciais de monitoramento de nível de líquidos presentes no mercado. São sistemas inteligentes e completos para essa finalidade, muito usados em tanques de armazenamento existentes na indústria.

Como exemplo, pode-se citar o sistema OCIO da empresa PIUSI. Ele é capaz de medir com precisão pequenas variações no volume monitorado, possibilitando o acompanhamento em tempo real das taxas de vazamento e do nível de água. É um sistema compacto e com várias funcionalidades interessantes, como o envio de SMS de alerta quando a água atingir um nível pré-determinado.

Entretanto, considera-se que tal sistema seria subaproveitado para o monitoramento da turbina hidrocínética, que requer bem menos sofisticação.

A última solução de segurança considerada envolveria, além do monitoramento do nível d'água, o bombeamento ativo do vazamento gerado no interior da nacela. Essa alternativa mostra-se bastante interessante, uma vez que os custos operacionais (sem considerar investimento inicial) associados ao bombeamento são bastante reduzidos, conforme ficou comprovado no capítulo 4.

Além disso, caso não exista qualquer solução de bombeamento embarcada na turbina hidrocínética, seria necessário ir a campo para resolver o problema, o que envolveria necessariamente um custo altíssimo.

Portanto, é mais prudente poder optar por pagar a conta do bombeamento, caso necessário, até que de fato a situação se torne impraticável.

É importante salientar que já foi previsto um sistema de bombeamento embarcado no interior da nacela: conjunto responsável pelo bombeamento do fluido hidráulico utilizado no freio. Uma vez que o freio definido no sistema mecânico da turbina é hidráulico (DINIZ e MORAIS, 2012), pode-se pensar em adaptar o projeto original para que o conjunto de bombeamento do mesmo possa dar conta também do vazamento, hipótese em que todo o sistema de freio seria trocado por outro que fosse compatível com a água.

Enfim, dentre as possibilidades consideradas, optou-se pela mais simples de todas, uma vez que as taxas esperadas de vazamento da solução de vedação selecionada são demasiadamente reduzidas. O volume estimado de vazamento é tão reduzido que levariam séculos para encher apenas 10% do volume total da nacela.

Todavia, ao contrário do que fora inicialmente considerado, propõe-se a utilização de um sistema igualmente simples, mas que permita uma medição contínua do nível d'água existente no interior da nacela.

Esse sistema seria formado, basicamente por uma bóia simples, e não magnética, uma haste articulada, um potenciômetro (também conhecido por resistor de resistência variável), uma fonte elétrica de corrente contínua (CC) de tensão constante, um amperímetro e condutores elétricos.

A ideia primária desse sistema reside na capacidade de se determinar, pela leitura da corrente elétrica do circuito, a posição angular de um potenciômetro submetido a uma tensão constante. Ao associar o potenciômetro a uma haste articulada com a bóia em sua extremidade, seria possível então determinar a posição da bóia e, portanto, o nível da água.

Apesar de ser um sistema bastante simples, é necessário realizar um projeto detalhado de todos os seus elementos e características operacionais, o que foge à proposta do presente trabalho, que se limitou a alertar sobre essa necessidade e sobre algumas possibilidades consideradas para sua solução.

É interessante notar, entretanto, que qualquer desses sistemas pressupõe a existência de cabos elétricos ligando a turbina a algum posto de controle em terra e, por conseguinte, envolveria custos relativamente elevados independentemente da simplicidade do sistema escolhido.

Ainda que o sistema já possua os condutores elétricos usados na distribuição da energia gerada, deve-se primeiro avaliar a possibilidade de utilizar um sistema totalmente embarcado para essa finalidade.

8 CONCLUSÃO

Muitas vezes os elementos de vedação não recebem o tratamento adequado e acabam sendo esquecidos ou tidos como elementos de menor importância. Apesar de serem partes de funcionamento simples, seu comportamento físico não é trivial e ainda é alvo de diversos trabalhos acadêmicos.

Uma boa vedação é capaz de garantir a segurança e a confiabilidade das mais diversas máquinas desenvolvidas pela humanidade. Caso esse pequeno detalhe não seja tratado com o devido rigor, podem ocorrer graves repercussões, desde o desperdício de recursos naturais e industriais, passando pela contaminação do meio ambiente e, em casos extremos, chegam a provocar verdadeiras tragédias, a exemplo do acidente com o ônibus espacial Challenger, cuja causa foi associada à falha de um simples *O-Ring*.

O presente estudo teve como foco o desenvolvimento de uma solução de vedação para turbinas hidrocinéticas, máquina que por sua natureza deve operar submersa. Ao longo de todo o texto, foram apresentadas informações relevantes para a compreensão das tecnologias existentes para essa finalidade.

Por outro lado, não existem soluções de prateleira para essa demanda tão particular, razão pela qual o objetivo principal deste trabalho foi o desenvolvimento de uma solução aplicada ao problema proposto.

Em virtude de existirem várias tecnologias para a vedação de eixos, puderam ser definidas três alternativas de solução, cada qual com suas características próprias, suas vantagens e desvantagens. No entanto, somente a alternativa julgada mais viável foi de fato projetada para atender as especificações demandadas pela turbina hidrocinética.

Apesar disso, as alternativas descartadas no presente trabalho têm grande potencial para solucionarem o mesmo problema de forma diferente e, por isso, ainda poderão ser consideradas no futuro.

Além delas existem algumas tecnologias que não foram tratadas neste texto e precisariam ser investigadas a fundo para melhor fundamentar a opção de uma tecnologia de vedação em detrimento de todas as demais. Uma dessas tecnologias é a vedação magnética, uma solução que utiliza ímãs permanentes ao redor da folga e do próprio eixo para aprisionar um fluido magnético e, assim, proporcionar a vedação desejada.

Esse sistema parece bastante promissor, em função da baixíssima resistência ao movimento oferecida pelo fluido e da possibilidade de uma vedação isenta de vazamentos. Sugere-se, pois, como trabalho futuro, uma análise mais detalhada do estágio em que se encontra essa tecnologia e de sua aplicabilidade ao problema aqui considerado.

Outra tecnologia que talvez possa contribuir para melhor solucionar o problema consiste em isolar completamente o interior da nacela, utilizando um acoplamento magnético para transmitir a potência das pás da turbina para o eixo montado no interior. Essa tecnologia já vem sendo utilizada em algumas bombas e poderia ser mais uma possibilidade de solução para o problema, já que atualmente existem ímãs permanentes de elevada capacidade.

Por fim, considerando a solução desenvolvida no capítulo 6, pode-se concluir que os objetivos propostos no início deste texto foram atingidos de forma apropriada, contribuindo com mais uma etapa do desenvolvimento da turbina hidrocinética inserida no Projeto Tucunaré.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMARAL FILHO, D. do (Org.) et al. **Apostila do Curso Profissionalizante de Manutenção Mecânica**. Telecurso 2000, São Paulo, 1997.
- ARAUJO, I. G. de; FONSECA, E. N. **Projeto do Sistema de Transmissão e Estrutura de Turbina Hidrocinética**. Projeto de Graduação, Universidade de Brasília (UnB), Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2013.
- ARNOLD, T.; FONE, C. **Mechanical Seal Performance and Related Calculations**. Proceedins of the Twenty-Sixth International Pump Users Symposium. p.97, 2010.
- BARRETO, E. J. F. (Coord.) et al. **Pequenos Aproveitamentos Hidroelétricos: Soluções Energéticas para a Amazônia**. 1. Ed. Brasília: Ministério de Minas e Energia, Programa Luz para Todos, 2008.
- CHEMPUMP, **NC Series Instruction Manual for: Installation, Operation & Maintenance**. Warminster (PA), 2004.
- COOPER, A.; DROTOS, M. How can injectable sealants solve my sealing problems? **PUMPS & SYSTEMS: monthly magazine**, Birmingham, Alabama, p. 36, Apr. 2013.
- CUNHA, A. Potencial Hidrocinético para Aproveitamento de Vazão Residual da UHE de Tucuruí. In: Brasil Junior, A. P. C. et al. **Aproveitamento de Energia Hidrocinética de Águas Vertidas e Turbinadas**, Projeto Tucunaré, 2012. cap. 2.
- DINIZ, A. C. G. C.; MORAIS, M. V. G. Sistema de Transmissão. In: Brasil Junior, A. P. C. et al. **Aproveitamento de Energia Hidrocinética de Águas Vertidas e Turbinadas**, Projeto Tucunaré, 2012. cap. 5.
- DIRECT INDUSTRY, **Banco de Dados de Produtos Industriais**. 2013. Disponível em: <<http://www.directindustry.com/industrial-manufacturer/braided-packing-76655.html>>. Acesso em: 5 nov. 2013.
- ELS, R. H.; CAMPOS, C. O.; DIAS HENRIQUES, A. M.; BALDUINO, L. F. **Hidrokinetic turbine for isolated villages**. Itajubá (MG), Brasil: Pch Notícias, v. 19, p. 24-25. 2003.
- FLUID SEALING ASSOCIATION, Sealing Sense. **PUMPS & SYSTEMS: monthly magazine**, Birmingham, Alabama, p. 36, Apr. 2005.
- _____. When and where do I apply lip seal technology in my process? **PUMPS & SYSTEMS: monthly magazine**, Birmingham, Alabama, p. 84, Feb. 2007.
- FRANÇOIS, J. Optimizing total system cost by balancing unit cost against real cost. **Sealing Technology**, Elsevier, May 2007.
- GOULDING, A. Seal selection for rotary plant. **World Pumps**, Cumbria, UK, June, 2005.
- GRUNDFOS Management A/S, **Mechanical Shaft Seals for Pumps**. Bjerringbro, Denmark, 2009.
- HORVE, L. A. **Shaft Seals for Dynamic Applications**. New York: M. Dekker, 1996.
- IHC SEALING SOLUTIONS, **Vídeo de divulgação do produto SUPREME TG HP SEAL**. Publicado no canal da empresa no Youtube. 2012. Disponível em: <<http://youtu.be/v2HVBPxcdk8>>. Acesso em: 2 dez. 2013.
- KUTZ, M. (Ed.) et al. **Mechanical Engineer's Handbook: Materials and Mechanical Design**, Volume 1, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc. 2006. cap. 33.
- MACINTYRE, A. J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1997.
- OCHOŃSKI, W. **Radial stress distribution and friction forces in a soft-packed stuffing-box seal**. Tribology International, Volume 21, Number 1, Butterworth & Co. Ltd., feb. 1988.
- PARKER HANNIFIN CO. **Rotary Seal Desing Guide: Catalog EPS 5350/USA**. 2006.
- PERSSON, B. N. J; YANG, C. **Theory of the leak-rate of seals**. Journal of Physics: Condensed Matter, Volume 20, Number 31, IOP Publishing: United Kingdom, 2008.
- SEALPRO INC. **Compression Packing Manual**. Manchester, New Hampshire, 2011.
- SOUZA, J. S. A. de, Macrodiagnóstico Socioambiental da Região de Abrangência Indireta da UHE Tucuruí. In: Brasil Junior, A. P. C. et al. **Aproveitamento de Energia Hidrocinética de Águas Vertidas e Turbinadas**, Projeto Tucunaré, 2012. cap. 9.