

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2013

RODOLFO DOS SANTOS BARBOSA

PROJETO ESTRUTURAL DO CUBO DO ROTOR DE UMA TURBINA
HIDRÁULICA TIPO KAPLAN

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá-SP
2013

B238p Barbosa, Rodolfo dos Santos
Projeto Estrutural do Cubo do Rotor de uma Turbina
Hidráulica Tipo Kaplan / Rodolfo dos Santos Barbosa -
Guaratinguetá: [s.n.], 2013
85 f.: il.
Bibliografia: f. 82-85

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica –
Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia
de Guaratinguetá, 2013.
Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1. Turbinas hidráulicas 2. Método dos elementos
finitos 3. Rotores I. Título

CDU 621.224

RODOLFO DOS SANTOS BARBOSA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

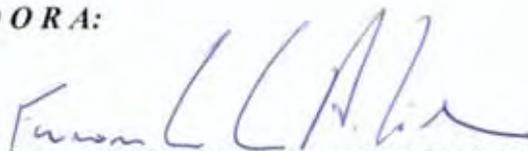
PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri
Coordenador

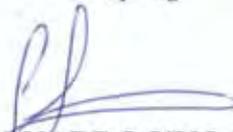
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador / Unesp-Feg



Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Unesp-Feg



Prof. Dr. LEONARDO KYO KABAYAMA
UNIFEI

Fevereiro de 2013

DADOS CURRICULARES

RODOLFO DOS SANTOS BARBOSA

NASCIMENTO	14.10.1983 – SÃO JOSÉ DOS CAMPOS / SP
FILIAÇÃO	João Floriano Barbosa Sônia Maria dos Santos Barbosa
2004 / 2009	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.
2009 / 2013	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na UNESP- FEG – Universidade Estadual Paulista – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, que me protege, me governa e me ilumina. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos.

Agradeço a minha família, em especial, aos meus grandes pais João e Sônia pelo enorme carinho, apoio, compreensão e acima de tudo pela crença que sempre tiveram em mim para que mais essa etapa da minha vida fosse vencida.

A todos os professores e funcionários que trabalham na FEG-UNESP, sobretudo ao amigo Professor Fernando de Azevedo Silva pelo seu incentivo, pelos seus conselhos e por acreditar em meu potencial durante o tempo em que fui seu orientado. Assim como a valiosa contribuição do professor José Antônio Perrella Balestieri e do professor Victor Orlando Gamarra Rosado que contribuíram tecnicamente para o bom direcionamento deste trabalho acrescentado seus respectivos conhecimentos.

A todos do departamento de Engenharia da Alstom, que sempre me ajudaram e apoiaram para a realização deste estudo, não medindo esforços para contribuir em mais um novo ciclo da minha carreira profissional.

Aos grandes amigos, irmãos, conquistados na Faculdade pelo aprendizado, pelo convívio e pela compreensão durante toda a caminhada nos estudos.

À minha namorada Marcela, pela compreensão às horas dedicadas a este propósito e que sempre me apoiou nos momentos de trabalho e estudo.

“A experiência é uma lanterna dependurada nas
costas que ilumina o caminho já percorrido”

Confúcio

BARBOSA, R. S. **Projeto Estrutural do Cubo do Rotor de uma Turbina Hidráulica Tipo Kaplan**. 2013. 85f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

Neste trabalho, uma revisão teórica é feita com o intuito de fornecer embasamento teórico ao projeto para estudar a viabilidade de implementar uma melhoria que é substituir o material do cubo do rotor de um aço carbono fundido (ASTM A 216 Gr.WCC) por uma liga de alumínio fundida (A 201.0), sendo analisadas todas as vantagens e desvantagens desta modificação. Foi utilizado o método dos elementos finitos para o cálculo do cubo do rotor de uma turbina hidráulica do tipo Kaplan. Projeto, cálculo e execução rigorosos são necessários para a concepção deste componente. Para isso, é desenvolvido um estudo de caso que contempla, passo a passo, a metodologia utilizada. Uma análise estrutural do cubo do rotor de uma turbina hidráulica tipo Kaplan é utilizada no estudo de caso.

PALAVRAS-CHAVE: Turbina hidráulica, Elementos Finitos, Rotor, Kaplan, Análise estrutural.

BARBOSA, R. S. **Project Structural in the Hub of Rotor of the Kaplan Hydraulic Turbine**. 2013. 85f. Dissertation (Master's degree in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

In this work, a theoretical review is done in order to provide theoretical basis for the project to study the viability of implementing an improvement that would replace the material of the rotor hub of a cast carbon steel (ASTM A 216 Gr.WCC) by a cast aluminum alloy (A 201.0), and analyzed the advantages and disadvantages of this modification. It's necessary using the Finite Element Method for calculating the rotor hub of a Kaplan hydraulic turbine. Design, calculation and execution are crucial to the design of this component. For this, it is developed a case study that includes step by step, the methodology used. The analysis of the rotor hub of a Kaplan hydraulic turbine be used in the case study.

KEYWORDS: Hydraulic Turbine, Finite Element, Runner, Kaplan, Structural Analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Vista do rotor de uma turbina Kaplan com seus componentes internos...	16
Figura 2 – Tipos de geração de energia elétrica no mundo e no Brasil	19
Figura 3 – Potencial hidráulico utilizado para a geração de energia elétrica.....	19
Figura 4 – Turbina do tipo Francis.....	21
Figura 5 – Turbina do tipo Propeller	22
Figura 6 – Turbina do tipo Kaplan	22
Figura 7 – Turbina do tipo Pelton	23
Figura 8 – Turbina do tipo Dériaz.....	23
Figura 9 – Seção transversal de uma central hidráulica com turbina Kaplan.....	28
Figura 10 – Rotor de uma turbina Kaplan.	28
Figura 11 – Representação gráfica do funcionamento da turbina.....	29
Figura 12 – Vista do modelo completo do rotor.....	29
Figura 13 – Grupo das partes fixas do rotor.....	30
Figura 14 – Grupo das partes móveis do rotor.....	30
Figura 15 – Pá do rotor.	31
Figura 16 – Diagrama que mostra o valor do módulo de elasticidade em função da densidade para diferentes classes de materiais e para alguns metais e ligas ...	32
Figura 17 – Limites de tensões equivalentes	42
Figura 18 – Limites de tensões equivalentes	43
Figura 19 – Estado triaxial de tensões sobre o elemento cúbico.	45
Figura 20 – Gráfico das faixas de aplicação de turbinas Pelton, Kaplan, Bulbo e Francis	53
Figura 21 – Localização da usina hidrelétrica de Santo Antônio do Jari	55
Figura 22 – Vista geográfica da cachoeira de Santo Antônio.....	56
Figura 23 – Vista geográfica de Santo Antônio do Jari	56
Figura 24 – Vista dos componentes aplicados no projeto.	58
Figura 25 – Modelo reduzido para ensaios hidráulicos	60
Figura 26 – Representação da força aplicada na alavanca transmitida pela biela....	63
Figura 27 – Vista do modelo completo do rotor de uma turbina Kaplan.....	64
Figura 28 – Modelo do rotor em estudo.	64
Figura 29 – Fixação da região de acoplamento entre eixo e cubo.....	65
Figura 30 – Simetria Cíclica.	66
Figura 31 – Folgas radiais nos mancais.....	66
Figura 32 – Malha do modelo em estudo.....	67

Figura 33 – Malha da alavanca, dos parafusos e pinos.	68
Figura 34 – Carregamento no modelo (vista da pá).	68
Figura 35 – Carregamento no modelo (vista da guia central).....	69
Figura 36 – Deslocamento total do cubo do rotor: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.	70
Figura 37 – Deslocamento axial do cubo do rotor: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.	71
Figura 38 – Deslocamento radial do cubo do rotor: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.	71
Figura 39 – Tensão equivalente de von Mises do cubo do rotor: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.	73
Figura 40 – Tensão equivalente de von Mises da alavanca: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.	73
Figura 41 – Tensão equivalente de von Mises da ogiva: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.	74
Figura 42 – Tensão equivalente de von Mises da guia central: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.	74
Figura 43 – Tensão equivalente de von Mises do anel guia: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.	75
Figura 44 – Tensão equivalente de von Mises da pá: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.	75

LISTA DE TABELA

Tabela 1 – Designação das ligas trabalháveis por grupos	35
Tabela 2 – Designação das ligas fundidas por grupos	36
Tabela 3 – Composição química de ligas Al-Cu fundidas "% em massa"	39
Tabela 4 – Propriedades mecânicas de ligas Al-Cu fundidas	40
Tabela 5 – Classificação das tensões	41
Tabela 6 – Critérios para tensões admissíveis.....	44
Tabela 7 – Campo de aplicação dos diversos tipos de turbinas	52
Tabela 8 – Rotações por minuto síncronos em função do número de pólos.....	54
Tabela 9 – Número real de rpm das turbinas.	54
Tabela 10 – Especificação dos materiais.	58
Tabela 11 – Propriedades gerais empregadas nas análises em elementos finitos. ...	59
Tabela 12 – Tensões admissíveis.	59
Tabela 13 – Forças aplicadas no protótipo.	61
Tabela 14 – Resumo dos resultados obtidos de deslocamento do cubo do rotor	72
Tabela 15 – Resumo dos resultados obtidos de tensão equivalente.	76

LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS

ASM	- American Society for Metals
ASME	- American Society of Mechanical Engineers
ASTM	- American Society for Testing and Materials
EPE	- Empresa de Pesquisa Energética
PIB	- Produto Interno Bruto
NBR	- Norma Brasileira Registrada
SAE	- Society of Automotive Engineers

LISTA DE SÍMBOLOS

P_m	- tensão de membrana geral
P_l	- tensão de membrana local
P_b	- tensão de flexão primária
Q	- tensão secundária
F	- tensão de pico
S	- tensão admissível
V	- vazão
H	- queda
n	- número de rotações
M	- momento
P	- potência
n_s	- velocidade específica em função da potência
n_q	- velocidade específica em função da vazão
p	- número de pares de pólos
f	- frequência
rpm	- rotações por minuto
S_Y	- limite de escoamento
S_U	- limite de ruptura
η	- rendimento
ω	- velocidade angular
σ_{vm}	tensão equivalente de von Mises
σ_1	tensão principal na direção x
σ_2	tensão principal na direção y
σ_3	tensão principal na direção z

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Considerações gerais	15
1.2	Estado da arte	16
1.3	Objetivos	17
1.4	Justificativa do trabalho	18
1.5	Estrutura da dissertação	20
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	21
2.1	Turbinas hidráulicas	21
2.1.1	História	24
2.1.2	Classificações das Turbinas Hidráulicas	25
2.1.3	Turbina Kaplan	26
2.2	Análise do material em estudo	31
2.3	Ligas de alumínio	33
2.3.1	Classificação	34
2.3.2	Liga de Alumínio-Cobre	37
2.4	Crítérios para projeto	40
3	PROJETO DE TURBINAS	46
3.1	Introdução	46
3.2	Escolha do tipo de turbina	48
3.3	Turbina unidade, grandezas unitárias e grandezas específicas	48
3.4	Emprego dos diversos tipos de turbinas	50
3.5	Número real de rotação das turbinas	53
4	METODOLOGIA	55
4.1	Dados de entrada	57
4.2	Materiais aplicados no projeto	57
4.3	Tensões admissíveis para os materiais	59
4.4	Determinação das cargas atuantes no modelo	59
4.4.1	Momento Hidráulico	62
4.4.2	Força Tangencial	62
4.4.3	Empuxo Hidráulico	62
4.4.4	Força no anel guia	62
4.4.5	Força no servomotor	63

4.5	Modelo em Elementos Finitos	63
4.5.1	Geometria	64
4.5.2	Condições de Contorno	65
4.5.3	Malha.....	67
4.5.4	Carregamento	68
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	70
5.1	Deslocamentos do cubo do rotor.....	70
5.2	Tensões atuantes	72
5.3	Análise dos resultados.....	76
6	CONCLUSÕES	80
6.1	Sugestões para Trabalhos Futuros.....	81
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações gerais

No atual mercado competitivo, as companhias precisam desenvolver produtos de alta qualidade, inclusive com elevada complexidade, desempenho e durabilidade em um curto espaço de tempo. Para atender a essa demanda de mercado, as empresas passaram a utilizar ferramentas de análise computacional de engenharia, a fim de otimizar o projeto e ganhar competitividade.

O uso de ferramentas computacionais de análise durante o projeto diminui os custos, o tempo de desenvolvimento do produto e a possibilidade de falhas, permitindo inclusive que os projetistas avaliem os efeitos de diversos parâmetros, como mudança de geometria e escolha de material, sem a necessidade da construção de protótipos físicos.

Portanto, a finalidade deste trabalho é realizar uma análise nos componentes mecânicos do rotor de uma turbina hidráulica do tipo Kaplan, utilizado em projetos hidráulicos de usinas hidrelétricas, sendo que, além do cálculo mecânico dos componentes que compõem o rotor da turbina, é analisada a viabilidade de substituição do material do cubo do rotor de um aço carbono fundido por uma liga de alumínio fundido com o propósito de redução de peso da turbina e a melhoria para o projeto como um todo.

Quando se utilizam certos componentes em equipamentos não seriados, é interessante a realização de um projeto de maneira a se obter uma estrutura que apresente ganhos em massa (menor massa), custo (maior lucro) e funcionamento (maior segurança).

Para isto, será utilizado o programa comercial Ansys versão 14.0 no qual o cubo, a pá, a alavanca, a guia central, a ogiva e o anel guia serão calculados através do método de elementos finitos, porém, primeiramente serão modelados em 3-D através do software Pro Engineer com o intuito de exportar o modelo para o software Ansys.

Na Figura 1 apresenta-se um corte do rotor de uma turbina do tipo Kaplan com todos os seus componentes internos para melhor compreensão dos elementos necessários para o funcionamento de uma turbina.

condições de usinagem. Como conclusão, as ligas de alumínio, de forma geral, apresentaram boa usinabilidade, sendo que o cobre presente na liga A 201.0 forma o intermetálico CuAl, que fragiliza o cavaco, influenciando positivamente na usinabilidade da liga de alumínio se comparado ao aço carbono, obtendo benefícios com relação à redução do tempo de usinagem.

Codaro (2006) - Analisou a resistência e o mecanismo de corrosão das ligas de alumínio em meios aquosos contendo cloretos. Para ligas do tipo 2XXX, foram analisadas as superfícies dos corpos de prova após os ensaios eletroquímicos mediante a técnica da microscopia eletrônica de varredura. Para as ligas Al-Cu, a corrosão é pouco importante, sendo possível a formação de compostos Al_2CuMg . Para o caso de retardar o efeito da corrosão, o cromato atua como inibidor do processo de corrosão para ligas do tipo 2XXX.

Honda (2011) - Realizou o estudo e a modelagem 3D de uma turbina Francis, visando desenvolver o cálculo hidrodinâmico, assim como obter o seu desenho de conjunto e fazer a modelagem em 3D. O autor justificou a importância do seu trabalho, considerando que praticamente todas as empresas que projetam e fabricam estas turbinas não são brasileiras. Desta forma, quanto mais estudos relativos ao projeto deste tipo de máquina maior será a contribuição para que o Brasil conquiste a tecnologia para o projeto e fabricação de turbinas Francis.

1.3 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é o estudo da redução de peso do cubo do rotor, através da substituição do material do cubo. Para isso, através do Método dos Elementos Finitos, são realizados os cálculos mecânicos dos componentes do rotor da turbina para determinar o nível de tensões atuantes e verificar quais são os pontos mais críticos para efeito de cálculo, bem como estudar possíveis melhorias do projeto. Este estudo fornece subsídios ao projetista, permitindo a obtenção de um melhor projeto através da análise estrutural.

1.4 Justificativa do trabalho

O projeto do rotor de uma turbina é de grande interesse para as universidades, uma vez que apresenta passo a passo toda a metodologia utilizada para o desenvolvimento do projeto do rotor de uma turbina, considerando todos os dados necessários para desenvolver o trabalho, pois são informações e tecnologia utilizadas atualmente pelas grandes empresas que agregam conhecimento aos membros das universidades, assim como, o desenvolvimento de novas idéias que contribuem para a melhoria do projeto como um todo.

Uma outra justificativa muito importante é o crescimento do consumo de energia elétrica no Brasil. Segundo a Empresa de Pesquisa Energética (EPE) do Ministério de Minas e Energia, houve um crescimento de 3,8% em maio de 2012, em relação ao mesmo período do ano passado atingindo 36,9 mil GWh. O consumo continua sendo puxado pelas famílias (setor residencial) e pelo setor comercial, que juntos representaram mais de 60% no aumento da demanda no mês.

O aumento no consumo de energia elétrica no Brasil está nas previsões do governo federal. A estimativa de crescimento do Produto Interno Bruto (PIB) brasileiro entre os anos de 2010 e 2020 é de 5% ao ano, em média. Para isso, o governo prevê a necessidade do ingresso de cerca de 71,3 GW na capacidade instalada brasileira no mesmo período, correspondendo a um crescimento de 5,2% de energia ao ano.

Na figura 2, pode-se notar as diferentes fontes para a obtenção de energia elétrica no mundo e no Brasil, e a despeito de a geração hidrelétrica apresentar baixa participação mundial (2,6%), é a fonte energética por excelência no parque gerador brasileiro (85,5%), sendo que o aumento da demanda no consumo de eletricidade exige que a produção hidrelétrica aumente, mesmo considerando as outras fontes de energia, pois a hidroeletricidade ainda é a principal responsável pelo abastecimento do país. A grande participação da hidroeletricidade se deve à abundância de recursos hídricos no Brasil. Para continuar garantindo o progresso econômico e qualidade de vida da população, a produção de energia precisa aumentar e ainda atender ao crescimento da população.

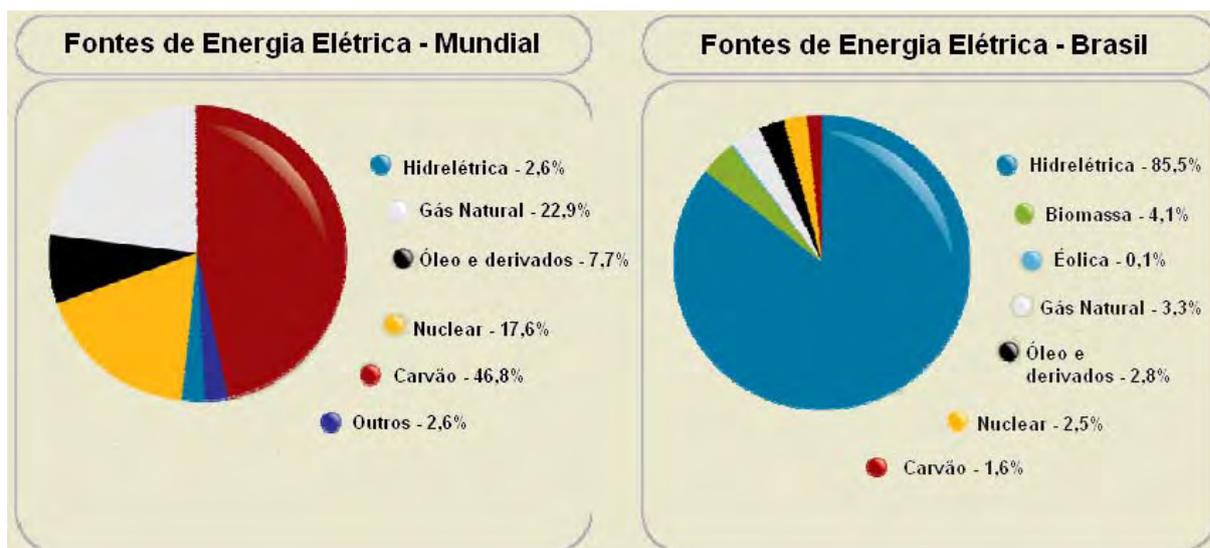


Figura 2 – Tipos de geração de energia elétrica no mundo e no Brasil (EPE, 2012).

Na figura 3, observa-se que apenas 26% do potencial hidráulico já foi utilizado no Brasil, ou seja, ainda existe um grande potencial a ser desenvolvido no país para este tipo de energia elétrica.

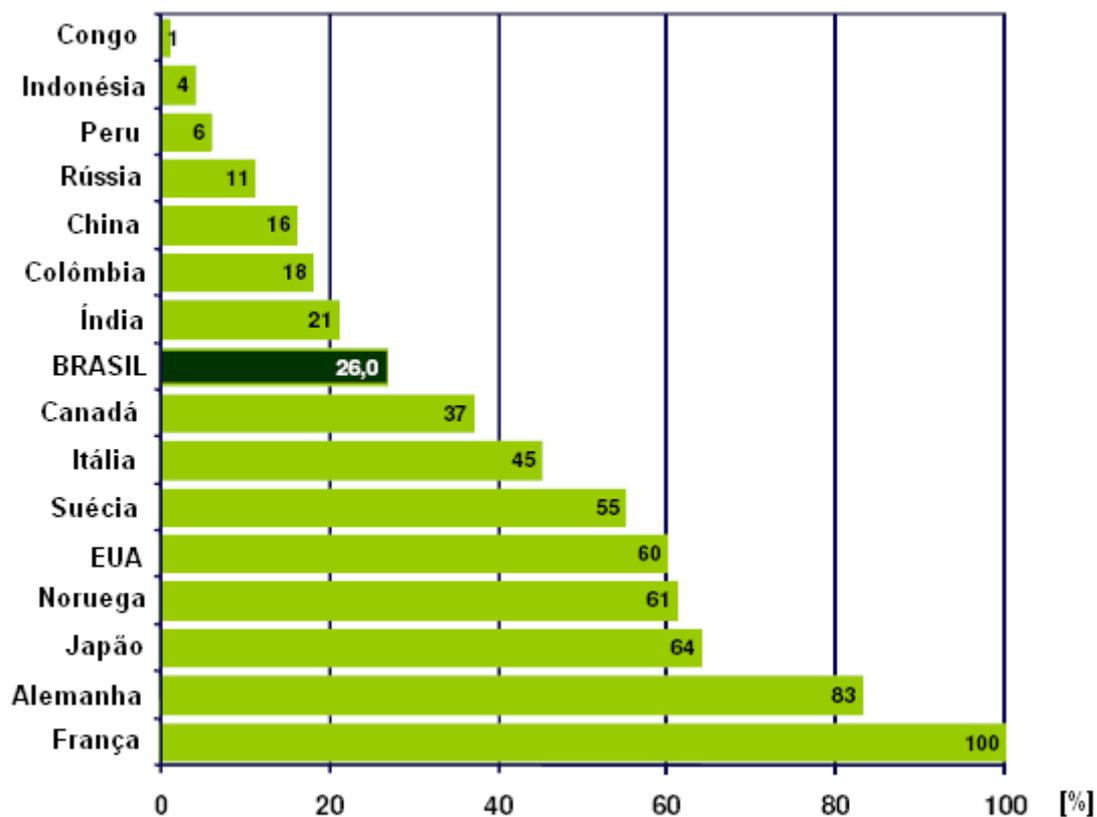


Figura 3 – Potencial hidráulico utilizado para a geração de energia elétrica (EPE, 2012).

Sabe-se que deste potencial a ser explorado, grande parte dos rios apresenta alta vazão e baixas quedas, justificando a necessidade do desenvolvimento de novas turbinas do tipo Kaplan.

1.5 Estrutura da dissertação

O trabalho está organizado de tal forma que inicialmente tem-se uma revisão bibliográfica de trabalhos relacionados a este tema, posteriormente, conceitos sobre turbinas hidráulicas e suas aplicações, com ênfase em turbina do tipo Kaplan por ser esta objeto deste estudo. Em seguida, apresenta-se uma visão global sobre os tipos de liga de alumínio fundidas, em especial as ligas de alumínio-cobre que faz parte do objetivo de estudo deste trabalho. Além disso, são avaliados os critérios utilizados para cálculo neste projeto. Logo após, uma abordagem de como são projetadas as turbinas, sendo feita a escolha do tipo de turbina e a determinação dos principais parâmetros para o projeto de uma máquina hidráulica. A partir dos requisitos do projeto, com enfoque no cálculo estrutural, é feita uma simulação de análise estrutural no rotor da turbina para encontrar as tensões atuantes no modelo e compará-las com as tensões admissíveis para o projeto, porém, substituindo o material do cubo do rotor de um aço carbono fundido pela liga de alumínio fundido e verificando quais as vantagens e desvantagens desta possível melhoria, adotando-se as práticas cabíveis para a otimização do projeto.

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Turbinas hidráulicas

Turbinas hidráulicas são as que transformam a energia hidráulica em trabalho mecânico, fornecido geralmente sob a forma de conjugado que determina um movimento praticamente uniforme. Pode-se dizer que, de um modo geral, se destinam a acionar outras máquinas, principalmente geradores de energia elétrica, nas quais o escoamento da água ocorre em canais formados por pás curvas, dispostas simetricamente em torno de um eixo móvel, e que constituem o rotor ou receptor. Costuma-se por isso dizer de forma simplificada que, nas turbinas, a água atua por sua velocidade ou por sua energia cinética. Atualmente são empregadas as seguintes turbinas:

- Francis: de reação, radiais e helicoidais, como pode ser visto na Figura 4.



Figura 4 – Turbina do tipo Francis (Alstom, 2012).

- Propeller: de reação, axiais, de pás fixas, como pode ser visto na Figura 5.

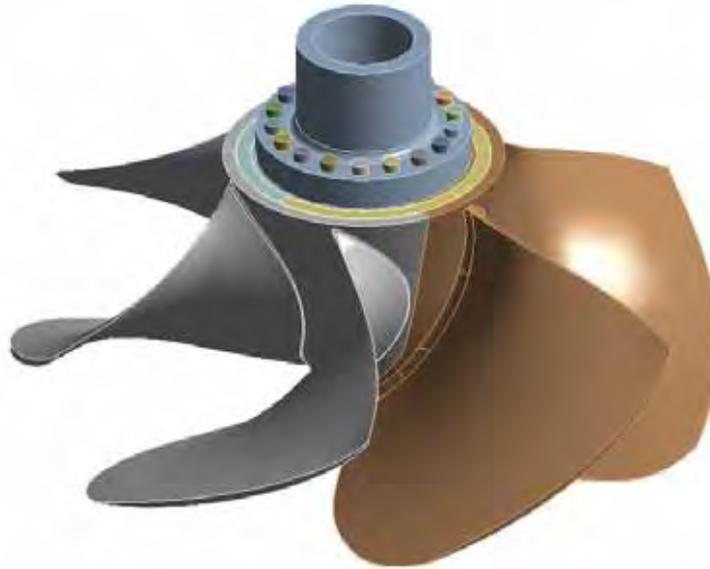


Figura 5 – Turbina do tipo Propeller (Alstom, 2012).

- Kaplan: de reação, axiais, de pás orientáveis, conforme pode ser visto na Figura 6.



Figura 6 – Turbina do tipo Kaplan (Alstom, 2012).

- Pelton: também chamadas turbinas de ação ou impulsão, de jato e tangenciais, como pode ser visto na Figura 7.



Figura 7 – Turbina do tipo Pelton (Alstom, 2012).

- Dériaz: semelhante a Francis, porém com pás orientáveis, e podendo funcionar também como bomba, como pode ser visto na Figura 8.



Figura 8 – Turbina do tipo Dériaz (Alstom, 2012).

2.1.1 História

O conteúdo a seguir apresentado baseia-se em Macintyre (1983).

As primeiras máquinas motrizes hidráulicas realmente práticas podem ter sido as rodas d'água. Vitruvio, um século antes de Cristo, projetou e instalou várias das rodas d'água para o acionamento de rudimentares dispositivos mecânicos. Utilizadas desde a Antigüidade, satisfizeram as exigências impostas durante muitos séculos, por uma tecnologia primária, capaz de atender ao funcionamento de pequenas oficinas, moinhos de cereais e artesanatos. Simples e fáceis de construir, podiam as rodas d'água serem usadas para quedas baixas, de 3 a 6 m nas rodas de cima e quedas ainda menores nas rodas de lado e nas de baixo.

A baixa rotação e as pequenas potências que com elas se podem alcançar foram reduzindo sua aplicação a casos muito especiais, à medida que se ampliavam os progressos da Era Industrial.

Ainda no século XVIII projetavam-se rodas d'água cujas cubas recebiam a água por uma canaleta, como é o caso da Roda Bélidor (Bernard F. de Bélidor, 1693-1761), e ainda em nossos dias existe campo, embora limitado e especial, para a instalação de rodas d'água de vários tipos.

O século XVIII é, como se sabe, o século dos grandes nomes da ciência hidráulica, que prepararam o campo para extraordinárias conquistas no que concerne as máquinas hidráulicas. De fato, em 1730, Daniel Bernoulli (1700-1782) lançou os fundamentos da Hidrodinâmica. O famoso teorema e a equação de conservação de energia para os líquidos que tem seu nome, embora não fossem enunciados explicitamente sob a forma usual com que os costumamos usar, apresentam-se perfeita e claramente estabelecidos em sua obra "Hidrodinâmica".

Leonard Euler (1707-1783), que inventara uma roda de reação com distribuidor fixo, verdadeira precursora da turbina, publicou em 1751 seus primeiros trabalhos sobre turbo-máquinas, estabelecendo em 1754 a equação que ainda hoje conserva seu nome e que é a base para a compreensão do funcionamento das máquinas de reação. Os estudos de Euler foram encontrar aplicação decisiva no século XIX com as rodas Poncelet e com as turbinas propriamente ditas.

O nome turbina deve-se a Claude Burdin (1790-1873) com a memória que publicou sob o título: "Das turbinas hidráulicas ou máquinas rotativas de grande velocidade". Um de seus discípulos, Benoit Fourneyron (1802-1867), realizou

experiências em Pont sur l'Oignon na França, entre os anos de 1823 e 1827. Foi neste último ano que construiu uma turbina centrífuga com potência de 6 CV e rendimento de 80%. Prosseguiu construindo e montando turbinas, em 1837 instalou uma de 60 CV em Saint Blaise. Ao falecer, havia fabricado e instalado mais de cem turbinas.

A turbina de Fourneyron era uma turbina centrífuga, de ação total da água em escoamento. Constava de um distribuidor fixo, de um receptor e de uma roda que girava fixado em um eixo vertical. Ambos possuíam uma série de pás curvas formando canais e presas a coroas circulares. As pás do distribuidor tinham por finalidade guiar a água de modo a permitir a penetração da mesma nos canais formados pelas pás do receptor obliquamente em relação à circunferência interna.

Em virtude da mudança de direção que imprimem à água que com elas tem contato, as pás do receptor recebem a ação das forças com predominância das forças devidas à velocidade de escoamento. O escoamento se faz do centro para a periferia, isto é, o receptor é externo ao distribuidor e a água abandona o receptor caindo de uma altura h num poço de escapamento ou de fuga.

Quando a água, ao atravessar o receptor, enche completamente o canal formado pelas pás, mantendo contato com todas elas simultaneamente, a turbina é dita de escoamento forçado ou ação total. Quando tal não ocorre se diz que a turbina é de ação parcial ou jato livre, ou simplesmente de jato.

Pode-se dizer que a concepção da turbina se deve a Euler e que a primeira turbina industrial foi obra de Fourneyron.

2.1.2 Classificações das Turbinas Hidráulicas

Quanto a Direção do Escoamento:

- Turbina radial

É aquela em que a partícula líquida na sua ação sobre o receptor mantém-se aproximadamente sobre um plano normal ao eixo da turbina. Pode ser:

Centrífuga ou exterior: Tipos Girard e Fourneyron.

Centrípeta ou interior: Com o receptor interiormente ao difusor - tipo Francis lenta.

- Turbina axial

É aquela em que as partículas líquidas percorrem trajetórias contidas em superfícies cilíndricas de revolução em torno do eixo da turbina.

- tipo hélice (Propeller).
- tipo Kaplan.
- tipo tubular, bulbo, Straflo.

- Turbina de escoamento misto ou diagonal

É aquela em que as trajetórias das partículas líquidas no receptor passam gradativamente da direção radial para a axial e são curvas reversas (de dupla curvatura).

- tipos Francis - normal, rápida e extra-rápida.
- tipo Dériaz - semelhante a Francis rápida, porém, como já foi dito, as pás do receptor são orientáveis de modo semelhante ao das Kaplan.

- Turbina tangencial ou de ação parcial

É aquela em que a água é lançada sob a forma de um jato sobre um número limitado de pás do receptor.

- Girard.
- Michell.
- Pelton (a mais usada da categoria).

2.1.3 Turbina Kaplan

O conteúdo a seguir apresentado baseia-se em Macintyre (1983).

O engenheiro Victor Kaplan (1876-1934), após estudos teóricos e experimentais, concebeu em 1912 um novo tipo de turbina axial a hélice,

comportando a possibilidade de variar o passo das pás, isto é, inventou uma hélice de pás orientáveis.

Apesar da desconfiança inicial dos fabricantes em aceitarem o novo tipo de turbina por julgarem-no utópico e irrealizável, acabaram rendendo-se às vantagens desse tipo de turbina para quedas pequenas e médias. O considerável número de turbinas Kaplan instaladas e com pleno êxito representa a consagração definitiva dessas turbinas.

A turbina Kaplan é utilizada para instalações com queda compreendida entre 12 e 50 m aproximadamente. Os rendimentos são elevados em uma grande variedade de queda e de carga, graças à sua regulagem dupla, conjugando o posicionamento das pás e do mecanismo do distribuidor.

O estado atual da tecnologia permite conceber máquinas de grandes dimensões, fabricadas em subconjuntos transportáveis, com diâmetros da roda de até 10 m e com potência podendo ir até 220 MW unitária.

A turbina Kaplan apresenta vantagens notáveis em relação aos outros tipos de máquinas que poderiam lhe ser substituídas por algumas aplicações precisas; assim, na gama inferior das quedas, e quando a usina participa na manutenção da frequência da rede, a Kaplan oferece maior estabilidade de funcionamento que a Bulbo devido à inércia considerável de suas partes giratórias.

De outro lado, na gama superior das quedas, quando os funcionamentos a baixa carga são freqüentes, a Kaplan é melhor até mesmo do que a Francis para manter rendimentos elevados devido à sua dupla regulagem. Além disso, a máquina Kaplan é compatível com variações de queda e vazão mais amplas se comparada a máquina Francis.

Na Figura 9 pode ser visto o corte de uma seção transversal de uma central hidrelétrica, na qual está instalado uma máquina do tipo Kaplan.

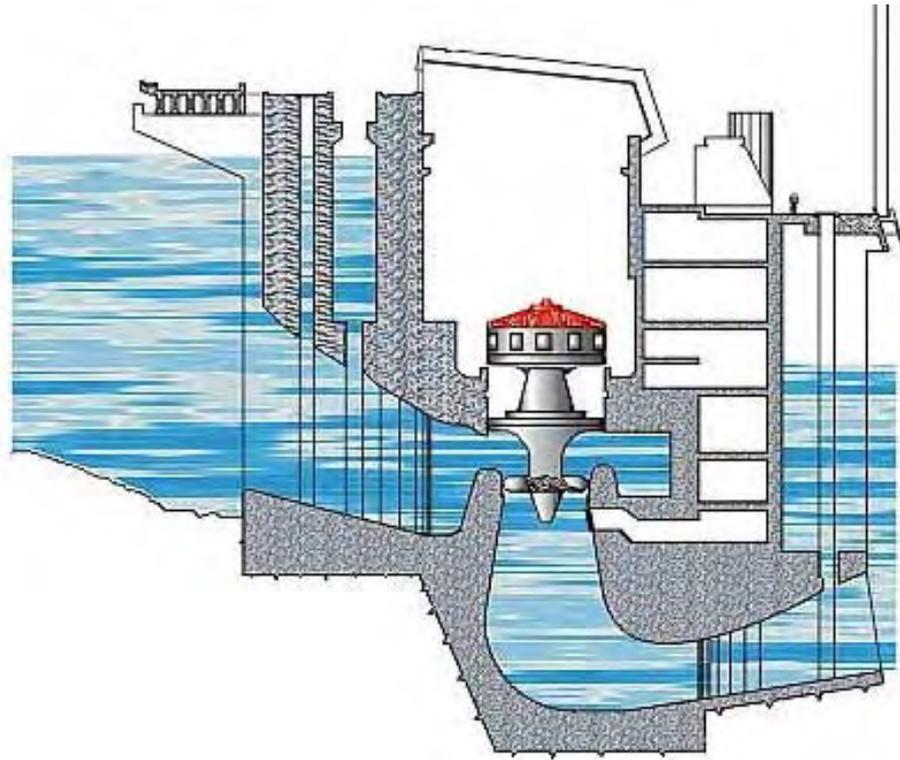


Figura 9 – Seção transversal de uma central hidráulica com turbina Kaplan.

Na Figura 10 pode ser visto com mais detalhes o rotor de uma turbina Kaplan.

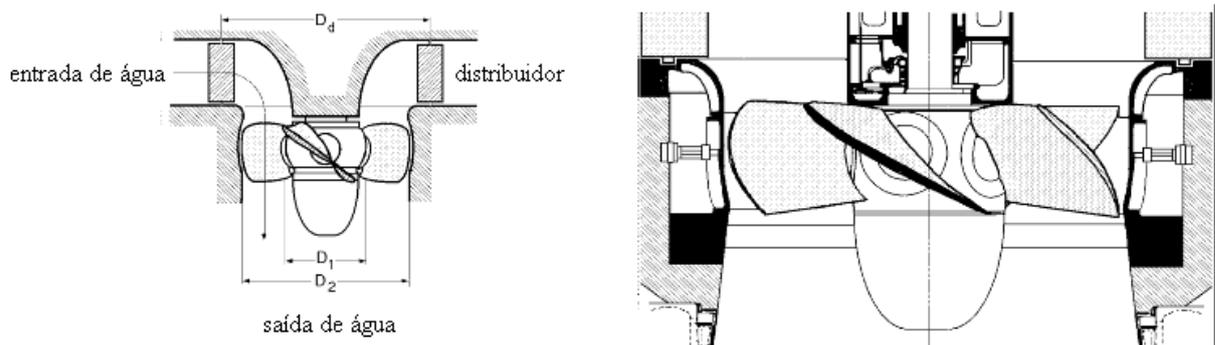


Figura 10 – Rotor de uma turbina Kaplan.

O mecanismo que permite variar o ângulo de inclinação das pás conforme a descarga, sem variação apreciável do rendimento, fica alojado numa peça com formato de ogiva e seu comando é realizado pelo regulador automático de velocidade. Pode-se notar na Figura 11 que o rendimento da turbina depende (além da vazão e da queda) diretamente do ângulo de abertura das palhetas diretrizes (γ_d) e do ângulo de abertura das pás do rotor (α_p).

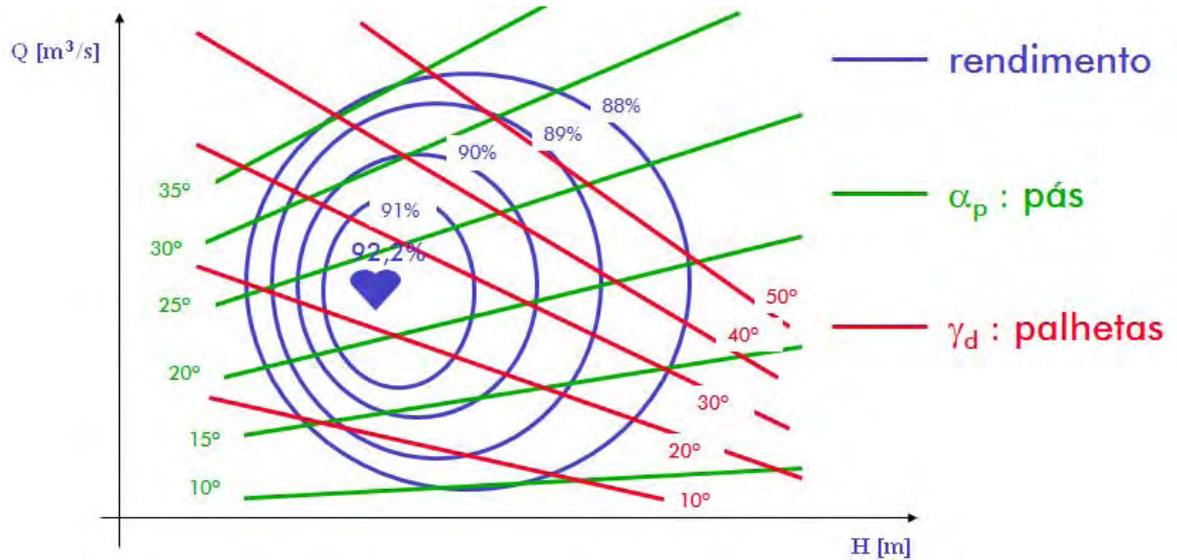


Figura 11 – Representação gráfica do funcionamento da turbina.

O rotor Kaplan é o elemento rotativo da turbina onde se transforma a energia hidráulica do escoamento da água em trabalho mecânico. O rotor é composto de um grande número de peças, que podem ser subdivididas em três categorias: fixas, móveis e pás. Na Figura 12 observa-se o rotor completo.

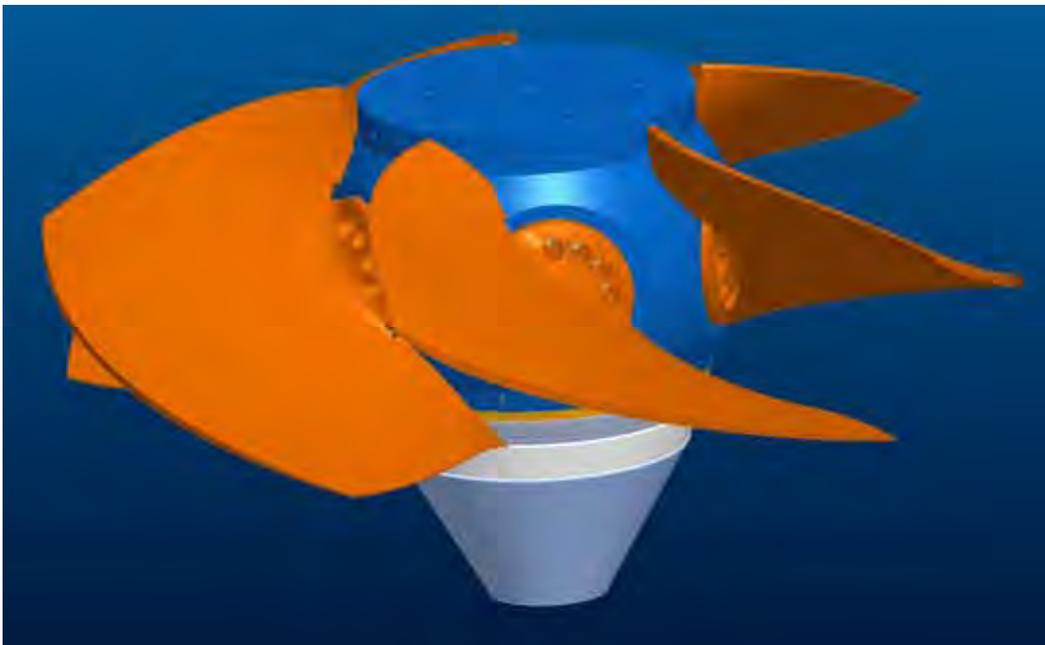


Figura 12 – Vista do modelo completo do rotor.

O grupo das partes fixas representa as partes que têm movimento relativo igual a zero em relação ao eixo e tem como principais componentes o cubo, a ogiva, o pistão e a guia central, conforme pode ser visto na Figura 13.

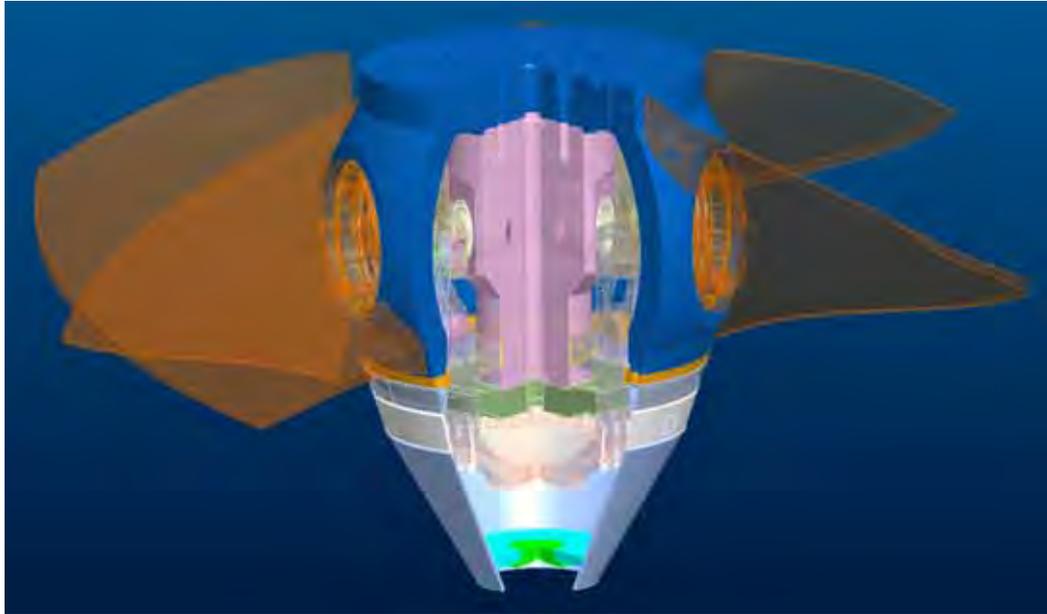


Figura 13 – Grupo das partes fixas do rotor.

As principais partes do grupo das partes móveis que compõem esse conjunto são: o servomotor, as alavancas e as bielas que são responsáveis pela abertura e fechamento das pás, conforme pode ser visto na Figura 14.

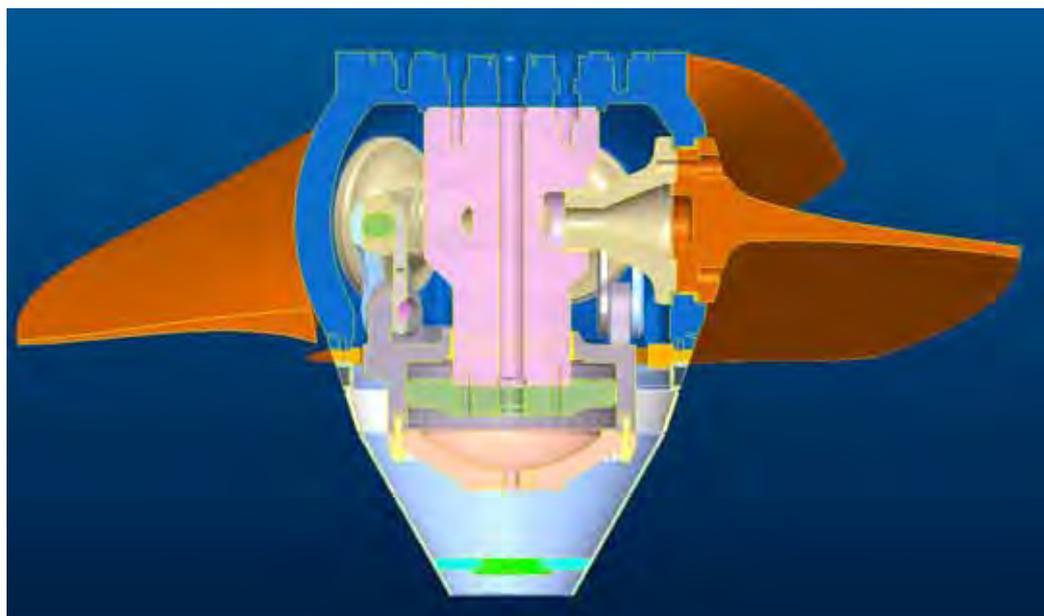


Figura 14 – Grupo das partes móveis do rotor.

Na Figura 15 pode ser visto a pá do rotor que é o principal componente responsável pela transformação da energia hidráulica em trabalho mecânico através da diferença de pressão que a água exerce sobre suas superfícies.

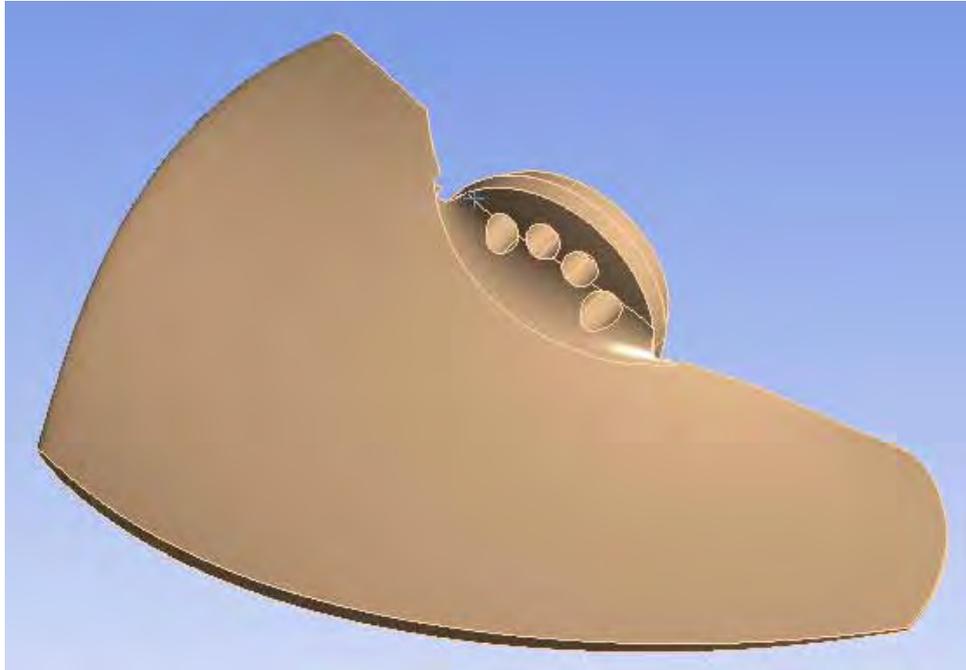


Figura 15 – Pá do rotor.

2.2 Análise do material em estudo

Como um dos objetivos deste trabalho é o estudo da redução de peso do cubo do rotor, necessita-se analisar outros materiais visando a substituição do material do cubo do rotor que atualmente é o aço carbono fundido, de modo que tenha a rigidez necessária para o projeto associada ao menor peso possível. Para que a rigidez do componente seja reforçada sem grande incremento no seu peso, é imprescindível dispor-se de materiais leves e de elevado módulo de elasticidade.

Para selecionar apropriadamente esses materiais, o diagrama mais adequado é o que apresenta essas duas propriedades simultaneamente, como pode ser visto na Figura 16.

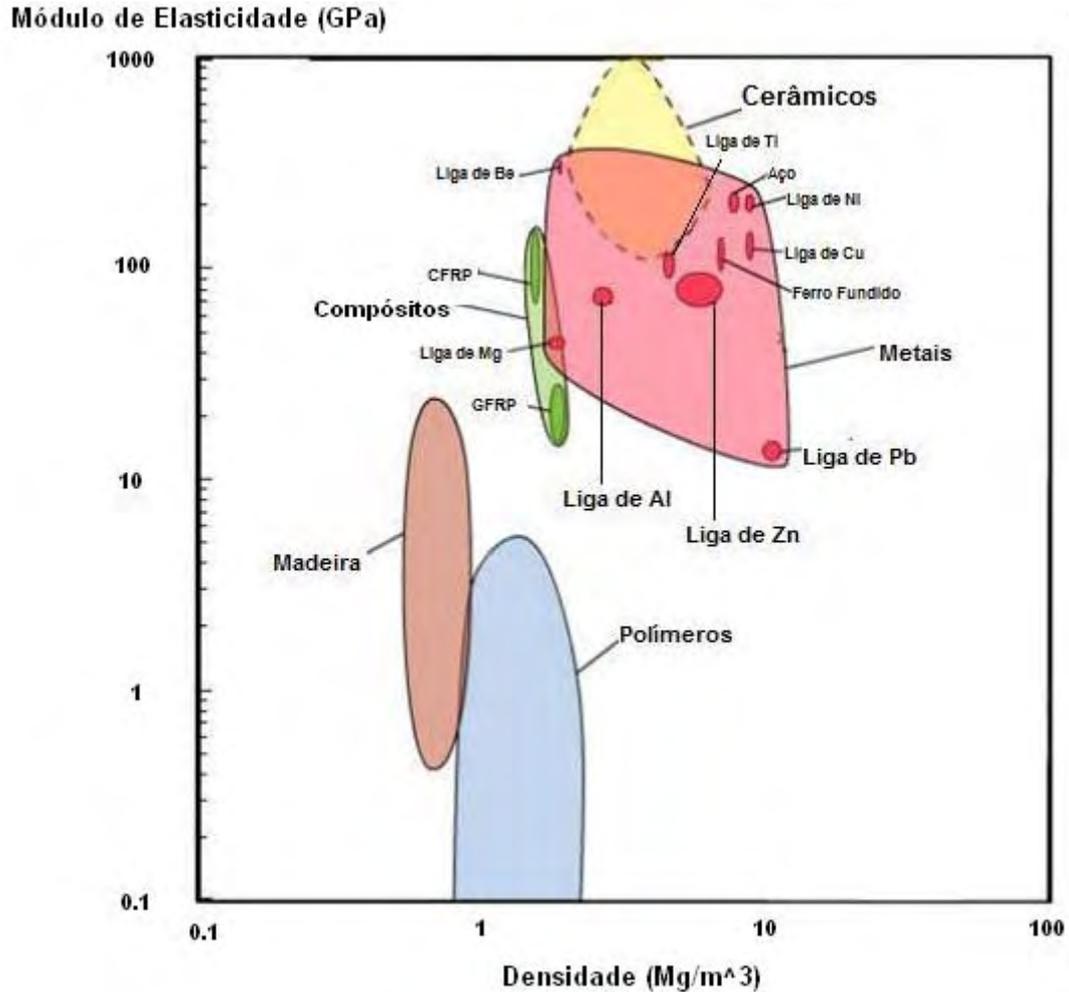


Figura 16 – Diagrama que mostra o valor do módulo de elasticidade em função da densidade para diferentes classes de materiais e para alguns metais e ligas (Heck, 2012).

Em função da Figura 16, pode-se notar que as ligas de alumínio apresentam boa relação entre o módulo de elasticidade e densidade, uma vez que apresentam menor densidade que o aço, assim contribuindo para a redução de peso do rotor. No caso, pelo fato da liga de alumínio apresentar menor módulo de elasticidade que o aço, devem ser calculados quais os impactos dessa alteração, podendo ser viável o objetivo de estudo em reduzir o peso e atender às necessidades de rigidez do componente. Por isso, há necessidade de estudar as propriedades das ligas de alumínio e verificar qual o tipo de liga mais apropriada para substituir o aço carbono fundido do cubo do rotor.

2.3 Ligas de alumínio

O conteúdo do capítulo 2.3 apresentado baseia-se no Guia Técnico do Alumínio, elaborado pela Associação Brasileira do Alumínio.

O alumínio comercialmente puro é um metal que combina um conjunto de propriedades expressivas - leveza, alta ductilidade, boa resistência à corrosão e excelentes condutividades térmica e elétrica. Entretanto, o alumínio puro apresenta baixa resistência mecânica para aplicações estruturais e, dessa forma, a maioria dos produtos em alumínio são obtidos a partir de uma liga, a fim de atingir as propriedades desejadas.

Um dos aspectos que tornam as ligas de alumínio tão atraentes como materiais de construção mecânica é o fato do alumínio poder combinar-se com a maioria dos metais de engenharia, chamados de elementos de liga, e a partir dessa combinação ser possível obter características tecnológicas ajustadas de acordo com a aplicação do produto final. Naturalmente, uma só liga não pode combinar todas as propriedades ótimas para cada aplicação, sendo necessário conhecer-se as vantagens e limitações de cada uma delas para que se possa fazer a melhor seleção. O grande alcance das ligas oferece à indústria uma grande variedade de combinações de resistência mecânica, resistência à corrosão e ao ataque de substâncias químicas, condutibilidade elétrica, usinabilidade, ductibilidade, formabilidade.

Descrever a função de cada elemento de liga é difícil porque esta se altera não só com a quantidade dos elementos presentes na liga, mas também pela sua interação com outros elementos. Em geral, pode-se dividir os elementos entre aqueles que conferem à liga a sua característica principal (resistência mecânica, resistência à corrosão, fluidez no preenchimento de moldes, etc.) e os que têm função acessória, como o controle de microestrutura e das impurezas e traços que prejudicam a fabricação ou a aplicação do produto, os quais devem ser controlados no seu teor máximo.

Dependendo do grupo de ligas, um determinado elemento químico tem função como adição ou é indesejável como impureza. Um exemplo disso é o chumbo, que é adicionado às ligas de usinagem por seu efeito “quebra-cavacos”, mas por ser um metal pesado sofre fortes restrições em produtos que entram em contato com alimentos. Na preparação de ligas, a partir da refusão de sucata e de retalhos de

processo atenção especial deve ser dada à separação e à classificação da matéria-prima para que sejam controladas as contaminações do banho metálico.

A maior parte das ligas são soluções sólidas de um ou mais elementos metálicos dissolvidos na matriz de alumínio. Essas soluções têm suas propriedades aumentadas por deformação plástica a frio (encruamento) ou por tratamento térmico. Os elementos de liga principais são: cobre (Cu), magnésio (Mg), manganês (Mn), silício (Si) e zinco (Zn). Outros elementos são adicionados em quantidades menores, agindo como refinadores de grão ou para produzir propriedades especiais.

Um grupo adicional de elementos indesejáveis, encontrados nas ligas de alumínio em quantidades desprezíveis, não apresentam efeito benéfico e são considerados impurezas. Um desenvolvimento recente é a introdução das ligas alumínio-lítio (Li), para aplicações estruturais. Elas também contêm adições de cobre (Cu) e, em alguns casos, magnésio (Mg), e são classificadas nas séries 2XXX ou 8XXX, dependendo de qual é o elemento de maior teor.

2.3.1 Classificação

O conteúdo do capítulo 2.3.1 apresentado baseia-se na NBR 6834/2000.

Em face da infinidade dos tipos de ligas de alumínio que existem e suas temperas, uma classificação dessas ligas foi desenvolvida pela “Aluminum Association”, que, atualmente, é seguida por toda América do Norte e por muitos outros países do mundo. A norma brasileira que classifica as ligas de alumínio é a “NBR 6834”, que é compatível com a publicada pela “Aluminum Association”. Dependendo de como estas ligas são produzidas desde o lingote até o produto final, as ligas de alumínio são divididas em dois grandes grupos: - Ligas Fundidas e Ligas Trabalháveis.

2.3.1.1 Ligas Trabalháveis

As ligas trabalháveis são aquelas em que a forma final do produto é conseguida através de transformações de um semimanufaturado (lâmina, chapa, folha, perfil, vergalhão, forjado) obtido também por transformação mecânica a frio ou a quente de um tarugo ou placa produzida pela solidificação do metal líquido. Os processos de

transformação mais comuns na produção dos semimanufaturados são: laminação, extrusão, trefilação e forjamento. Para identificar as ligas de alumínio trabalháveis utiliza-se um sistema de números de quatro dígitos. O primeiro número da designação serve para indicar o grupo da liga de acordo com o elemento químico (ou elementos) que comparece(m) em maior teor na composição da liga, como apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 – Designação das ligas trabalháveis por grupos (NBR 6834, 2000).

Liga ABNT (NBR 6834)	Principal Elemento Químico da Liga
1XXX	Alumínio não-ligado (99% de pureza)
2XXX	Cobre
3XXX	Manganês
4XXX	Silício
5XXX	Magnésio
6XXX	Magnésio e Silício
7XXX	Zinco
8XXX	Outros Elementos
9XXX	Série não utilizada

Os dois últimos dígitos identificam a liga de alumínio ou indicam a pureza do alumínio. O segundo dígito indica modificações na liga original ou nos limites de impurezas. No grupo 1XXX, alumínio não-ligado de no mínimo 99,0% de pureza, os dois últimos dígitos da designação indicam os centésimos da porcentagem mínima de alumínio. Por exemplo:

- 1050: alumínio não-ligado com 99,50% de pureza;
- 1080: alumínio não-ligado com 99,80% de pureza.

O segundo dígito indica modificações nos limites das impurezas. O algarismo 0 (zero) indica o alumínio não-ligado que contém impurezas em seus limites naturais ou que não houve um controle especial, e os algarismos de 1 a 9 indicam que houve controle especial de um ou mais elementos presentes como impurezas. Por exemplo, 1050 indica uma liga com no mínimo 99,50% de alumínio sem controle especial de impurezas, e 1350 indica a mesma pureza (99,50% de alumínio), mas com controle de uma ou mais impurezas.

Nos demais grupos de ligas (2XXX até 8XXX), os dois últimos dígitos são arbitrários, servindo somente para identificar as diferentes ligas do grupo. O segundo

caracteriza modificações da liga: o algarismo 0 (zero) indica a liga original e os algarismos de 1 à 9 indicam modificações da liga original. Por exemplo, 5356 e 5456 são modificações da liga alumínio-magnésio 5056.

2.3.1.2 Ligas Fundidas

As ligas fundidas são aquelas cujos produtos são obtidos por meio do vazamento do metal líquido em um molde para adquirir a forma desejada. Da mesma maneira que as ligas trabalháveis, também utiliza-se um sistema de quatro dígitos para identificar o alumínio na forma de fundidos. O primeiro dígito indica o grupo da liga, como mostrado na Tabela 2, como segue:

Tabela 2 – Designação das ligas fundidas por grupos (NBR 6834, 2000).

Liga ABNT (NBR 6834)	Principal Elemento Químico da Liga
1XX.X	Alumínio não-ligado (99% de pureza)
2XX.X	Cobre
3XX.X	Silício com adições de Cobre e/ou Magnésio
4XX.X	Silício
5XX.X	Magnésio
6XX.X	Série não utilizada
7XX.X	Zinco
8XX.X	Estanho
9XX.X	Outros Elementos

Os dois dígitos seguintes identificam a liga ou pureza do alumínio. O último dígito que está separado dos outros por um ponto indica que o produto está sob a forma de peças ou lingote.

No grupo 1XX.X, alumínio não-ligado de no mínimo 99,0%, os dois dígitos seguintes ao algarismo 1 representam os centésimos da porcentagem mínima de alumínio. O último dígito, à direita do ponto, indica a forma do produto.

- 1XX.0 - Peças fundidas
- 1XX.1 - Lingotes

Nos grupos de ligas de 2XX.X até 9XX.X, os dígitos que antecedem o ponto são arbitrários, servindo somente para identificar as diferentes ligas do grupo. O último dígito, à direita do ponto, indica a forma do produto.

- XXX.0 - Peças fundidas
- XXX.1 ou XXX.2 - Lingotes

Limites de impurezas ou modificações das ligas originais ou metal não-ligado são indicados através de uma letra antes da designação numérica.

Uma liga muito utilizada (3003) contém 1,2% de manganês. Suas propriedades, principalmente a conformabilidade e a resistência à corrosão, são similares às do alumínio comercialmente puro, com propriedades mecânicas um pouco maiores, particularmente quando deformadas a frio.

As mais resistentes são as ligas da série alumínio-magnésio, disponíveis em vários formatos como lâminas, chapas, perfis, tubos, arames, etc. Elas também possuem elevada resistência à corrosão e são facilmente produzidas e soldadas.

As ligas tratadas termicamente de média resistência, que contêm magnésio e silício, possuem elevada resistência à corrosão, mas perdem um pouco da sua característica a conformação - o que é irrelevante em seções estruturais retas, as quais são muito difundidas em aplicações estruturais.

As ligas tratadas termicamente de elevada resistência, que contêm cobre ou zinco como principais elementos de liga, são tão resistentes quanto o aço estrutural, mas necessitam de proteção superficial. Estas ligas são utilizadas quando a maior relação resistência/peso for a principal consideração, como na aviação. Neste trabalho, este tipo de liga alumínio-cobre é a mais interessante a ser analisada devido à necessidade do projeto em atender a relação resistência/peso.

2.3.2 Liga de Alumínio-Cobre

As ligas do sistema Al-Cu, conhecidas como ligas da série 2XXX (trabalhadas) e 2XX.X (fundidas), são as ligas de alumínio de desenvolvimento mais antigo, sendo que o seu surgimento data do início do século XX, quando Alfred Wilm, na Alemanha, descobriu o fenômeno de endurecimento por precipitação. Essas ligas até hoje são conhecidas como duralumínio, e entre essas ligas a 2017 é a mais antiga e também a mais conhecida, aplicada na indústria aeronáutica.

Trata-se de uma liga que contém 4 % de cobre, 0,5 % de magnésio e 0,7 % de manganês, nas quais a simples introdução desses elementos de liga já eleva a resistência à tração de 89,2 MPa (alumínio comercialmente puro) para 178,4 MPa. O

tratamento térmico de envelhecimento (endurecimento por precipitação) por tempo e temperatura controlados ainda permite aumentar ainda mais a resistência à tração, para cerca de 422 MPa, ou seja, apresenta uma elevada resistência mecânica. Além disso, o cobre melhora a questão da usinagem e diminui a contração do material, sendo que até 5,65% de Cu a liga é tratável termicamente. Para melhorar as condições de fundição, a introdução de silício em pequenas quantidades é recomendada.

Esse grupo de ligas Al-Cu pode ainda ser subdividido em dois grupos principais: as ligas Al-Cu com teores de magnésio relativamente baixos, como a 2017 mencionada e outras como a 2025 e a 2219, e as ligas Al-Cu com teores de magnésio relativamente altos (também denominadas Al-Cu-Mg), superiores a 1%, como a 2024 (1,5 % de magnésio) e a 2618 (1,6 % de Mg).

As ligas Al-Cu podem apresentar diferentes tipos de elementos de liga, adicionados com diversas finalidades, os quais podem levar à formação de diversas fases diferentes. De um modo geral as ligas Al-Cu apresentam elevada resistência mecânica após tratamento térmico de endurecimento por precipitação. Os valores mais elevados de dureza são obtidos para teores de cobre da ordem de 4 a 6 %, dependendo da influência de outros elementos de liga presentes.

Como ligas que apresentam elevados teores de soluto, as ligas Al-Cu apresentam considerável endurecimento quando mantidas por tempos relativamente longos à temperatura ambiente. É o chamado envelhecimento natural, que recebe essa denominação para distinguir do envelhecimento artificial obtido através de tratamento térmico em fornos. Esse efeito ocorre devido à formação das chamadas zonas de Guinier Preston (GP), em forma de discos formados por um arranjo de átomos de cobre e alumínio nas regiões enriquecidas em cobre, e que já são responsáveis por um razoável ganho de dureza no material mantido à temperatura ambiente.

A presença do magnésio acelera e intensifica o endurecimento durante o envelhecimento natural, o que é atribuído ao resultado das complexas interações entre lacunas e dois tipos de átomos de solutos diferentes, com a formação de pares de átomos de magnésio e cobre afetando o movimento das discordâncias. Apesar de também serem conhecidas há muito tempo e produzidas em larga escala os detalhes do processo de precipitação são menos conhecidos no caso das ligas Al-

Cu-Mg. Pequenas adições de magnésio já são suficientes para proporcionar um considerável endurecimento às ligas Al-Cu.

A Tabela 3 apresenta a composição química nominal que podem ser obtidos para as ligas Al-Cu fundidas.

Tabela 3 – Composição química de ligas Al-Cu fundidas "% em massa" (NBR 6834, 2000).

Liga	Cobre	Magnésio	Silício	Ferro	Zinco	Outros	Alumínio
201.0	4,6	0,35	0,10 máx	0,15 máx	-	0,7 Ag; 0,35 Mn	Restante
202.0	4,6	0,35	0,10 máx	0,15 máx	-	0,7 Ag; 0,4 Cr; 0,5 Mn	Restante
203.0	5,0	0,10 máx	0,30 máx	0,50 máx	-	1,5 Ni; 0,25 Mn; 0,25 Sb; 0,25 Co; 0,20 Zr;	Restante
204.0	4,6	0,25	0,20 máx	0,35 máx	-	-	Restante
206.0	4,6	0,25	0,10 máx	0,15 máx	-	0,35 Mn	Restante
208.0	4,0	0,10 máx	3,0	1,2 máx	1,0 máx	-	Restante
213.0	7,0	0,10 máx	2,0	1,2 máx	2,5 máx	-	Restante
222.0	10,0	0,25	2,0 máx	1,5 máx	0,8 máx	-	Restante
224.0	5,0	-	0,06 máx	0,10 máx	-	0,35 Mn; 0,1 V; 0,2 Zr	Restante
238.0	10,0	0,25	4,0	1,5 máx	1,5 máx	-	Restante
240.0	8,0	6,0	0,50	0,50	-	0,5 Mn; 0,5 Ni	Restante
242.0	4,0	1,5	0,7 máx	1,0 máx	0,35 máx	2,0 Ni	Restante
243.0	4,0	2,0	0,35 máx	0,40 máx	-	0,3 Mn; 2,1 Ni; 0,3 Cr	Restante
249.0	4,2	0,40	0,05 máx	0,10 máx	3,0	0,4 Mn	Restante
295.0	4,5	-	1,1	1,0 máx	-	-	Restante
296.0	4,5	-	2,5	1,2 máx	0,50 máx	-	Restante

A Tabela 4 apresenta os valores típicos de propriedades mecânicas que podem ser obtidos para as ligas Al-Cu fundidas.

Tabela 4 – Propriedades mecânicas de ligas Al-Cu fundidas (NBR 6834, 2000).

Liga	Limite de ruptura (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	Alongamento (%) em 50mm	Dureza Brinell (MPa)
201.0 (T6)	448	379	8,0	130
208.0 (F)	145	97	2,5	55
213.0 (F)	165	103	1,5	70
222.0 (T62)	421	331	4,0	115
224.0 (T571)	380	276	10,0	123
240.0 (F)	235	200	1,0	90
242.0 (T571)	221	207	0,5	85
295.0 (T6)	250	165	5,0	75

Tendo conhecimento das vantagens de utilizar as ligas de alumínio-cobre, pode-se, através das Tabelas 3 e 4, realizar uma comparação dos vários tipos de ligas de Al-Cu que existem, sendo que no caso a liga A 201.0 (T6) apresenta as propriedades mecânicas (tensão de escoamento e ruptura) necessárias para substituir o aço carbono fundido (ASTM A 216 Gr.WCC).

As temperas são classificadas conforme a ABNT NBR 6835 e de acordo com os processos a que são submetidas. O código (T6) significa que a liga de alumínio aplica-se aos produtos que sofrem tratamento térmico com ou sem deformação plástica complementar, que produz propriedades físicas estáveis. A letra “T” deve ser seguida por um ou mais dígitos que indicam a seqüência dos processos básicos realizados: tratamentos térmicos ou deformações plásticas.

2.4 Critérios para projeto

Os critérios para estabelecer as tensões admissíveis para o projeto do rotor da turbina são determinados pelo código ASME 2010, seção VIII, divisão 2. Quando se trata de cálculo em elementos finitos, as grandes empresas de engenharia estão utilizando o código ASME por ser consolidado e apresentar os critérios de tensões admissíveis de acordo com a categoria da tensão. No caso, basicamente existem três categorias de tensão que devem ser considerados:

- a) Tensão primária
- b) Tensão secundária
- c) Tensão de pico

A tensão primária é dividida em "membrana geral", "membrana local" e "flexão".
Essas categorias de tensões são classificadas de acordo com a Tabela 5:

Tabela 5 – Classificação das tensões (Adaptado do Código ASME, 2010).

Tensão primária			Tensão secundária (Q)	Tensão de pico (F)
Membrana geral (Pm)	Membrana local (Pl)	Flexão (Pb)		
Tensão primária média no centro do perfil da seção sólida. Exclui descontinuidades e concentradores, resultante devido apenas ao carregamento mecânico.	Tensão primária média no centro do perfil da seção sólida, considera a descontinuidade mas não os concentradores, resultante devido apenas ao carregamento mecânico.	Componente da tensão primária proporcional a distância a partir do centro da seção sólida. Exclui descontinuidade e concentradores, resultante devido apenas ao carregamento mecânico.	Tensão necessária para satisfazer a continuidade da estrutura. Ocorre nas descontinuidades estruturais. Exclui concentradores de tensão local.	Tensão primária mais secundária em regiões de concentradores de tensão local.

Essa classificação de tensões é muito importante, pois para cálculo realizado em elementos finitos é fundamental que o engenheiro (projetista) saiba analisar qual o tipo de tensão que está sendo avaliada para que seja feita a comparação correta com o tipo de tensão admissível. Nestes casos, a experiência e o bom senso são necessários para avaliar os resultados obtidos no modelo em elementos finitos e classificá-las de maneira adequada.

A Figura 17 ilustra num vaso de pressão as regiões em que ocorre cada tipo de tensão citada na Tabela 5 para maior entendimento da classificação das tensões, sendo que este exemplo serve como analogia para qualquer outro componente que possa vir a ser feito e analisado através do método dos elementos finitos, como neste trabalho, tem-se a análise do rotor da turbina.

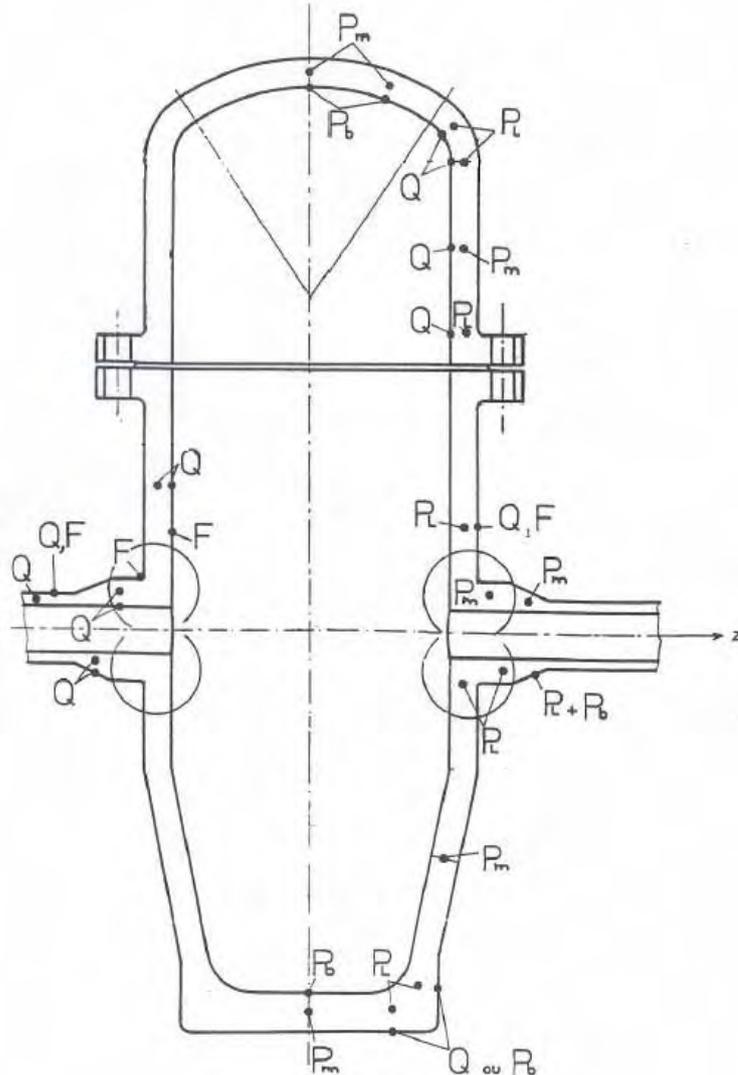


Figura 17 – Limites de tensões equivalentes (Adaptado do Código ASME, 2010).

Uma vez entendida a classificação das tensões é necessário conhecer quais os limites de tensão admissível para cada tipo de tensão; a Figura 18 ilustra estes limites para condições normais de operação.

Segundo o código ASME para condições excepcionais, como por exemplo, para o caso de pressão de teste num vaso de pressão existem outros valores de

tensões admissíveis para tensões primárias, secundárias e pico. Porém, para o projeto do rotor da turbina são considerados todos os casos de carga que estão sendo estudados como condições normais de operação.

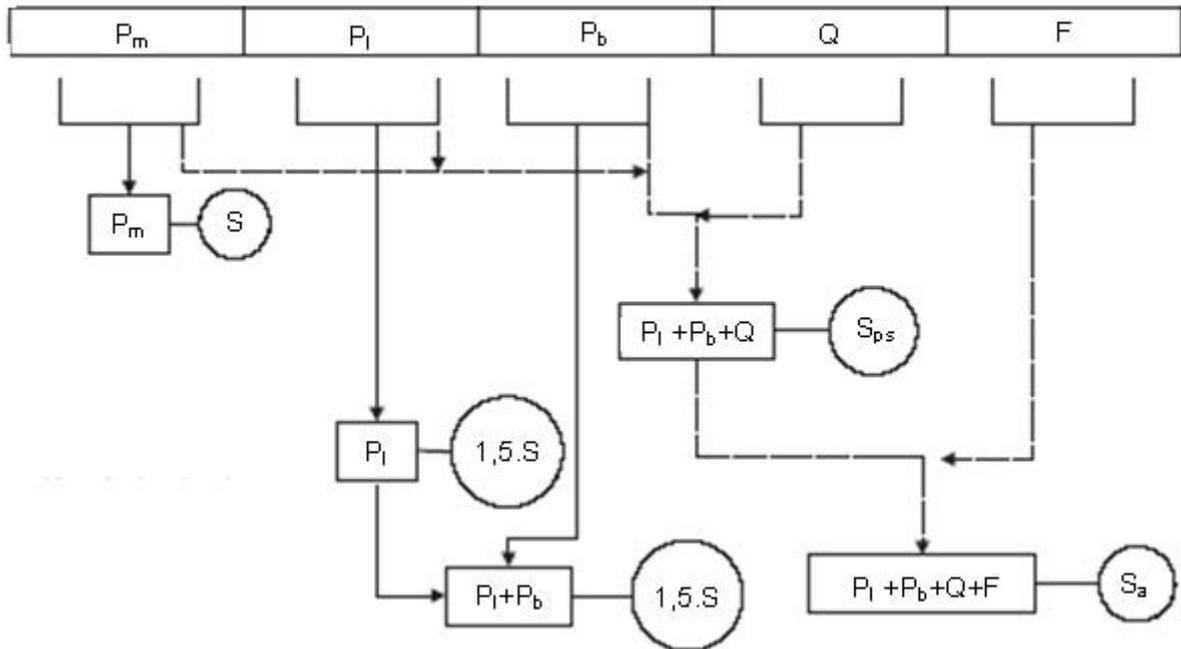


Figura 18 – Limites de tensões equivalentes (Adaptado do Código ASME, 2010).

Como pode ser visto na Figura 18, o valor limite para "membrana geral" é chamado por "S" que é o menor valor entre $2/3$ da tensão de escoamento e $1/2,4$ da tensão de ruptura. O limite para "membrana local" e "flexão" é 50% maior que o limite para "membrana geral".

Dependendo do valor da razão entre a tensão de escoamento e ruptura, o valor limite para tensão secundária é três vezes a tensão de "membrana geral" ou duas vezes a tensão de escoamento. Não existe limite para tensão de pico, no caso, uma análise de fadiga é necessária de acordo com as regras do código ASME.

Na Tabela 6 apresenta-se um resumo dos critérios de acordo com o código ASME para cada tipo de tensão a ser analisada.

Tabela 6 – Critérios para tensões admissíveis (Adaptado do Código ASME, 2010).

P_m	$S = \min (1/2,4 s_U, 2/3 s_Y)$
P_1+P_b	1,5 S
$P_1 +P_b+Q$	$\begin{cases} \frac{S_Y}{S_U} > 0,7 \Rightarrow 3S \\ \frac{S_Y}{S_U} \leq 0,7 \Rightarrow \max(3S, 2S_Y) \end{cases}$
$P_1 +P_b+Q+F$	Análise de fadiga

Sendo:

P_m = Membrana Primária

$P_1 + P_b$ = Membrana Primária + Flexão Primária

$P_1 + P_b + Q$ = Membrana Primária + Flexão Primária + Tensão Secundária

F = Tensão de Pico

S = Tensão admissível

S_U = Limite de ruptura

S_Y = Limite de escoamento

De acordo com o código ASME, estes critérios de tensões admissíveis devem ser comparados com as tensões equivalentes de von Mises que serão obtidos nos resultados dos modelos em estudo, através do cálculo em elementos finitos.

Esta teoria de von Mises também é conhecida por teoria da energia de distorção, sendo melhor no emprego para materiais dúcteis. É empregada para definir o início do escoamento, tal como a teoria da tensão máxima de cisalhamento. A "teoria de von Mises" se originou a partir da observação de que o escoamento não era um simples fenômeno de tração ou compressão, ao contrário, era relacionado de algum modo à distorção angular do elemento tensionado.

Esta teoria surgiu a partir da Teoria da máxima energia de deformação que previa que o escoamento começaria sempre que a energia total de deformação armazenada no elemento tensionado se tornasse igual à energia total de deformação de um elemento de um corpo de prova submetido a um teste de tração, na ocasião do escoamento.

A teoria da máxima energia de distorção não é mais usada, porém é a precursora da teoria de von Mises. Assim pensou-se em subtrair da energia total de deformação a energia usada para provocar uma variação de volume, resultando na energia da distorção.

A energia de deformação é o trabalho realizado sobre o elemento cúbico mostrado pelas tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 , como pode ser visto na Figura 19.

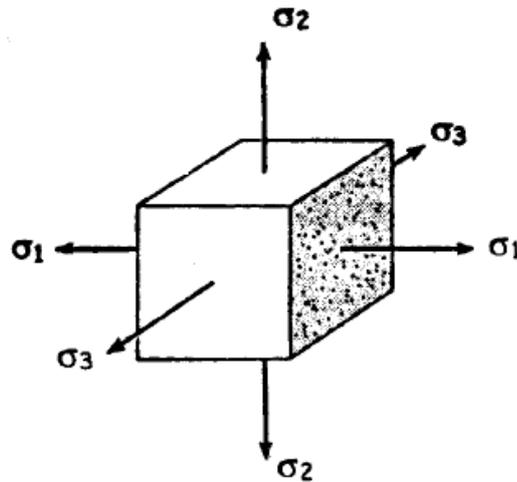


Figura 19 – Estado triaxial de tensões sobre o elemento cúbico.

Para fins de análise e projeto, é importante definir uma tensão de von Mises (tensão efetiva), obtida pela Equação 1.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \times [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (1)$$

Sendo:

σ_{vm} = Tensão equivalente de von Mises

σ_1 = Tensão principal na direção x

σ_2 = Tensão principal na direção y

σ_3 = Tensão principal na direção z

3 PROJETO DE TURBINAS

3.1 Introdução

Uma turbina é projetada para atender a valores prefixados da vazão V , da queda disponível H e do número de rotações por minuto n . Para esse conjunto de valores, deverá funcionar com o rendimento total η , máximo.

Conforme as circunstâncias, a turbina pode ser solicitada a operar com valores diversos de V , H e mesmo de n , sendo do maior interesse do projetista saber o que ocorre com as diversas grandezas, quando uma delas sofre variação. É particularmente importante conhecer como varia o rendimento total η quando variam a queda (pela variação dos níveis montante e jusante da máquina), a vazão (pela variação da admissão com a maior ou menor abertura do distribuidor), o número de rotações por minuto e a potência útil.

As grandezas que caracterizam o funcionamento de uma turbina são:

- a) a queda disponível H [m];
- b) a vazão V [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$];
- c) a rotação do eixo n [rpm];
- d) o momento resistente útil M [kgf.m];
- e) a potência útil P [cv];
- f) o rendimento total η ;
- g) a "abertura" do distribuidor, a qual diretamente influi sobre a vazão.

Essas grandezas não são independentes. A vazão, por exemplo, depende da "admissão" e, relacionando-se as diversas grandezas, existem três equações distintas que formam um sistema com três variáveis independentes.

Dessas equações, uma é a potência útil, dada pela Equação 2:

$$P = \frac{1000 \times \eta \times V \times H}{75} \quad (2)$$

Outra equação é a que une a potência ao momento resistente útil, conforme Equação 3:

$$P = \frac{M \times \omega}{75} \quad (3)$$

Sendo ω a velocidade angular dada pela Equação 4:

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} \quad (4)$$

Logo, substituindo as Equações 3 e 4, obtém-se a Equação 5:

$$P = \frac{\pi \times M \times n}{2250} \quad (5)$$

Confrontando as Equações 2 e 5, obtém-se a Equação 6:

$$\eta = \frac{75 \times P}{1000 \times V \times H} \text{ ou } \eta = \frac{3,14}{30000} \times \frac{M \times n}{V \times H} \quad (6)$$

A Equação 6 é a que fornece o rendimento levando em consideração a influência dos elementos constitutivos da turbina, ou seja, a forma geométrica de suas pás, a forma de caracol e do tubo de sucção (nas turbinas de reação) e o estado de suas superfícies, pois tal influência é considerável.

Infelizmente, não é possível obter uma expressão simples que traduza a dependência entre essas causas e seus efeitos, havendo a necessidade do recurso à medição experimental das grandezas para se calcular o rendimento da equação 6.

Os ensaios de laboratório e o estudo da similaridade geométrica e hidrodinâmica permitem estabelecer:

1º) Como variam para uma mesma turbina as grandezas V , n e P com a queda H .

2º) Como varia para uma mesma turbina o rendimento em função do número de rotações, da vazão e da potência.

3º) Como se comportam turbinas geometricamente semelhantes sob a mesma queda.

4º) Como se comportam turbinas geometricamente semelhantes sob quedas diferentes (caso dos modelos reduzidos).

3.2 Escolha do tipo de turbina

Uma turbina é escolhida para atender a determinados valores da queda e da vazão, os quais dependem das condições próprias à usina onde a mesma será instalada. Essa escolha depende ainda de outra grandeza, que é o número de rotações por minuto do gerador elétrico que a turbina irá acionar.

A escolha, de forma um tanto arbitrária e por tentativas que presidiu as primeiras décadas de invenções e projetos de turbinas, cedeu lugar a um método mais racional, que recorre à valiosa experiência baseada em dados obtidos de turbinas instaladas, cujo comportamento ofereceu subsídios para conclusões e previsões, além de elementos para elaboração de novos projetos.

3.3 Turbina unidade, grandezas unitárias e grandezas específicas

Denomina-se turbina unidade de uma dada turbina a uma turbina geometricamente semelhante a essa turbina, e que, sob a queda disponível de 1 m, fornece a potência útil de 1 CV (735,5 W, segundo o Sistema Internacional), funcionando em condições análogas.

A turbina unidade é a mesma, portanto, para todas as turbinas geometricamente semelhantes e que constituem uma série de turbinas. A série de turbinas é, assim, caracterizada pela forma comum de suas unidades e pelas grandezas que caracterizam o funcionamento de sua turbina unidade, grandezas essas que recebem o qualificativo de específicas. São representadas pelo índice “s”, sendo cada turbina da série individualizada pelo valor de uma qualquer das dimensões homólogas.

Convém notar que uma mesma turbina possui uma turbina unidade para cada condição de funcionamento, uma vez que seu grau de admissão pode ser alterado. De fato, uma turbina unidade perde sua característica quando se altera seu grau de

admissão, porque, nesse caso, deixa de fornecer 1 CV. Logo, há necessidade de uma convenção: todas as vezes que for mencionada turbina unidade de uma série, está sendo referido a turbinas semelhantes e em condições normais de funcionamento, isto é, trabalhando com o máximo rendimento.

As grandezas específicas mais importantes são:

- A velocidade específica n_s , ou mais corretamente, o número específico de rotações por minuto da turbina unidade da turbina dada e de todas as que lhe forem geometricamente semelhantes.

- Uma dimensão homóloga qualquer D_s , escolhida para individualizar a turbina unidade; em geral se escolhe o diâmetro médio do bordo de entrada do receptor, que é então designado por diâmetro específico.

Sejam n , P , H e D as grandezas conhecidas; para uma turbina que passasse a funcionar sob a queda de 1 m, as seguintes equações representam a turbina unidade:

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad (7)$$

$$V_1 = \frac{V}{\sqrt{H}} \quad (8)$$

$$P_1 = \frac{P}{H \times \sqrt{H}} \quad (9)$$

$$M_1 = \frac{M}{H} \quad (10)$$

Para uma turbina geometricamente semelhante sob a queda de 1 m e a potência de 1 CV operando em condições análogas. Obtém-se, através das equações 7 e 9, a Equação 11:

$$n_s = n_1 \times \sqrt{P_1} = \frac{n}{\sqrt{H}} \times \sqrt{\frac{P}{H \times \sqrt{H}}} \quad (11)$$

Ou:

$$n_s = \frac{n \times \sqrt{P}}{H^{1,25}} \quad (12)$$

A Equação 12 refere-se à fórmula da velocidade específica (n_s).

Analogamente,

$$D_s = D \times \frac{\sqrt[4]{H^3}}{\sqrt{P}} \quad (13)$$

A velocidade específica (n_s) é um índice adimensional de projeto, que identifica a semelhança geométrica da turbina. É usada para classificar as turbinas de acordo com seus tipos e proporções. As turbinas de mesmo n_s , mas de tamanhos diferentes, são consideradas geometricamente semelhantes, mesmo sendo uma turbina um tamanho múltiplo da outra.

Estas equações são de importância capital no estudo e projeto das turbinas, pois também é usada no dimensionamento de uma nova turbina por ampliação de escala de uma turbina de modelo reduzido de mesma velocidade específica. O desempenho e construção da turbina modelo são usados para prever o desempenho e modelar a construção da turbina protótipo.

3.4 Emprego dos diversos tipos de turbinas

Teoricamente não é impossível construir turbinas de um tipo qualquer para todas as velocidades específicas, porém a prática do projeto e os resultados obtidos com as turbinas instaladas têm mostrado que cada um dos tipos examinados só pode ser empregado com bom rendimento para valores de n_s compreendidos entre determinados limites, o que significa dizer que, de um certo modo, essa grandeza específica o tipo de turbina a ser usada numa instalação característica pelos valores de V , H e n .

A prática mostra ainda que, para valores dados da queda e da potência, os custos da turbina e da instalação como um todo diminuem quando a velocidade específica aumenta. Este fato ocorre dentro de certos limites e isto porque:

a) Valores elevados da velocidade específica poderão reduzir as dimensões da turbina a tal ponto que a velocidade da água na entrada do tubo de sucção fique tão elevada que torne difícil a recuperação de sua energia cinética nesse órgão e, em alguns casos, poderia até ocorrer uma queda tão grande da pressão na entrada do tubo que conduziria à ocorrência do fenômeno de cavitação.

b) Valores elevados da velocidade específica para quedas elevadas aumentam o custo da construção da turbina e da instalação devido à alta rotação do eixo, geradora de esforços intensos que devem ser equilibrados, destacando-se entre esses os das forças de inércia centrífugas.

c) Valores reduzidos da velocidade específica para quedas pequenas encareceriam o custo do gerador em face de seu baixo número de rotações.

Quando se escolhe uma turbina para uma dada instalação, as grandezas conhecidas são a vazão V , a queda H e o número de rotações por minuto n . Com esses elementos e a estimativa preliminar do valor do rendimento η , calcula-se o valor da potência P pela Equação 14 que fornece o valor da velocidade específica.

$$n_s = \frac{n \times \sqrt{P}}{H^{1,25}} \quad (14)$$

Existe a possibilidade de utilizar a função característica n_q , que dispensa a hipótese prévia quanto ao valor do rendimento da turbina η , por esse motivo é mais utilizado esta função característica pelos engenheiros hidráulicos, sendo expressado pela Equação 15.

$$n_q = \frac{n \times \sqrt{V}}{H^{0,75}} \quad (15)$$

O valor numérico obtido pelas equações anteriormente citadas indicará o tipo mais conveniente de turbina a ser utilizado, conforme a Tabela 7, a qual se baseou em turbinas que, instaladas, apresentaram não só bons rendimentos, mas também, por suas reduzidas dimensões, economia em comparação com as de outros tipos.

Convém notar que já tem sido instaladas turbinas Francis com quedas de até mais de 700 m, e turbinas Kaplan, com quedas de cerca de 80 m.

Como se observa na Tabela 7, há faixa de valores de n_s para as quais se pode questionar o emprego de turbinas Pelton de seis jatos e mesmo quatro jatos e turbinas Francis lentas. O mesmo ocorre numa certa faixa de emprego das turbinas Francis extra-rápidas e as Propeller ou Kaplan.

O conhecimento das condições peculiares às instalações dessas turbinas permitirá dirimir as dúvidas quanto à escolha. De uma forma geral, pode-se dizer que as turbinas Pelton têm $n_s < 90$; as Francis têm o n_s compreendido entre 60 e 450 e as Kaplan acima de 400.

Tabela 7 – Campo de aplicação dos diversos tipos de turbinas (MACINTYRE, 1983).

Tipos de turbinas		n_s	$n_q = n_s/3,36$	H (m)
Pelton	1 jato	18	5,3	800
	1 jato	18-25	5,3-7,4	800-400
	1 jato	26-35	7,7-10,4	400-100
	2 jatos	26-35	7,7-10,4	800-400
	2 jatos	36-50	10,7-14,9	400-100
	4 jatos	40-50	11,9-14,9	400-100
	4 jatos	51-71	15,1-21,0	500-200
	6 jatos	72-90	21,4-26,8	400-100
Francis	Muito lenta	55-70	16,4-20,8	600-200
	Lenta	71-120	21,1-35,7	200-100
	Normal	121-200	36,0-59,5	100-70
	Rápida (ou Deriaz)	201-300	59,8-89,2	70-25
	Extra-rápida	301-450	89,6-133,9	25-15
Propeller, Kaplan, Bulbo	8 pás	250-320	74,4-95,2	70-50
	7 pás	321-430	95,5-128,0	50-40
	6 pás	431-530	128,3-157,7	40-30
	5 pás	534-620	158,0-184,5	30-20
	4 pás	624 em diante	185 em diante	30

Na figura 20 apresenta-se um gráfico das faixas de aplicação de turbinas do tipo Pelton, Kaplan, Bulbo e Francis para uma melhor visualização da Tabela 7 em função da velocidade específica n_q e da queda H .

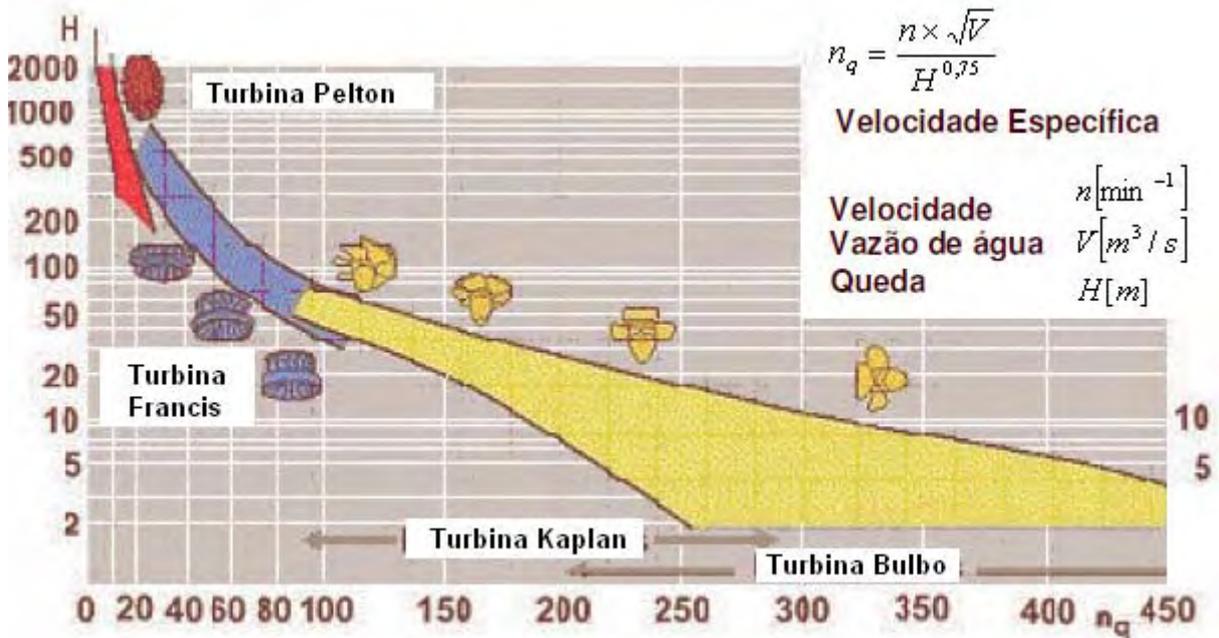


Figura 20 – Gráfico das faixas de aplicação de turbinas Pelton, Kaplan, Bulbo e Francis (Adaptado da Voith, 2008).

3.5 Número real de rotação das turbinas

As turbinas acionam diretamente os geradores de energia elétrica, de modo que, naturalmente, ambos têm o mesmo número de rotações. Nos alternadores, porém, pela forma como são construídos, existe uma dependência entre as seguintes grandezas.

p = número de pares de pólos

n = número de rotações por minuto

f = freqüência da corrente, em hertz.

Do ponto de vista técnico, a relação entre a rotação e a freqüência é expressa pela Equação 16.

$$n = \frac{60 \times f}{p} \quad (16)$$

Para $f = 60$ Hz, obtém-se uma expressão simplificada, dada pela Equação 17.

$$n = \frac{3600}{p} \quad (17)$$

A Tabela 8 apresenta alguns valores de p na frequência de 60 Hz.

Tabela 8 – Rotações por minuto síncronas em função do número de pólos (MACINTYRE, 1983).

P	4	6	8	12	16	18	20	24	30	36	40	45	60
n [rpm]	900	600	450	300	225	200	180	150	120	100	90	80	60

As turbinas de grande velocidade real conduzem a alternadores com menor número de pólos e, portanto, mais econômicos sob esse aspecto.

As velocidades reais das turbinas, numa primeira orientação, podem ser escolhidas obedecendo aos limites expressos na Tabela 9.

Tabela 9 – Número real de rpm das turbinas (MACINTYRE, 1983).

Propeller, Kaplan, Bulbo	50 a 150 rpm
Francis	80 a 300 rpm
Pelton	200 a 750 rpm

As turbinas de grandes potências têm baixa rotação real de modo a reduzir a complexidade dos problemas de estabilidade mecânica, momentos nos mancais e a melhorar as condições para a regularização do movimento. Também, por razões construtivas, empregam-se, como visto na Tabela 9, baixa velocidade real para turbinas de elevado n_s e altas rotações reais para pequenos valores de n_s .

Para a determinação do número real de rotações por minuto da turbina, utiliza-se a Equação 18.

$$n = \frac{n_s \times H^{1,25}}{\sqrt{P}} \quad (18)$$

Arredonda-se o valor de n para o da rotação síncrona mais próxima e acima, conforme a Tabela 8, recalcula-se o n_s e se terá o valor definitivo para o mesmo.

4 METODOLOGIA

Em um trabalho de elementos finitos é recomendável sempre partir de modelos simplificados e se, houver necessidade, incrementar os detalhes que forem importantes. O objetivo é ter um modelo simples e com resultados confiáveis, pois o tempo que demanda para a modelagem e resolução do cálculo em elementos finitos é considerável no processo.

No caso, os dados de entrada necessários para a realização deste trabalho não são hipotéticos, pois são dados reais de uma obra que está em fase de projeto, a hidrelétrica Santo Antônio do Jari e tem previsão para estar concluída em 2014. Na Figura 21 pode ser observado a sua localização na divisa entre o estado do Pará e Amapá.

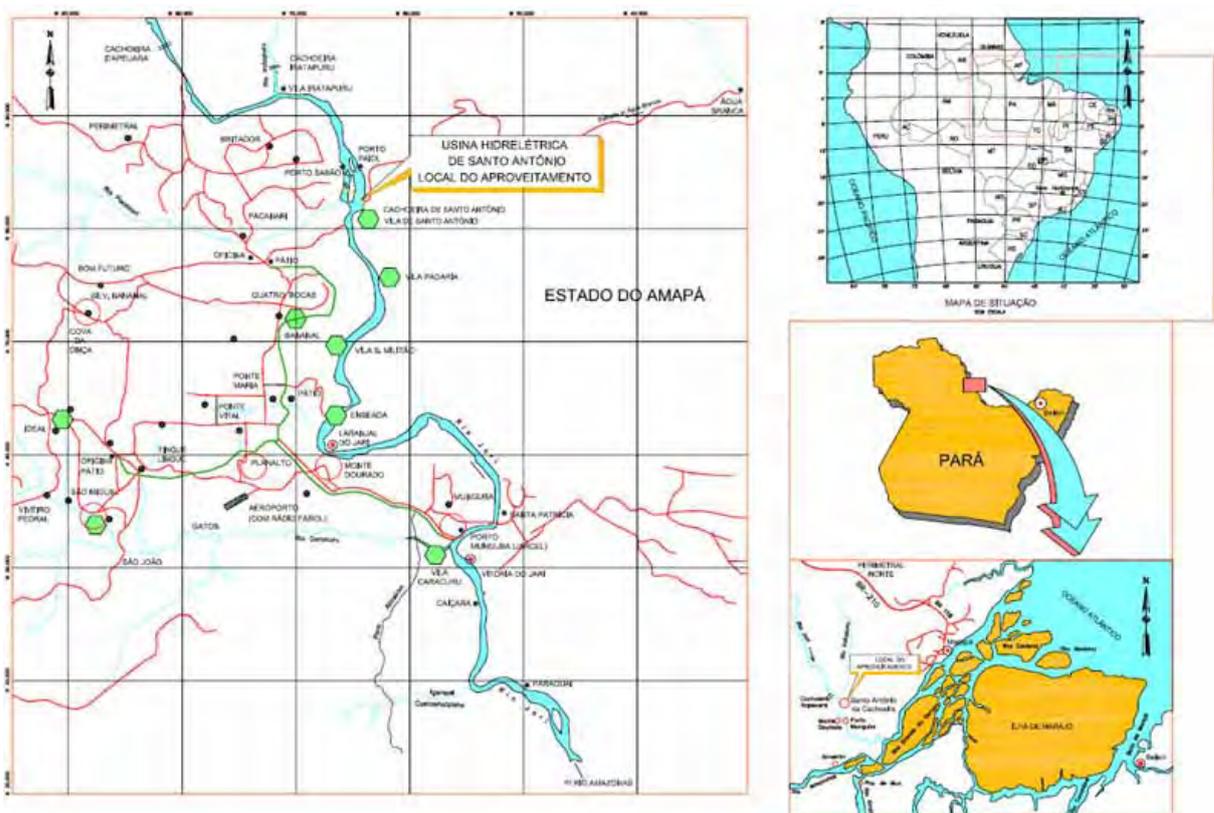


Figura 21 – Localização da usina hidrelétrica de Santo Antônio do Jari (Alstom, 2012).

Nas Figuras 22 e 23, apresentam-se uma vista geográfica do local onde a obra será instalada, com detalhe para o local da casa de força que será instalada as turbinas do tipo Kaplan.

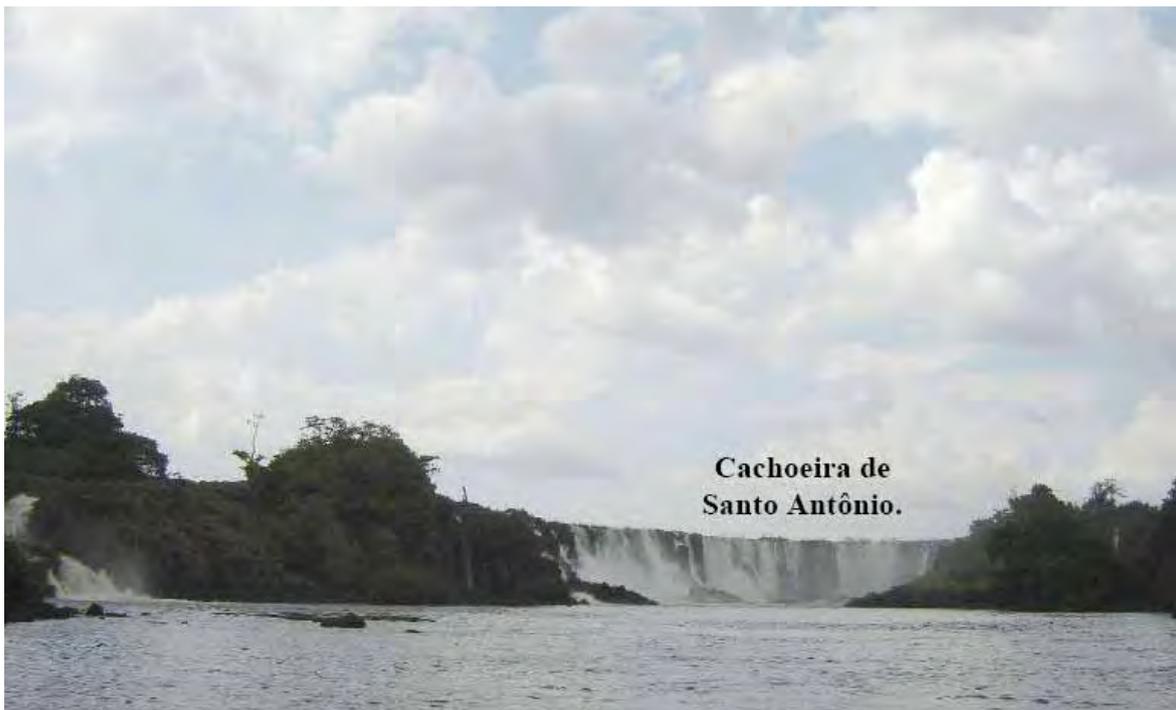


Figura 22 – Vista geográfica da cachoeira de Santo Antônio (Alstom, 2012).



Figura 23 – Vista geográfica de Santo Antônio do Jari (Alstom, 2012).

A seguir, apresentam-se todas as informações necessárias do projeto para o cálculo em elementos finitos, obtidos a partir do ensaio hidráulico do modelo reduzido e dados técnicos gerais da usina hidrelétrica de Santo Antônio do Jari.

4.1 Dados de entrada

Tipo de turbina:	Kaplan
Orientação do eixo:	Vertical
Sentido de rotação (visto do gerador):	Horário
Velocidade de rotação em sincronismo:	90 rpm
Velocidade de rotação em rejeição de carga:	144 rpm
Velocidade de rotação em disparo:	219,4 rpm
Abertura mínima das pás:	8,0 °
Abertura máxima das pás:	37,2 °
Curso de abertura das pás:	29,2 °
Queda líquida máxima:	29,35 m
Queda líquida nominal:	24,4 m
Potência nominal em queda máxima:	132,35 MW
Diâmetro do rotor:	7800,0 mm
Diâmetro do cubo:	3328,0 mm
Número de pás:	5
Velocidade específica:	682
Peso do cubo do rotor (ASTM A216 Gr.WCC):	40,5 ton
Peso do cubo do rotor (A 201.0 T6):	14,3 ton

4.2 Materiais aplicados no projeto

A Figura 24 ilustra os componentes que são avaliados nos modelos utilizados para cálculo em elementos finitos.

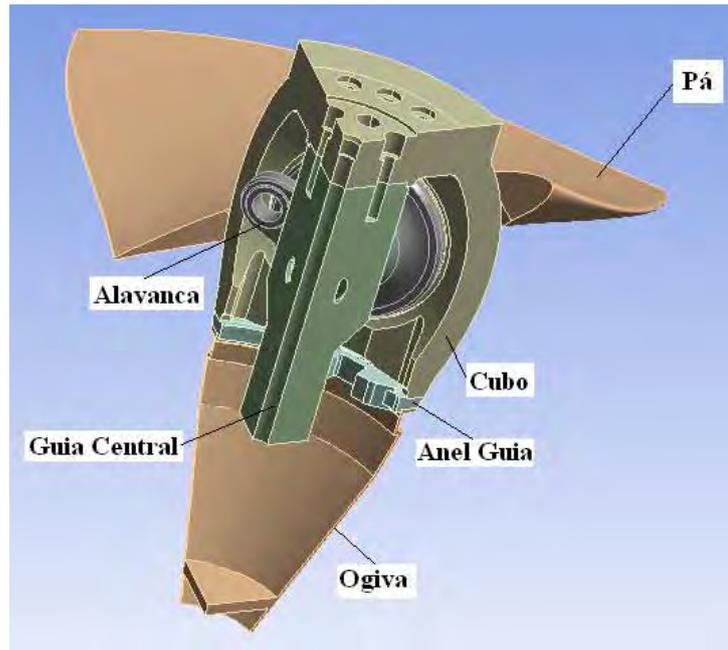


Figura 24 – Vista dos componentes aplicados no projeto.

A Tabela 10 apresenta informações sobre os materiais empregados e as propriedades mecânicas para cada componente existente no conjunto.

Tabela 10 – Especificação dos materiais.

Componente	Material	Limite de escoamento	Limite de ruptura
		S_Y [MPa]	S_U [MPa]
Pá	A 743 CA6NM	550	755
Cubo¹	ASTM A216 Gr.WCC	275	485
Guia central			
Anel guia	A 201.0 T6	379	448
Cubo²			
Alavanca	ASTM A148 Gr 80-50	345	550
Ogiva	S275 J0 N	265	410
Pinos pá/munhão	SAE 4340	880	1080
Bielas			
Tirantes pá/munhão			

Fonte: Alstom.

A Tabela 11 apresenta as demais propriedades mecânicas em função do tipo de material em análise.

¹ Material do cubo utilizado para o modelo 1 de cálculo.

² Material do cubo utilizado para o modelo 2 de cálculo.

Tabela 11 – Propriedades gerais empregadas nas análises em elementos finitos.

Material	Módulo de elasticidade [MPa]	Densidade [kg/mm³]	Coefficiente de Poisson
Aço carbono	210000	$7,85 \cdot 10^{-6}$	0,3
Alumínio-cobre	71000	$2,77 \cdot 10^{-6}$	0,33
Bronze	98000	$8,2 \cdot 10^{-6}$	0,35

4.3 Tensões admissíveis para os materiais

Conforme visto no item 2.4, as tensões admissíveis para todos os componentes do rotor devem ser atendidas segundo o código ASME (2010).

A partir dos critérios da Tabela 6, para cada componente tem-se os valores de tensões admissíveis na Tabela 12, de acordo com o tipo de tensão a ser analisada no modelo em elementos finitos.

Tabela 12 – Tensões admissíveis.

Componente	Operação Normal e Excepcional		
	P_m [MPa]	P₁ + P_b [MPa]	P₁ + P_b + Q [MPa]
Cubo (A216 Gr.WCC)	183,3	275,0	550,0
Cubo (A 201.0 T6)	186,7	280,0	560,0
Guia central	183,3	275,0	550,0
Alavanca	229,2	343,8	690,0
Pá	314,6	471,9	943,8
Ogiva	170,8	256,3	530,0
Anel guia	183,3	275,0	550,0

4.4 Determinação das cargas atuantes no modelo

Para determinar quais os carregamentos que são aplicados ao modelo, necessita-se ter os resultados obtidos a partir do ensaio hidráulico do modelo reduzido. Uma vez conhecidos tais valores unitários (para máquinas de 1 m de queda e 1 CV de potência útil), basta transpor estes valores para as dimensões reais do protótipo e aplicar ao modelo em estudo.

Na Figura 25, apresenta-se a plataforma de ensaio hidráulico do modelo reduzido com todo o circuito hidráulico para obter os esforços hidráulicos necessários para os casos de operação da turbina de Santo Antônio do Jari.



Figura 25 – Modelo reduzido para ensaios hidráulicos (Alstom, 2012).

Praticamente nenhuma grande obra hidráulica, como uma usina hidrelétrica, são projetadas sem estudos detalhados em vários tipos de modelos matemáticos e reduzidos.

A construção de modelos físicos, em escalas reduzidas, só foi possível após a descoberta da Teoria da Semelhança Mecânica por Isaac Newton, isto resulta também numa economia de tempo, pois prevê eventuais problemas ou soluciona os mesmos, evitando assim maiores problemas durante a execução.

Os casos de carga para os quais são analisados os modelos são:

Caso Normal:

- Caso 1 - Sincronismo - 8°
- Caso 2 - Sincronismo - 31,6°

Caso Excepcional:

- Caso 3 - Disparo - 8°
- Caso 4 - Disparo - 37°

A condição de sincronismo trata-se do modo normal de funcionamento da máquina, ou seja, a rotação do eixo e a potência gerada são os seus respectivos valores nominais já citados.

A condição de disparo é um caso excepcional, por se tratar de uma consequência de uma rejeição de carga, seja por falhas externas como queda de linha de transmissão, falha de operação em subestação, falha de geração em usinas maestro, ou devido à falhas internas, como atuação do sistema de segurança devido à alguma falha de equipamento. É uma condição em que pelo fato da máquina não estar conectada ao gerador, a velocidade de rotação do eixo aumenta até atingir o seu limite.

Os ângulos 8°, 31,6° e 37° são os respectivos ângulos de abertura da pá do rotor, condições estas mais críticas em termos de carregamento para o dimensionamento da pá do rotor.

A Tabela 13 representa as forças aplicadas no modelo em elementos finitos para o cálculo.

Tabela 13 – Forças aplicadas no protótipo.

Caso de carga	Momento Hidráulico (N.mm)	Força Tangencial (N)	Empuxo Hidráulico (N)	Força anel guia (N)	Força servomotor (N)
1	$-2,7578 \cdot 10^8$	$2,4554 \cdot 10^5$	$1,8036 \cdot 10^6$	$-3,9920 \cdot 10^5$	$-1,2706 \cdot 10^6$
2	$-2,3399 \cdot 10^8$	$2,4554 \cdot 10^5$	$1,8036 \cdot 10^6$	$5,3012 \cdot 10^5$	$1,6017 \cdot 10^6$
3	$-1,6211 \cdot 10^9$	0	$1,7775 \cdot 10^6$	$-7,1573 \cdot 10^5$	$-2,2782 \cdot 10^6$
4	$-2,7990 \cdot 10^8$	0	$1,7775 \cdot 10^6$	$7,3188 \cdot 10^5$	$2,3941 \cdot 10^6$

4.4.1 Momento Hidráulico

O momento hidráulico é obtido através do ensaio hidráulico, sendo aplicado na pá na direção do eixo do munhão. É importante verificar o sinal do momento aplicado, pois representa a tendência hidráulica da pá para cada ângulo de abertura.

4.4.2 Força Tangencial

A força tangencial é obtida a partir da potência gerada na máquina devido ao campo de pressão que é representado por uma força remota aplicada no centro da superfície da pá do rotor. É importante verificar o sinal desta força aplicada, pois representa o sentido de giro da máquina (horário ou anti-horário).

4.4.3 Empuxo Hidráulico

O empuxo hidráulico é obtido através do ensaio hidráulico e aplicado na direção axial, ou seja, na direção do eixo da turbina e na posição do centro da superfície da pá. Este esforço pode ser obtido pela pressão atuante nas pás que numa dada área exerce uma força na direção axial no sentido do fluxo da água.

4.4.4 Força no anel guia

Esta força representa a reação do anel guia para evitar o deslocamento tangencial do cubo. Uma vez que devido a inclinação da alavanca, existe uma componente vertical (F_v) da força total que é aplicada na alavanca transmitida pela biela que contribui para a abertura ou fechamento das pás e uma componente horizontal (F_h) que tende a girar o cubo, por isso, há necessidade do anel guia que evita este deslocamento tangencial do cubo do rotor.

A representação das forças vertical (F_v) e horizontal (F_h) podem ser observadas na Figura 26.

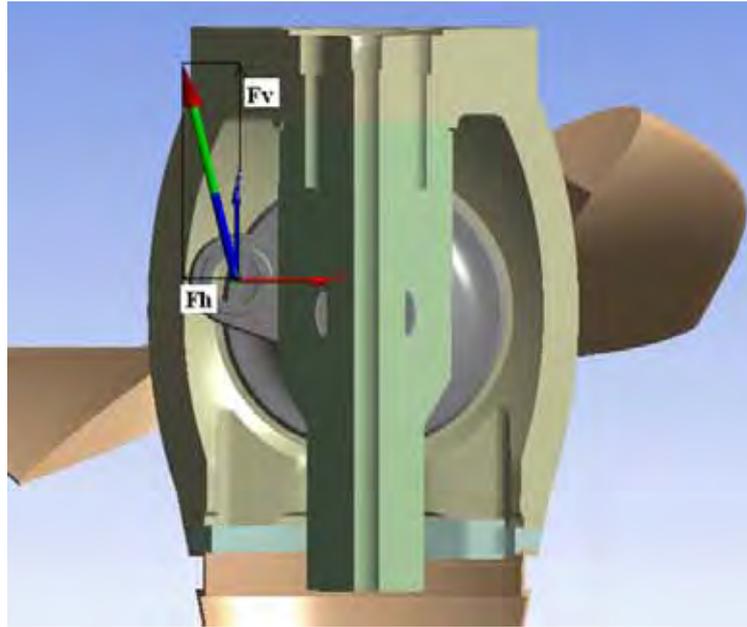


Figura 26 – Representação da força aplicada na alavanca transmitida pela biela.

4.4.5 Força no servomotor

Esta força é obtida a partir da decomposição da reação da alavanca na direção do eixo da máquina, ou seja, é a força vertical (F_v) que será aplicada na guia central representando a força que o servomotor exerce para movimentar as pás do rotor da turbina.

4.5 Modelo em Elementos Finitos

Nos próximos itens serão apresentados os passos necessários para obter a análise estática e solução com auxílio do software ANSYS V14.0 para um problema envolvendo o rotor da turbina submetida aos carregamentos hidráulicos.

Vale ressaltar que o modelo idealizado no software foi feito o mais próximo do produto real, sendo apenas desconsiderados pequenos detalhes que não interferem na análise dos resultados, como por exemplo, a modelagem do canal de o-ring do sistema de vedação do rotor; além disso, modelar com grande riqueza de detalhes iria implicar num modelo com uma grande quantidade de nós, conseqüentemente, o tempo de resolução do problema tornar-se-ia muito elevado, sendo inviável uma vez que em termos práticos, não interfere diretamente nos resultados.

4.5.1 Geometria

A Figura 27 ilustra o modelo completo do rotor que foi modelado no software Pro-Engineer, permitindo não só um estudo mais adequado da montagem e do funcionamento das peças do rotor, identificando possíveis interferências, mas também uma maior visualização dos detalhes de cada componente no conjunto.

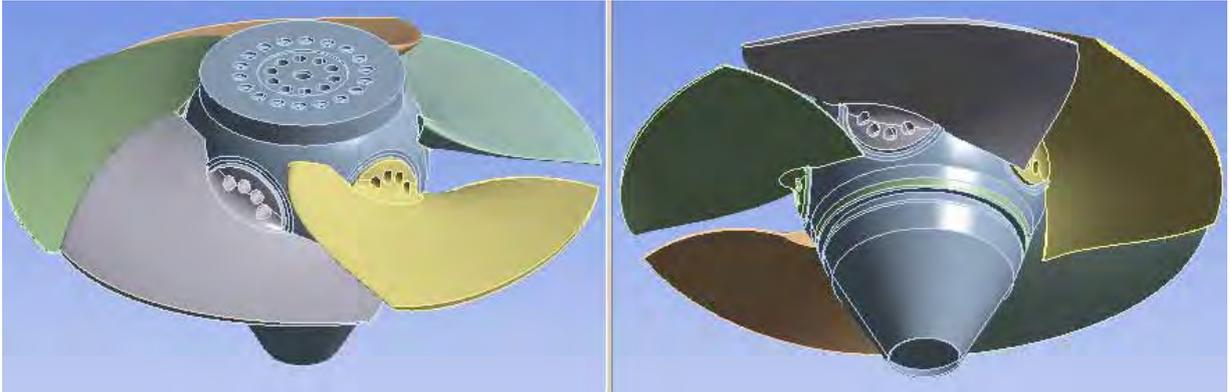


Figura 27 – Vista do modelo completo do rotor de uma turbina Kaplan.

Para efeito de cálculo, devido à simetria do modelo, foi utilizado apenas 1/5 do modelo completo para obter redução da quantidade de elementos e assim reduzir o tempo de processamento de cálculo. A Figura 28 ilustra o modelo físico do rotor que foi modelado no software Pro-Engineer e exportada para o programa ANSYS V14.0.

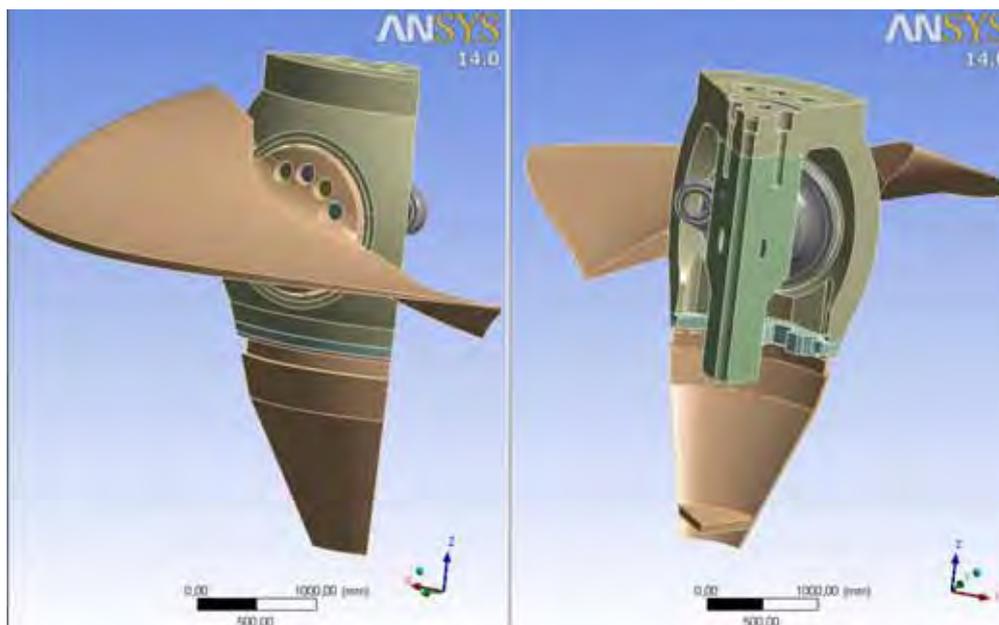


Figura 28 – Modelo do rotor em estudo.

4.5.2 Condições de Contorno

A definição das condições de contorno é fundamental para que os resultados possam ter confiabilidade, visto as restrições quanto aos movimentos que o cubo do rotor pode apresentar que serão decisivos para os resultados obtidos no cálculo.

Na Figura 29, pode ser observada a fixação da área da região de contato entre o cubo do rotor e o eixo da máquina que restringe o movimento do cubo em todas as direções. Essa condição de contorno garante o acoplamento entre o eixo da máquina e o rotor da turbina, sendo obtidas as reações devido às cargas aplicadas no modelo.

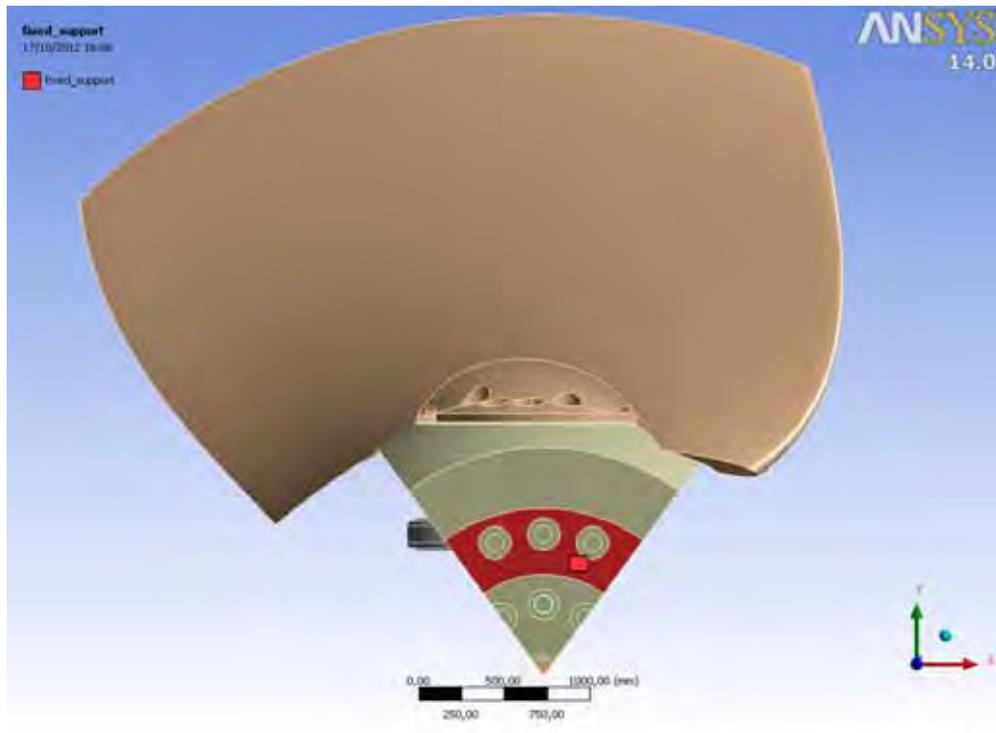


Figura 29 – Fixação da região de acoplamento entre eixo e cubo.

Na Figura 30 é aplicada a condição de simetria cíclica, ou seja, como está representado apenas 1/5 do modelo, deve ser estabelecida esta condição de contorno para garantir que os deslocamentos ao longo das seções radiais estão acoplados.

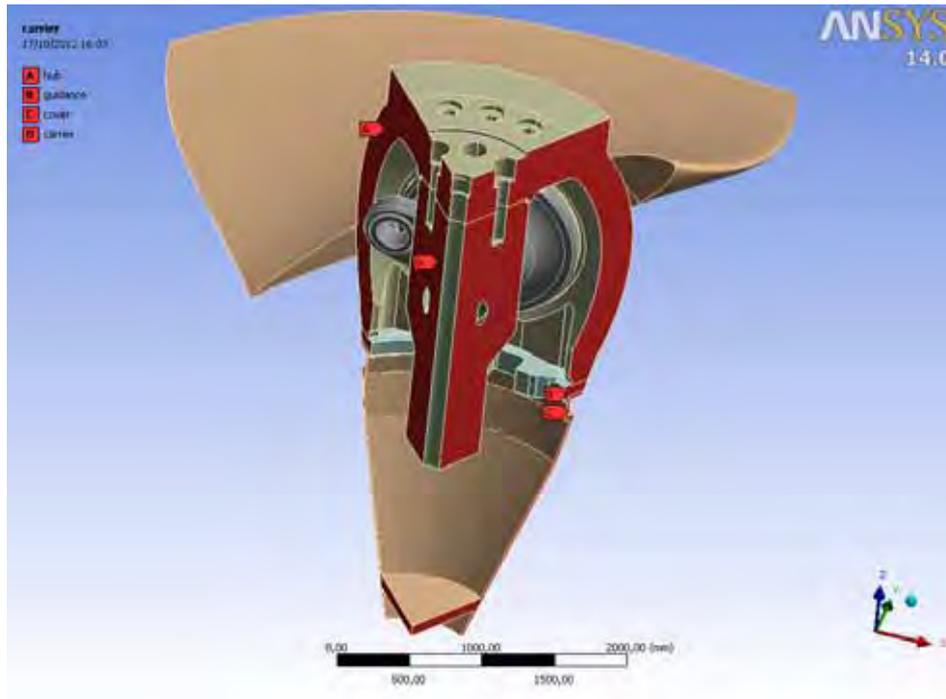


Figura 30 – Simetria Cíclica.

Na Figura 31 estão representadas no modelo as folgas máximas (condição mais desfavorável) utilizadas nos mancais de bronze que servem como apoio para a pá no cubo do rotor.

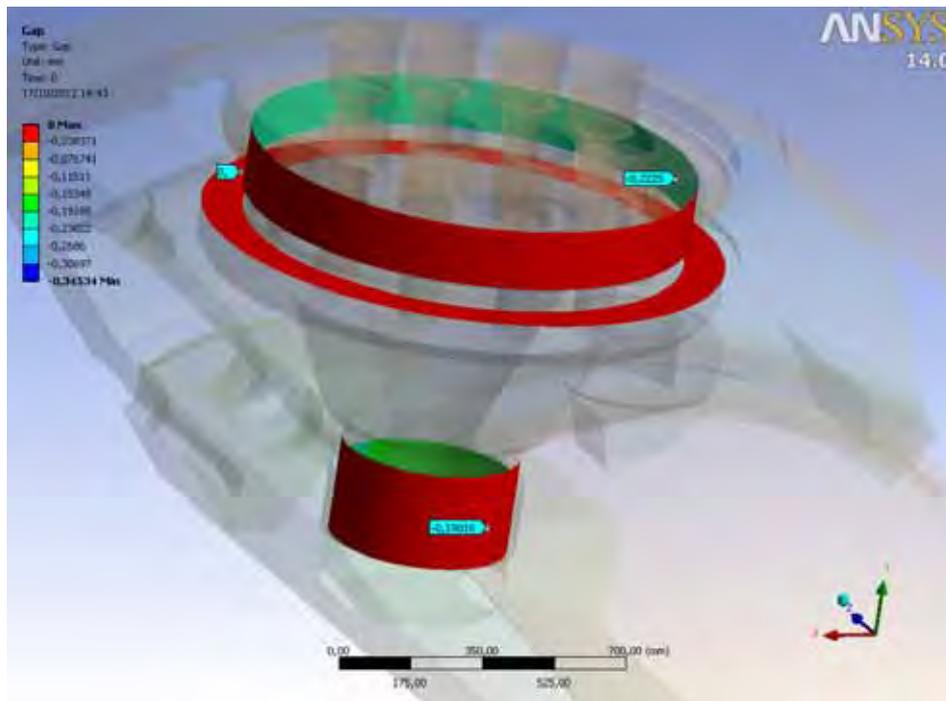


Figura 31 – Folgas radiais nos mancais.

4.5.3 Malha

Utilizou-se o elemento MESH200 para todos os componentes que constituem o modelo. O elemento pode ter qualquer orientação de espaço, sendo que admite plasticidade, fluência, resistência à tensão, grande deflexão, e grande capacidade de deformação.

Para as regiões de contato, utiliza-se o elemento CONTA174 e TARGE170 disponível para este tipo de aplicação.

O modelo apresenta 320323 nós e 184872 elementos, sendo que a consideração para cálculo em elementos finitos para 1/5 da geometria total do modelo devido à sua simetria, fez com que se reduzisse em aproximadamente 80% a quantidade de elementos e nós do modelo, diminuindo consideravelmente o tempo de resolução do cálculo.

As Figuras 32 e 33 mostram a aplicação da malha no modelo.

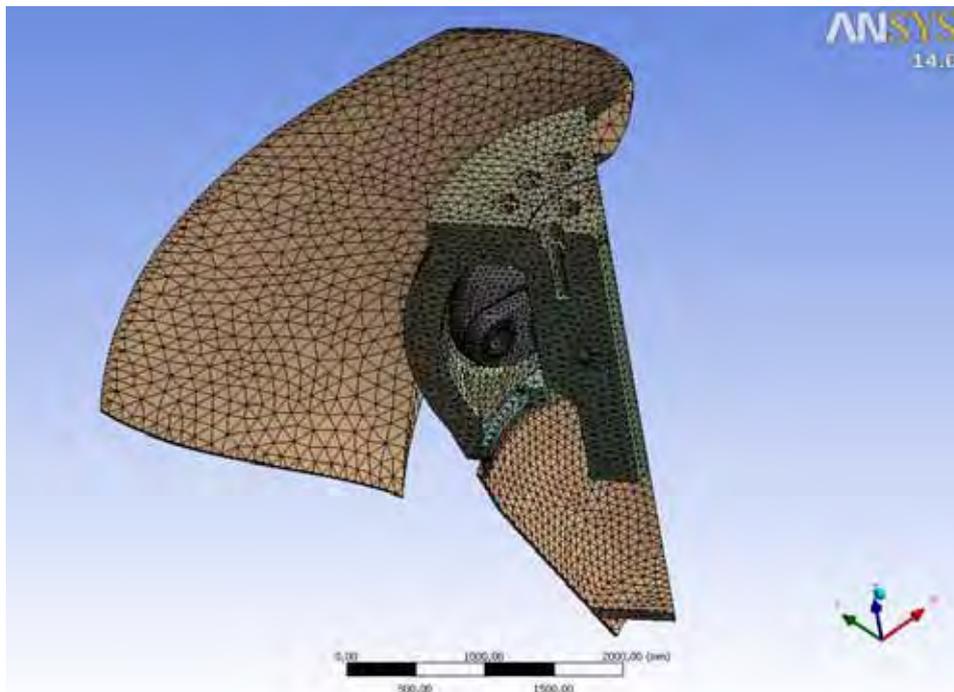


Figura 32 – Malha do modelo em estudo.

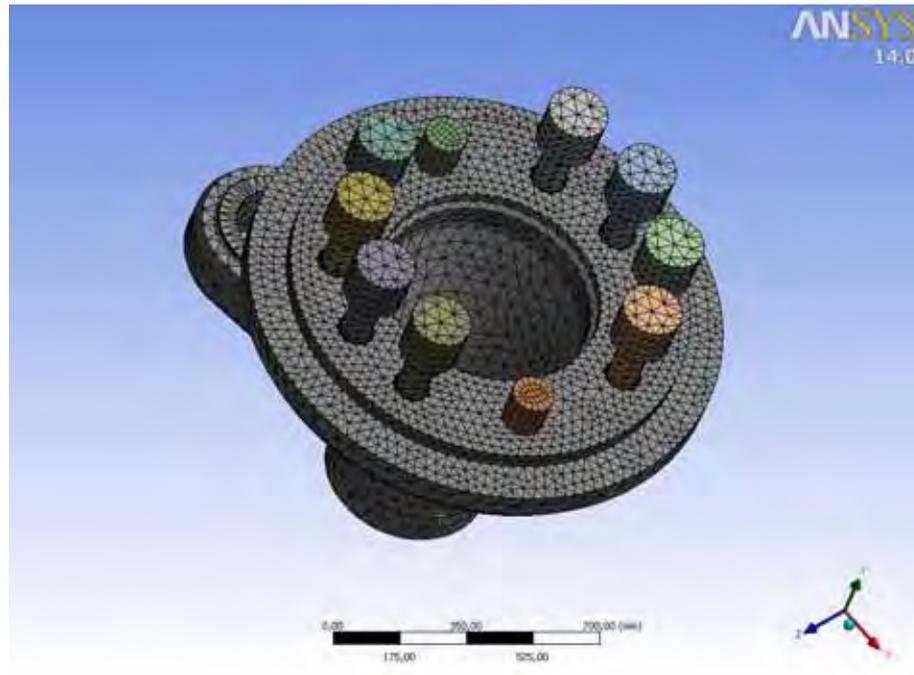


Figura 33 – Malha da alavanca, dos parafusos e pinos.

4.5.4 Carregamento

O carregamento aplicado no modelo é determinado a partir do que foi definido no item 4.4. Nas Figuras 34 e 35 é apresentado o carregamento do caso 1.

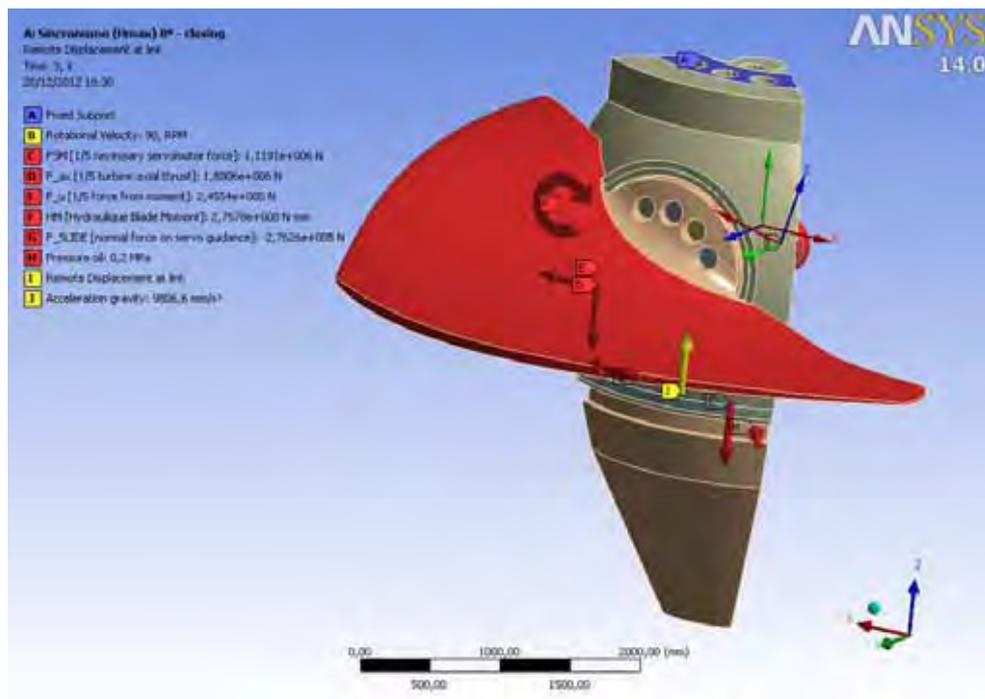


Figura 34 – Carregamento no modelo (vista da pá).

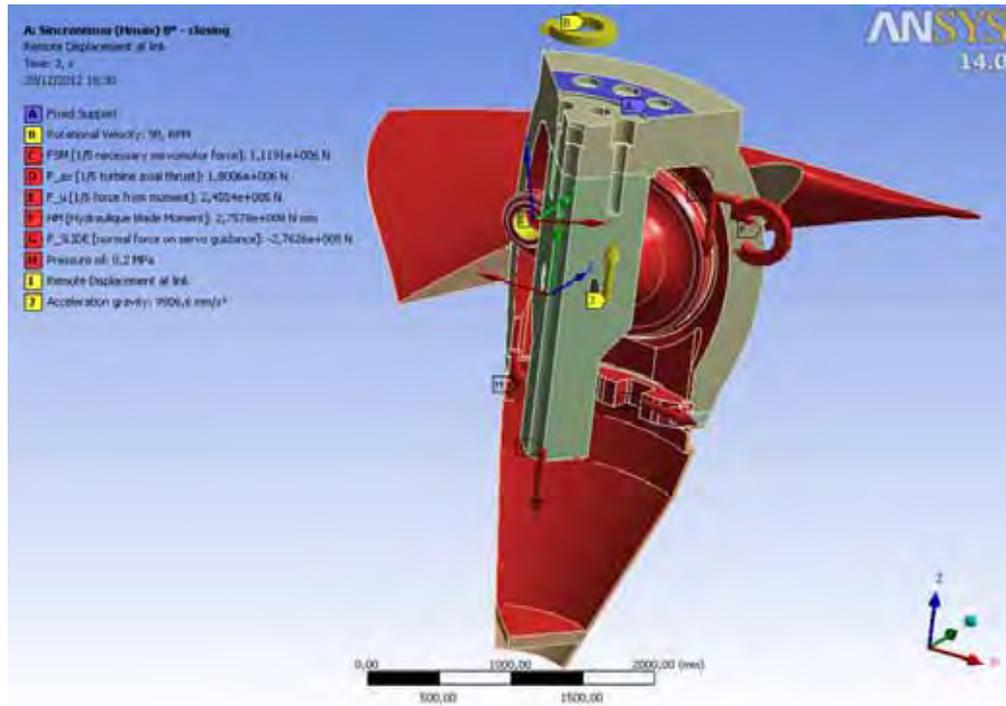


Figura 35 – Carregamento no modelo (vista da guia central).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Deslocamentos do cubo do rotor

Neste item são apresentados os resultados referentes à análise estática. No caso, são apresentados os resultados em figuras apenas do caso 1, porém, na Tabela 14 são apresentados os resultados para todos os casos de carga.

Os deslocamentos do cubo estão mostradas tendo como comparação o material utilizado para cálculo e projeto que é o aço carbono fundido no modelo 1 e a proposta de utilizar um novo material que seria a liga de alumínio-cobre A 201.0 no modelo 2.

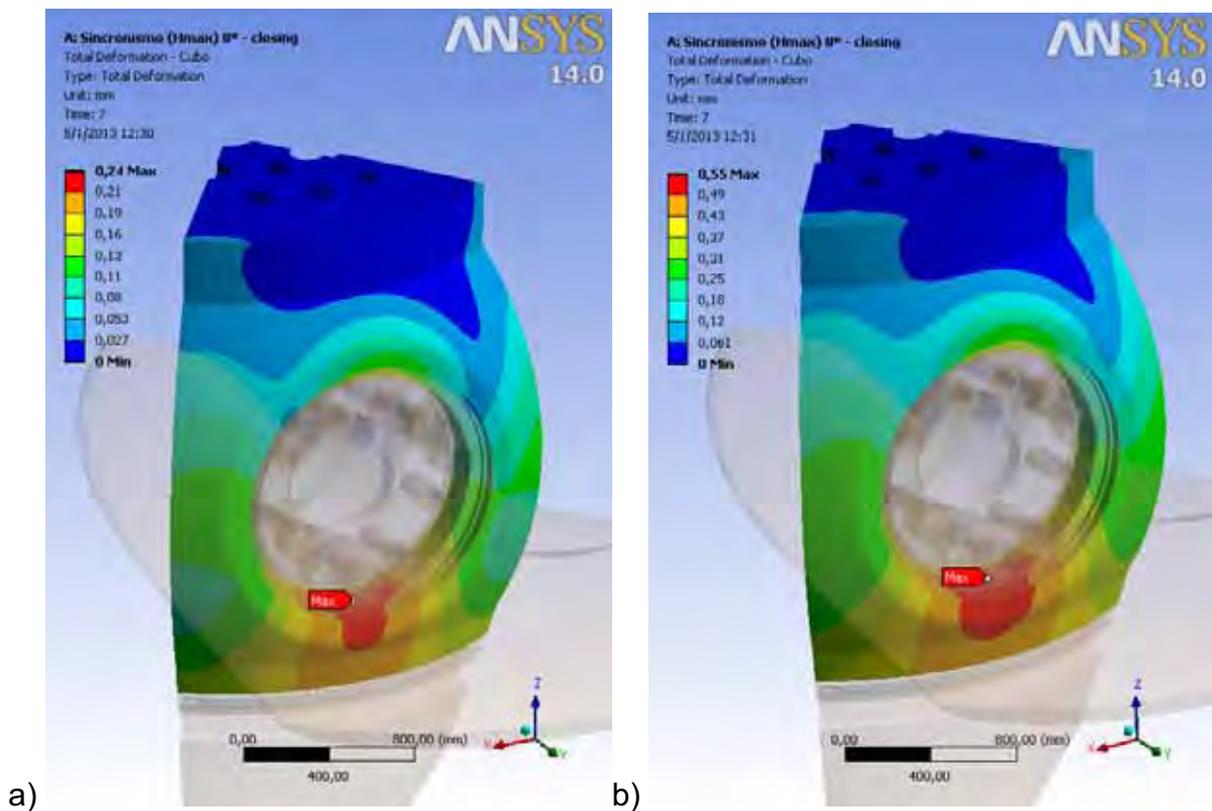
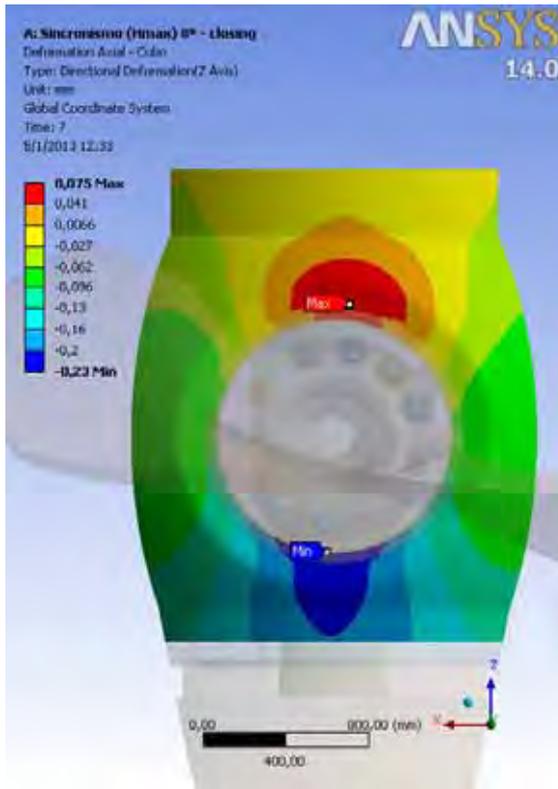
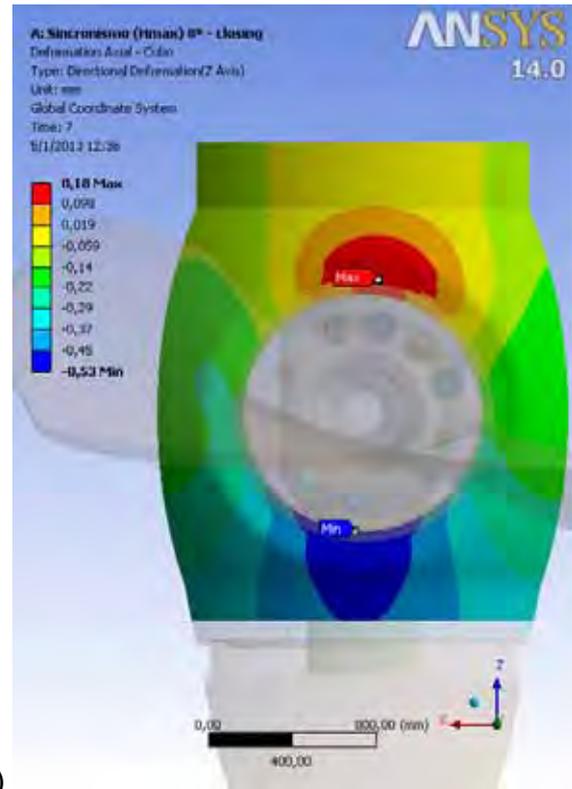


Figura 36 – Deslocamento total do cubo do rotor: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.

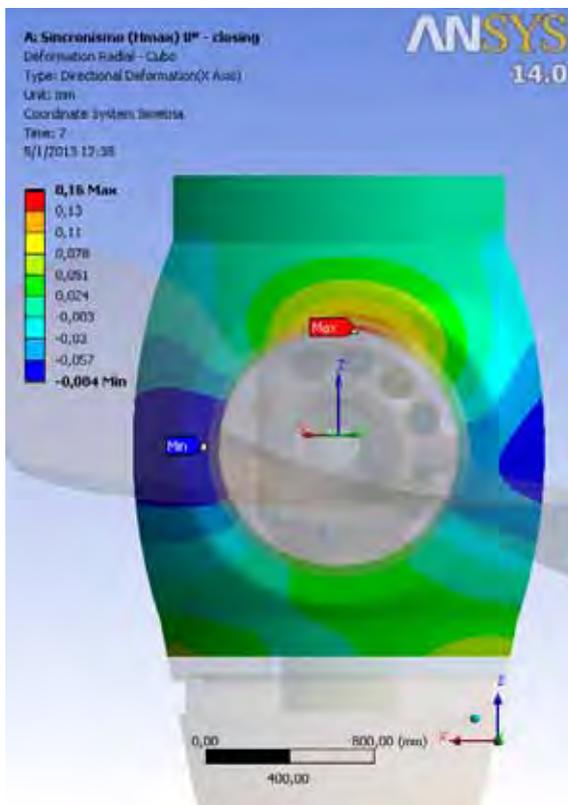


a)

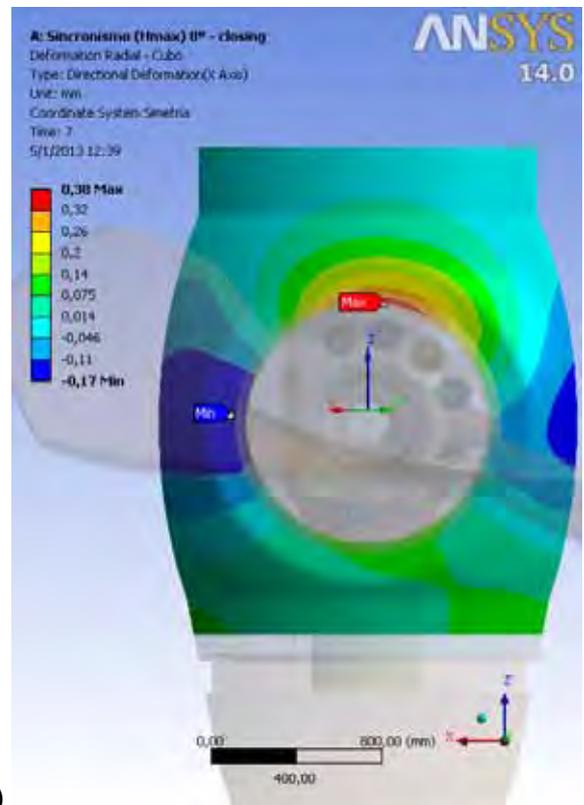


b)

Figura 37 – Deslocamento axial do cubo do rotor: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.



a)



b)

Figura 38 – Deslocamento radial do cubo do rotor: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.

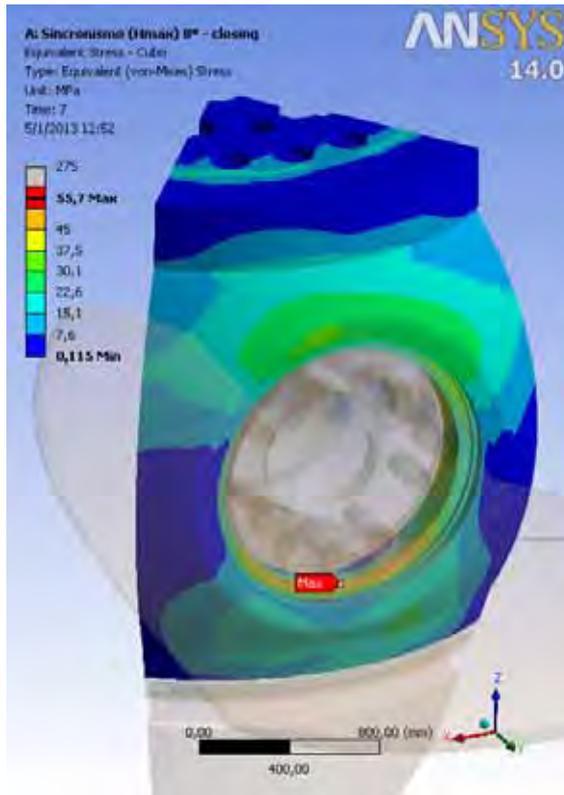
Na Tabela 14 são apresentados os resultados para todos os casos de carga do deslocamento do cubo nas suas principais direções total, radial e axial, tanto as máximas quanto as mínimas, sendo de fundamental importância para calcular as folgas de montagem no projeto entre o rotor e a cinta da turbina.

Tabela 14 – Resumo dos resultados obtidos de deslocamento do cubo do rotor.

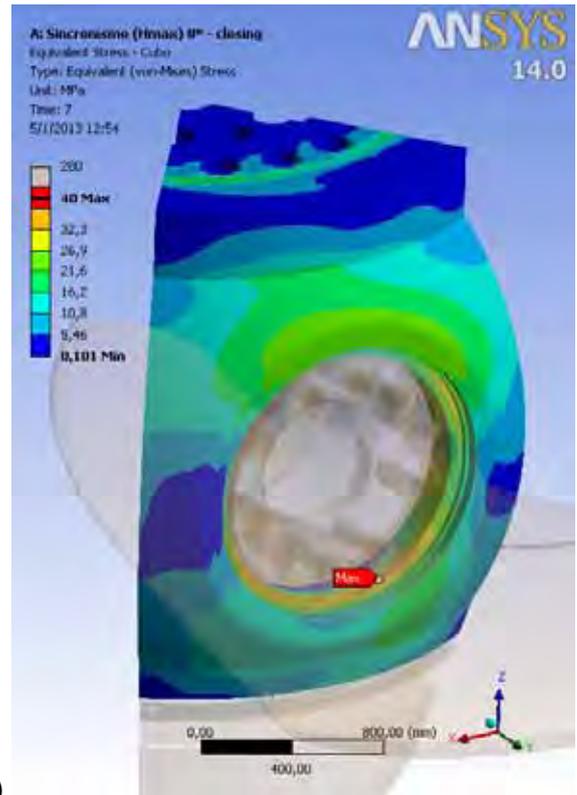
Caso de Carga	Material do cubo	Deslocamento do cubo [mm]				
		Total	Radial máxima	Radial mínima	Axial máxima	Axial mínima
1	ASTM A216 Gr.WCC	0,24	0,16	-0,08	0,08	-0,23
	Liga Al-Cu	0,55	0,38	-0,17	0,18	-0,53
2	ASTM A216 Gr.WCC	0,36	0,12	-0,12	0,03	-0,34
	Liga Al-Cu	0,82	0,31	-0,23	0,09	-0,78
3	ASTM A216 Gr.WCC	1,18	0,99	-0,05	0,83	-0,06
	Liga Al-Cu	2,56	2,15	-0,09	1,64	-0,11
4	ASTM A216 Gr.WCC	1,04	0,92	-0,09	0,52	-0,02
	Liga Al-Cu	2,20	2,00	-0,15	1,07	-0,07

5.2 Tensões atuantes

Neste item são apresentados os resultados referentes à análise estática. As tensões equivalentes de von Mises do cubo estão mostradas tendo como comparação o material utilizado para cálculo e projeto. No caso, são apresentados os resultados em Figura apenas do caso 1, porém, na Tabela 15 são apresentados os resultados para todos os casos de carga.

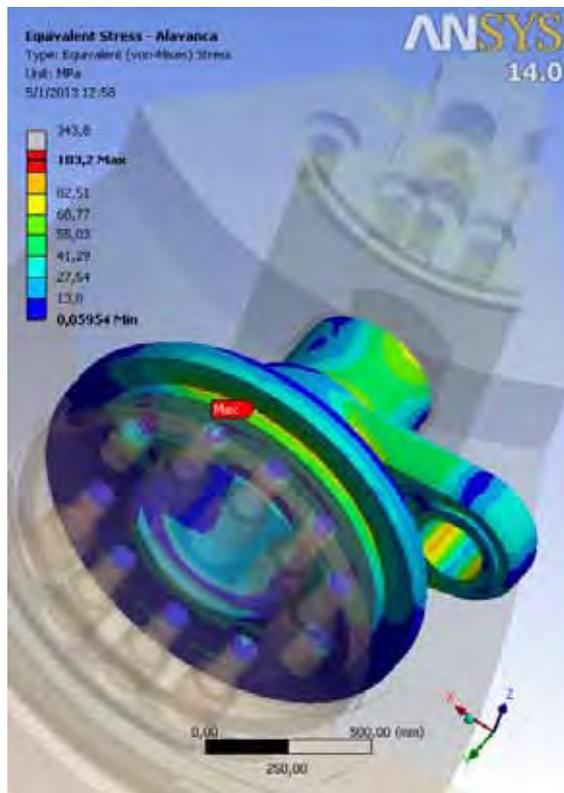


a)

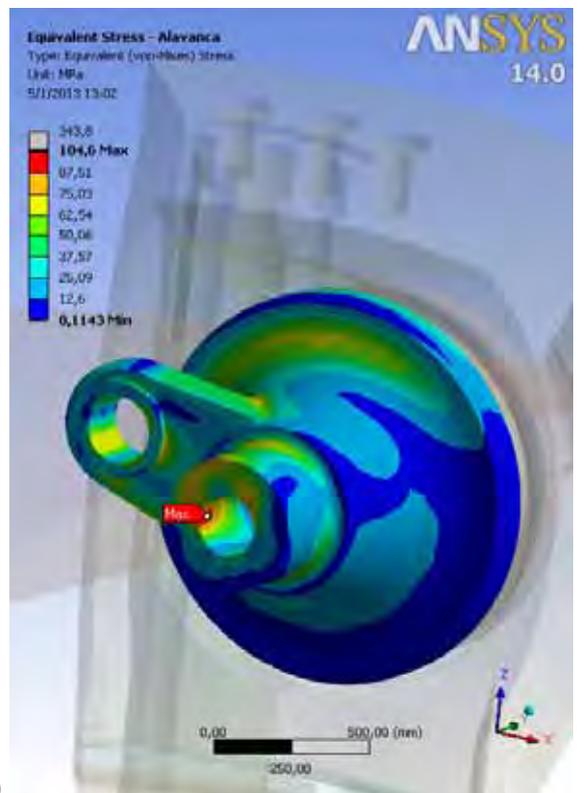


b)

Figura 39 – Tensão equivalente de von Mises do cubo do rotor: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.

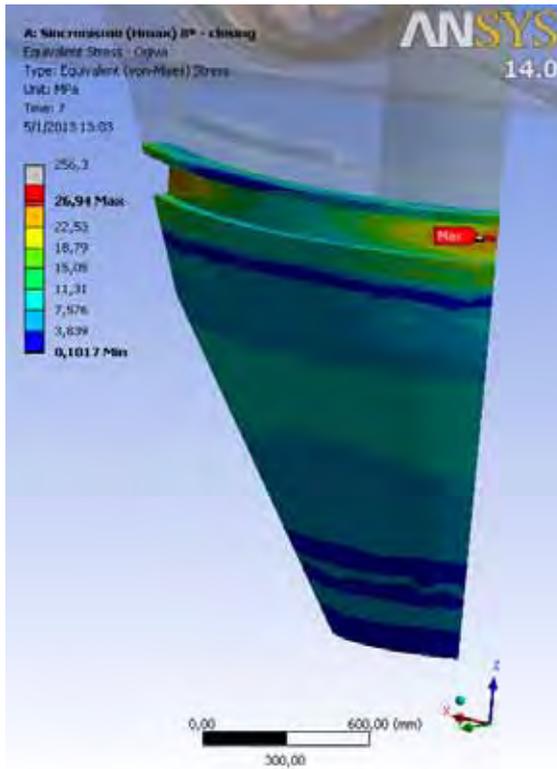


a)

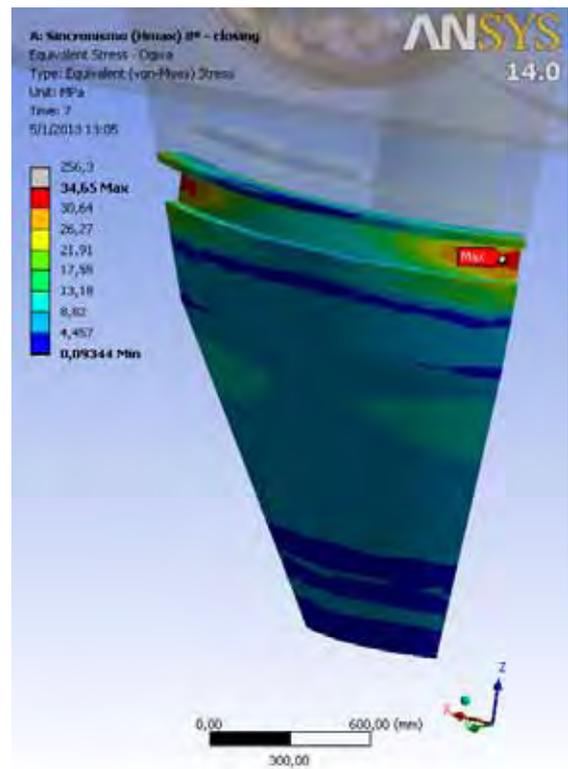


b)

Figura 40 – Tensão equivalente de von Mises da alavanca: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.

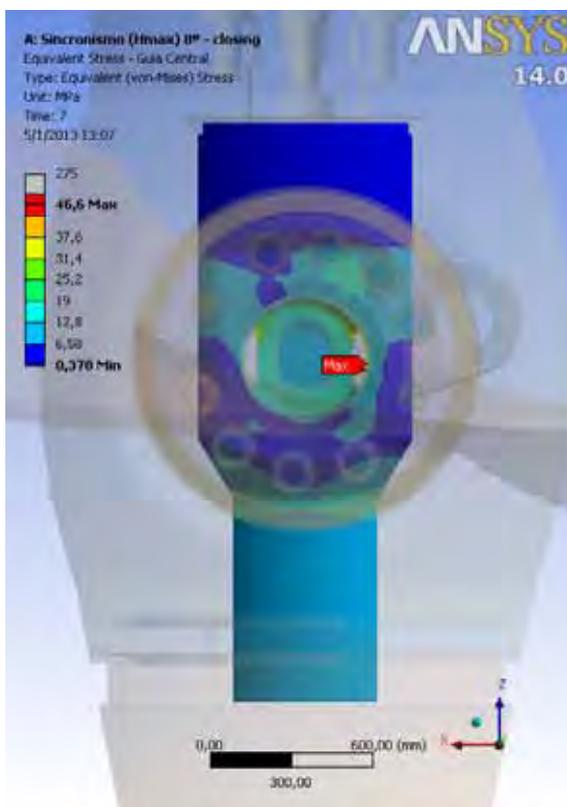


a)

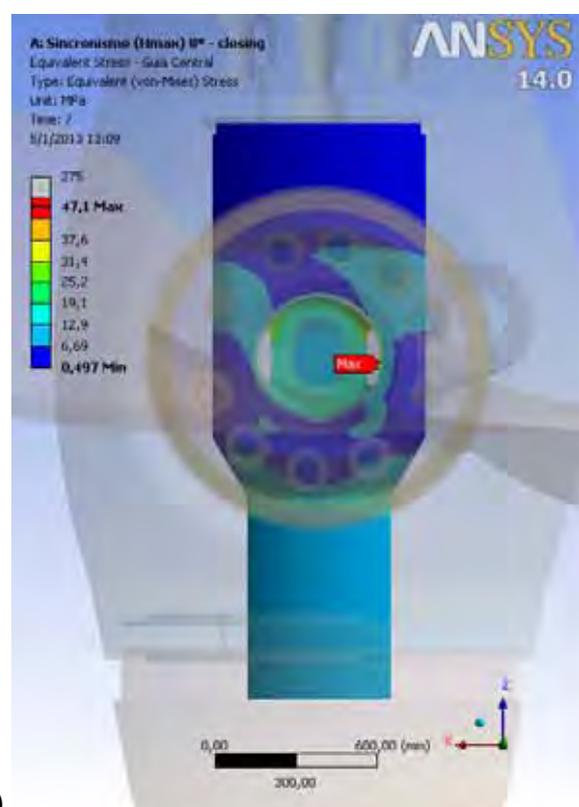


b)

Figura 41 – Tensão equivalente de von Mises da ogiva: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.



a)



b)

Figura 42 – Tensão equivalente de von Mises da guia central: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.

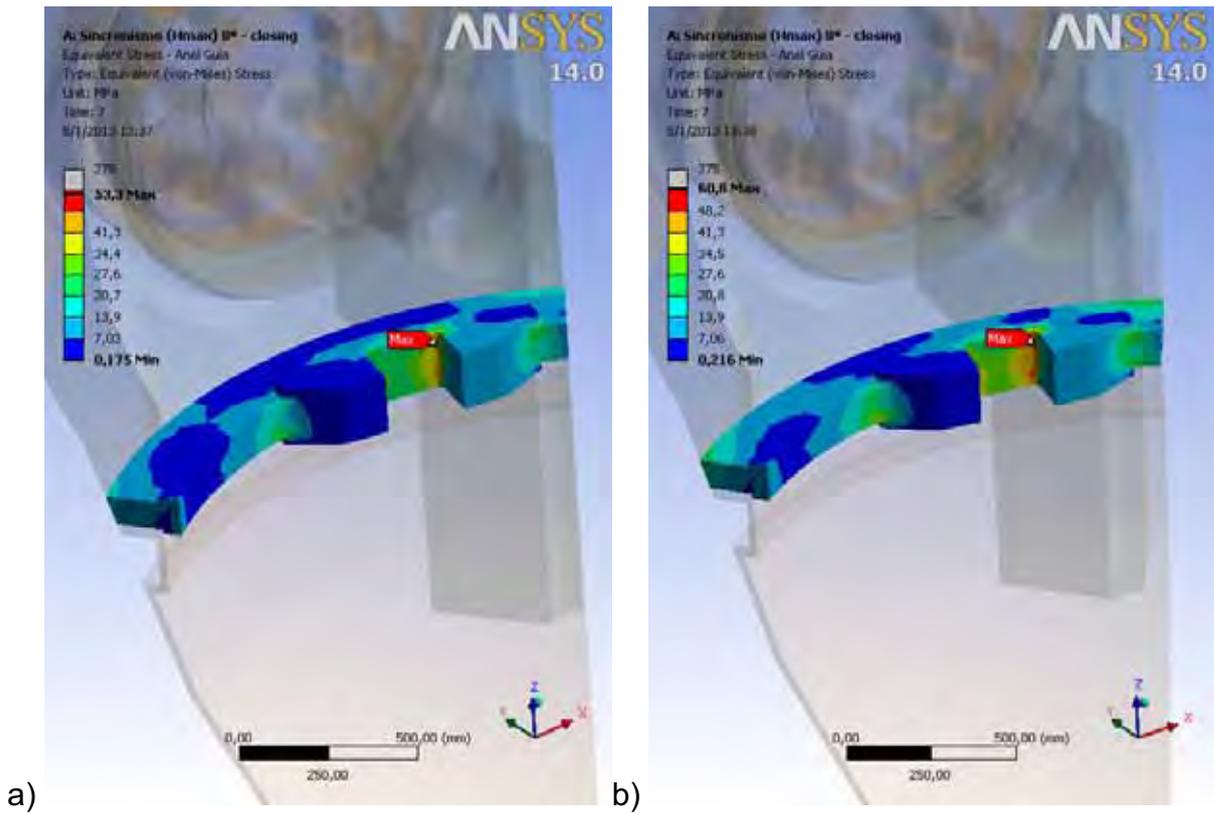


Figura 43 – Tensão equivalente de von Mises do anel guia: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.

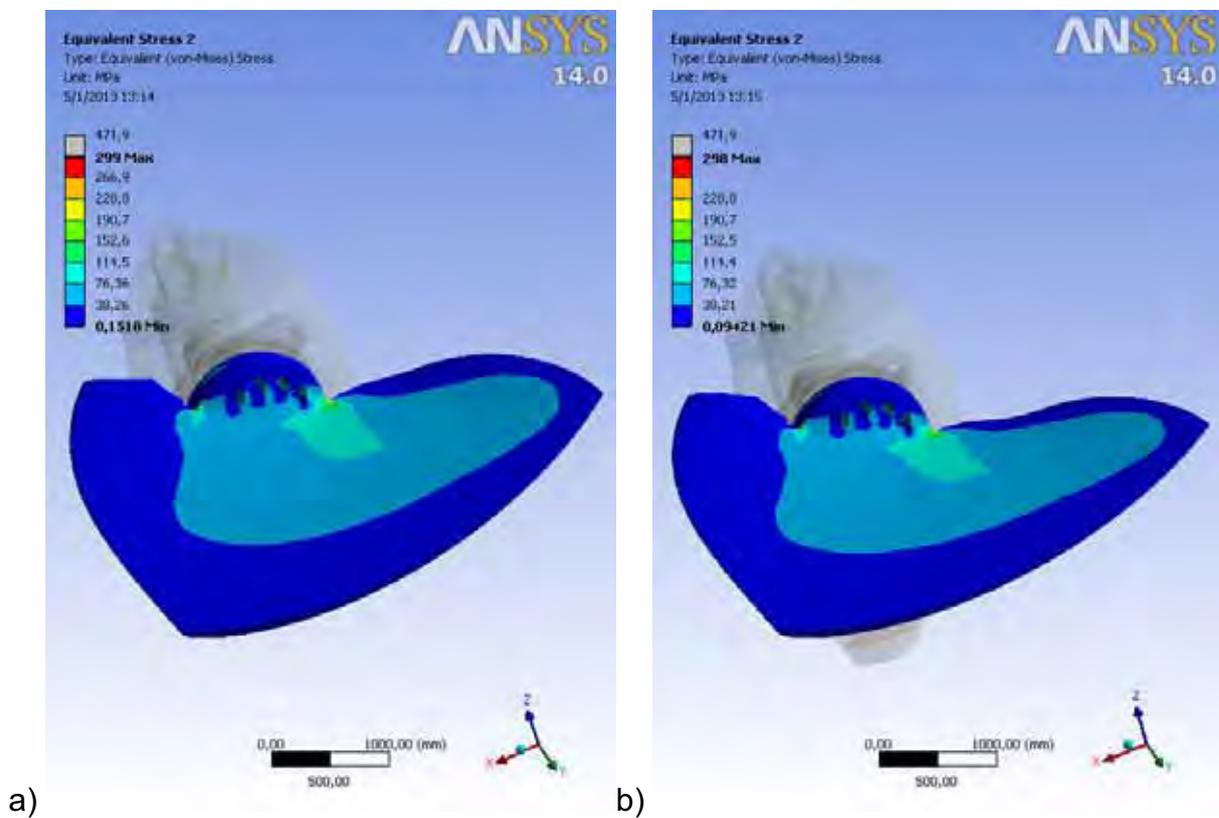


Figura 44 – Tensão equivalente de von Mises da pá: (a) Resultado obtido para o modelo 1; (b) Resultado obtido para o modelo 2.

Na Tabela 15 são apresentados os resultados para todos os casos de carga do nível de tensões atuantes em cada componente do modelo em estudo, sendo de fundamental importância garantir que os resultados obtidos estão abaixo do nível de tensões admissíveis, conforme a Tabela 12.

Tabela 15 – Resumo dos resultados obtidos de tensão equivalente.

Caso de Carga	Material do cubo	Tensão Equivalente de von Mises [MPa]					
		Cubo	Guia Central	Ogiva	Alavanca	Anel guia	Pá
1	ASTM A216 Gr.WCC	55,7	46,6	26,9	103,2	53,3	299,0
	Liga Al-Cu	40,0	47,1	34,7	104,6	60,8	298,0
2	ASTM A216 Gr.WCC	60,5	49,0	28,1	124,2	51,1	221,3
	Liga Al-Cu	48,5	47,0	35,6	130,8	56,4	221,8
3	ASTM A216 Gr.WCC	216,6	88,5	59,0	203,3	122,2	426,4
	Liga Al-Cu	161,1	88,3	106,9	205,0	175,3	426,8
4	ASTM A216 Gr.WCC	211,4	52,0	52,4	402,9	129,3	437,2
	Liga Al-Cu	155,4	52,9	88,5	394,9	175,0	435,4

5.3 Análise dos resultados

Foram estudados 2 modelos, com alteração do material do cubo do rotor, a fim de estudar a viabilidade de reduzir o peso do componente da estrutura. Os resultados obtidos são importantes para a visualização prática da influência dos parâmetros alterados.

Neste processo, pode-se verificar a influência do material da liga de alumínio, uma vez que o módulo de elasticidade do alumínio é de 69000 MPa, sendo que a adição de outros metais não altera este valor consideravelmente, que pode atingir cerca de 73000 MPa. Desta forma, o módulo de elasticidade para o alumínio e suas

ligas é aproximadamente um terço do aço, o que é muito importante no que concerne à rigidez.

Por apresentar um menor módulo de elasticidade, como era esperado, observa-se na Tabela 14 que os resultados para o deslocamento do cubo do rotor no modelo 2 de cálculo (material do cubo de liga de alumínio) foram maiores numa ordem de grandeza de 2,5 vezes se comparado ao modelo 1 (material do cubo de aço carbono fundido). Pelo fato da variação do módulo de elasticidade se tratar de uma grandeza linear, a diferença não é exatamente três vezes superior por causa da existência da força centrípeta, ou seja, como se reduz a massa do cubo do rotor, isto influencia diretamente numa redução do deslocamento do cubo.

No caso, por apresentar um maior deslocamento radial do cubo, isto implica numa necessidade de se atentar para a folga radial existente entre o rotor da turbina e a cinta, uma vez que ao projetar uma máquina com folga mecânica um pouco maior, tem-se como consequência um menor rendimento hidráulico. No entanto, a variação do deslocamento radial máximo do cubo para o caso de disparo, em torno de 1,0 mm para uma máquina com um rotor de 7800 mm de diâmetro, não influencia de forma significativa no rendimento hidráulico a ponto de ser uma desvantagem a utilização da liga de alumínio.

O baixo módulo de elasticidade possui a vantagem de dar às estruturas de liga de alumínio uma capacidade elevada de maiores deformações, assim como de reduzir as tensões produzidas, conforme pode ser visto na Tabela 15, na qual o cubo apresenta uma redução de aproximadamente 25% do valor de tensão equivalente de von Mises quando se utiliza a liga de alumínio no cubo do rotor. Isto é interessante para projetos em que se queira reduzir os níveis de tensões atuantes no cubo. Para os demais componentes da turbina, a substituição do material do cubo não altera de maneira significativa as tensões equivalentes de von Mises.

Outro ponto muito importante e vantajoso da liga de alumínio é a leveza, sendo uma das principais características do alumínio. Seu peso específico é de cerca de $2,70 \text{ g/cm}^3$, aproximadamente 35% do peso do aço e 30% do peso do cobre. Essa característica, aliada ao aumento da resistência mecânica por adição de elementos de liga/tratamentos térmicos, torna o alumínio o metal de escolha para a indústria aeronáutica e de transportes.

Para o projeto de Santo Antônio do Jari, a substituição do aço carbono fundido pela liga de alumínio fundido causa uma redução de 26,2 toneladas no peso total do

cubo do rotor, isto significa um ganho considerável para o projeto como um todo, uma vez que o custo com o transporte destes componentes do local de fabricação até a obra é preponderante. Além disso, a redução de peso resulta num menor momento de inércia, sendo um requisito importante para peças com movimentos lineares ou rotacionais e acelerações e desacelerações rápidas que é o caso do rotor da turbina.

Outra vantagem na redução de peso da turbina está associada ao eixo que acopla a turbina ao gerador, uma vez que tem como uma de suas finalidades suportar todo o peso da turbina. Com a redução de peso, o esforço de tração na linha de eixo reduz, o que possibilita redimensionar o eixo e os tirantes de acoplamento entre o cubo do rotor e o eixo.

No que diz respeito à corrosão, quando o alumínio líquido é exposto à atmosfera, forma-se imediatamente uma fina e invisível camada de óxido, a qual protege o metal de oxidações posteriores. Essa característica de auto-proteção dá ao alumínio uma elevada resistência à corrosão.

A exceção do fato de ser exposto a uma determinada substância ou condição agressiva que destrua essa película de óxido de proteção, o metal fica totalmente protegido contra a corrosão. O alumínio é altamente resistente às condições atmosféricas mais adversas, mesmo em atmosferas industriais, que freqüentemente corroem outros metais. É também resistente a vários ácidos.

Algumas ligas são menos resistentes à corrosão do que outras, particularmente certas ligas de elevada resistência mecânica que é o caso da liga A 201.0. Tais ligas podem ser efetivamente protegidas da maioria das influências corrosivas, através do revestimento das superfícies expostas com uma fina camada de alumínio puro ou ligas de alta resistência à corrosão. A pintura da superfície seria a alternativa mais simples.

Para evitar o processo de corrosão, cavitação e abrasão existente na superfície do cubo do rotor, a mais viável técnica e financeiramente é a pintura, geralmente aplicada em três camadas, sendo a primeira de cromato de zinco. Os novos tipos de pintura, baseadas em acrílicos, vinilas e outros plásticos, são adições vantajosas à gama de acabamentos para o alumínio, especialmente em chapas para aplicações na construção civil e na manufatura dos vários tipos de móveis. Cada tipo de tinta tem sua combinação de propriedades, algumas resistentes e flexíveis o suficiente para agüentar as operações de conformação e outras duras e brilhantes. Todas têm

boa aderência, se for seguido o pré-tratamento adequado, sem risco de se soltar quando for solicitada aos esforços.

Uma outra vantagem da liga de alumínio é a sua capacidade de reciclagem, sendo um dos atributos mais importantes do alumínio, pois qualquer produto produzido com esse metal pode ser reciclado infinitas vezes, sem perder suas qualidades no processo de reaproveitamento, ao contrário de outros materiais.

Esta característica possibilita uma combinação única de vantagens para o alumínio, destacando-se além da proteção ambiental e economia de energia, o papel multiplicador na cadeia econômica. Em qualquer caso representa uma grande economia de energia e de matéria-prima, refletindo em aumento da produtividade e redução da sucata industrial.

6 CONCLUSÕES

Este trabalho objetivou apresentar o estudo da redução de peso do cubo do rotor através da substituição do material do cubo, analisando as suas vantagens e desvantagens. De acordo com os resultados obtidos, pode-se verificar que os objetivos foram atendidos.

Em relação à utilização da liga de alumínio fundido ao invés do aço carbono fundido, apesar das vantagens citadas tecnicamente, há a necessidade de fazer um estudo mais detalhado da viabilidade econômica, uma vez que uma liga de alumínio fundido tem custo aproximadamente duas vezes superior ao do aço carbono fundido. Com a redução de peso da turbina, os custos de redução com o transporte somado ao redimensionamento dos componentes que pertencem ao rotor da turbina também resultam em ganhos consideráveis. Além disso, com o crescimento cada vez maior da utilização do alumínio, nada impede de que num futuro próximo o custo do alumínio esteja cada vez mais competitivo se comparado ao aço carbono.

Outro ponto importante é a necessidade de realizar ensaios hidráulicos que comprovem a capacidade do cubo do rotor de liga de alumínio de resistir aos efeitos hidráulicos como corrosão, cavitação e abrasão de maneira que não prejudique o seu funcionamento ao longo dos anos numa usina hidrelétrica e que apresente uma eficiência igual ou superior ao utilizado atualmente que é o aço carbono fundido. No caso, é recomendável estudar a possibilidade de um tratamento superficial, como por exemplo, a pintura da superfície do cubo na liga de alumínio fundido.

A utilização do cálculo em elementos finitos como uma ferramenta capaz de determinar uma geometria próxima de uma solução ideal permite que os programas que operam com elementos finitos diminua a possibilidade de incertezas. Portanto, pode-se afirmar que se obtêm uma maior confiabilidade no produto final com menores gastos em retrabalhos por erros durante o processo, melhora no desempenho do equipamento e em conseqüência na satisfação do cliente.

Trata-se de um trabalho que contribui para a área acadêmica e industrial já que fornece uma metodologia de cálculo com os conhecimentos necessários para se projetar uma turbina e analisar a viabilidade de implementar melhorias no projeto de uma turbina do tipo Kaplan.

6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

O estudo da utilização de ligas de alumínio como material para aplicação em componentes de usinas hidrelétricas ainda é pouco difundido e explorado tanto no meio acadêmico como no meio industrial, porém, esta utilização pode ser muito interessante e viável a sua aplicação, assim como pode ser visto na indústria automobilística e aeronáutica. Muitas descobertas e conclusões ainda podem ser obtidas com o estudo aprofundado, principalmente, no que diz respeito aos estudos hidráulicos envolvidos nesta área, tanto numericamente quanto experimentalmente.

Até pouco tempo atrás não era essencial para o projeto devido ao super dimensionamento das peças. Atualmente, com o avanço tecnológico, o mercado oferece componentes cada vez mais resistentes e também com maior desempenho, necessitando assim a pesquisa de novos materiais que atendam todas as características citadas.

Como sugestão para trabalhos futuros, uma análise do comportamento hidráulico da liga A 201.0 no que diz respeito à resistência desta liga de alumínio ao fenômeno da cavitação, corrosão e abrasão é muito importante para se comparar com o aço carbono fundido, uma vez que são poucos conhecidos estes resultados na literatura e pelo fato de apresentar variações de resistência mecânica de uma liga para outra. Além disso, ensaios hidráulicos para a liga A 201.0 com pintura apropriada para suportar efeitos como abrasão são importantes para verificar a necessidade de um tratamento superficial no cubo do rotor.

Outra sugestão de trabalho é a análise das características técnicas de usinagem para a liga de alumínio A 201.0 e comparar a sua eficiência com o tempo de usinagem para o aço carbono fundido; sendo assim, seria possível verificar os custos de processo de operação que contribui na seleção de um material mais adequado.

Enfim, trata-se de uma área vasta e com grandes possibilidades de novos estudos a serem desenvolvidos para a concepção de turbinas com a utilização de novos materiais que atendam da melhor maneira as necessidades de projeto.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALCOA - ALUMINUM COMPANY OF AMERICA, **Ligas e Temperas de Extrusão**, Disponível em:

<http://www.alcoa.com/brazil/catalog/pdf/Catalogo_Ligas_e_Temperas_final_baixa.pdf> Acesso em 18 ago. 2012.

ALCOA - ALUMINUM COMPANY OF AMERICA, **Fundamentos e Aplicações do Alumínio**, Disponível em:

<http://www.alcoa.com/brazil/pt/alcoa_brazil/pdfs/fundamentos-Alum%C3%ADnio.pdf> Acesso em 18 ago. 2012.

ALSTOM BRASIL - [**Turbinas hidráulicas**]. Taubaté, 2012.

ASM - AMERICAN SOCIETY FOR METALS - **Metals Handbook**: Vol.2 - Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials, ASM International 10th Ed. 1990.

AMERICAN SOCIETY MECHANICAL ENGINEERS - **ASME Boiler & Pressure Vessel Code**, Section VIII, 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 6834: Alumínio e suas ligas: classificação**. Rio de Janeiro, 2000.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 6835: Alumínio e suas ligas: classificação das temperas**. Rio de Janeiro, 2000.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DO ALUMÍNIO, **Guia Técnico do Alumínio – Características Físico-Químicas**, 1ª ed. São Paulo, Abal, 2006, vol.10.

BRAN, R; ZULCY, S. - **Máquinas de Fluxo**. Turbinas, bombas e ventiladores. Rio de Janeiro: Editora Ao Livro Técnico, 1984. p184-194, 244.

BROWN, G. - **Hydroelectric Engineering Practice**. 2^a Edition. London: Blackie & Son Limited, 1970. 861 p.

CALLISTER, J. W. D. - **Materials Science and Engineering: an introduction**, New York: John Wiley & Sons, Inc., 2007.

CODARO, E. N. - **Estudo da corrosão em ligas de alumínio utilizadas na indústria aeronáutica**. 2006, 209f, Tese de livre docência, nas disciplinas de Fundamentos da Corrosão e Corrosão e Inibição do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006.

DINIZ, A. E; MARCODES, F. C; COPPINI, N. L. - **Tecnologia da usinagem dos materiais**. Sao Paulo: Artliber Editora Ltda, 2008.

DIOGENES, A. C. - **Estudo da usinagem por torneamento de ligas de alumínio**. 2011, 69f, Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

GAMBONI, O. C. - **Estudo do efeito do ambiente no comportamento em fadiga de novas ligas de Al de grau aeronáutico**. São Paulo, 2011. 164f. Dissertação de Mestrado (Desenvolvimento, Caracterização e Aplicação de Materiais) – Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.

HECK, N. C. - **Introdução à engenharia metalúrgica**, Disponível em: <<http://www.ct.ufrgs.br/ntcm/graduacao/ENG06638/IEM-Texto-4.pdf>> Acesso em 12 set. 2012.

HONDA, L. C. R. - **Estudo e modelagem 3D de uma Turbina Francis**. Guaratinguetá, 2011. 59f. Trabalho de Graduação (Departamento de Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista (UNESP).

MACINTYRE, A. J. - **Máquinas Motrizes Hidráulicas**, Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, RJ, 1983.

MOAVENI, S. - **Finite Element Analysis**. Theory and Application with ANSYS, 3rd ed.

PADILHA, A. F. - **Propriedades Mecânicas - Materiais de Engenharia: microestrutura e propriedades**. São Paulo: Hemus, 1997. cap.15, p.251-69.

PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. - **Máquinas de Fluxo**, Editora Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, RJ, 1979.

PROJEÇÃO da demanda de energia elétrica para os próximos 10 anos - **EPE: Empresa de Pesquisa Energética (Ministério de Minas e Energia)**, Disponível em:

<http://www.epe.gov.br/mercado/Documents/S%C3%A9rie%20Estudos%20de%20Energia/20120104_1.pdf> Acesso em 10 dez. 2012.

RAO, S. S. - **The Finite Element Method In Engineering**, 4th ed., Ed.Elsevier.

SOUZA, Z. B. R. - **Máquinas de Fluxo - Turbinas, Bombas e Ventiladores**, Editora Ao Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro, RJ, 1969.

TONOLI, C. S. - **Estudo sobre os efeitos de tensões residuais na vida em fadiga da liga de alumínio 6013-T6, em perfil tubular, submetida a shot peening**. 2009. 151 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2008.

VANTAGENS do alumínio - **ABAL: Associação Brasileira do Alumínio**, Disponível em: <<http://www.abal.org.br/aluminio/vantagens.asp>> Acesso em 20 out. 2012.

VOITH SIEMENS HYDRO POWER GENERATION - **Faixas de aplicação de turbinas Pelton, Kaplan e Francis**. São Paulo, 2008.

ZANGRANDI, A. - **Um estudo sobre o endurecimento, o processamento e propriedades mecânicas de uma liga de alumínio da série 3xxx do tipo AA 3104 com adições de zinco.** 2006. 140f. Tese (Livre-Docência em Propriedades Mecânicas dos Materiais) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006.