

UNESP
FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

ESTUDO E MOLDELAGEM 3D DE UMA TURBINA FRANCIS

GUARATINGUETÁ - SP

2011

LUCIANO DE CASTRO RANGEL HONDA

ESTUDO E MODELAGEM 3D DE UMA TURBINA FRANCIS

Monografia apresentada ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista como, parte dos requisitos para obtenção de diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. João Zanrandi Filho

Guaratinguetá

2011

H771e Honda, Luciano de Castro Rangel
Estudo e modelagem 3D de uma turbina Francis / Luciano de Castro Rangel Honda – Guaratinguetá : [s.n], 2011.
59 f : il.
Bibliografia: f. 59

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.
Orientador: Prof. Dr. João Zangrandi Filho

1. Turbinas hidráulicas I. Título

CDU 621.224



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

ESTUDO E MODELAGEM 3D DE UMA TURBINA FRANCIS

LUCIANO DE CASTRO RANGEL HONDA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE **GRADUADO**
EM ENGENHARIA MECÂNICA

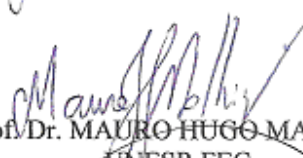
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias
Coordenador do Conselho de Curso da Engenharia Mecânica


BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. JOÃO ZANGRANDI FILHO
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS
UNESP-FEG



Prof. Dr. ANÔNIO WAGNER FORTI
UNESP-FEG

Dezembro de 2011

DADOS CURRICULARES

LUCIANO DE CASTRO RANGEL HONDA

NASCIMENTO 07.01.1987

FILIAÇÃO MAGDA MARIA DE CASTRO RANGEL HONDA
HITOSHI HONDA

2002/2005 Graduado em Técnico em Mecânica – Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá.

DEDICATÓRIA

...de modo especial à minha família que
sempre me incentivou nos estudos.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus.

Aos meus pais, Hitoshi e Magda, que sempre me deram apoio e a possibilidade de bons estudos.

Às amizades estabelecidas neste período de universidade.

Ao meu orientador, Prof. João Zangrandi Filho que me ajudou a desenvolver este trabalho.

E a todos aqueles com quem pude contar com amizade, atenção e colaboração.

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).

RESUMO

A maioria das turbinas hidráulicas utilizadas no mundo são do tipo Francis, pois funcionam em uma ampla faixa de vazão e queda. Pode-se também afirmar que a maior parte da potência hidráulica instalada até hoje é gerada por este tipo de turbina. Por outro lado, ao se observar a construção mecânica de uma turbina Francis nota-se que dos três tipos mais usados ela é aquela que apresenta maior grau de complexidade mecânica. E, dentre estas três aquela mais simples mecanicamente é a turbina Pelton. E, ainda, a turbina Kaplan é a menos utilizada. Este trabalho visa desenvolver o cálculo hidrodinâmico de uma turbina Francis, assim como obter o seu desenho de conjunto e fazer a modelagem em 3 D. Sendo assim todos os detalhes desta máquina serão mostrados exigindo um completo conhecimento deste assunto. Os dois desenhos em 2 D e em 3D conjuntamente facilitam muito para a construção da máquina. Observa-se também 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 é a contribuição para que nosso país conquiste a tecnologia para o projeto e fabricação de turbinas Francis

PALAVRAS-CHAVE: Turbina Francis, Projeto, Modelagem 3D

HONDA, L. C. R. **Study and 3D modeling of a Francis turbine.** Guaratinguetá, 2011. 59f. Trabalho de Graduação (Departamento de Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista (UNESP).

ABSTRACT

Most of the hydraulic turbines that are running in the world are the Francis type, because they are able to fit a wide range of head and flow. We also can declare that most of the installed hydraulic energy up to this date is generated by this type of turbine. On the other hand, if we pay attention to mechanical details of a Francis turbine we will see that among the three most used types it is the one that presents the more complex design. And, the simplest one is the Pelton type, whereas the Kaplan is the one less utilized. This work aims to develop the hydrodynamic calculation of a Francis turbine as well as to obtain its assembly drawing and 3D modeling drawing. In this way all details must be shown therefore needing a complete knowledge about this issue. Both 2D and 3D drawings help much if one wants the machine to be running in its power house. It is well noted that most of the entities that design and manufacture the Francis turbines are not brazilian. In this way the more we study how to design this kind of machine the more is our contribution to our country in order to conquer technology and manufacture Francis turbines.

KEYWORDS: Francis turbine, design, 3D modeling

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVO.....	15
1.2	METODOLOGIA.....	15
1.3	MOTIVAÇÃO DO TRABALHO	16
2	HISTÓRIA E TIPOS DE TURBINAS	18
2.1	A RODA D`ÁGUA	18
2.2	A TURBINA	20
2.4	ELEMENTOS ESSENCIAIS NUMA USINA HIDRELÉTRICA:	23
2.5	TIPOS DE TURBINAS E CONFIGURAÇÕES.....	23
2.5.1	Turbina de impulsão - Pelton	24
2.5.2	Turbina de Impulsão – Turgo.....	27
2.5.3	Turbina de Impulsão – Mitchel – Banki	29
2.5.5	Turbinas de reação Kaplan e Hélice.....	34
2.5.6	Turbinas de Reação Tubular e Turbina Bulbo	35
3	FUNDAMENTOS PARA O PROJETO DE TURBINAS FRANCIS	38
3.1	DISPOSIÇÃO DA TURBINA FRANCIS.....	38
3.2	O ROTOR DA TURBINA FRANCIS E SUA VELOCIDADE ESPECÍFICA	40
4	CÁLCULOS DO PROJETO	43
4.1	PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE UMA TURBINA FRANCIS.....	43
5	DESENHOS 2D E 3D.....	49
7	CONCLUSÕES	58
	REFERÊNCIAS	59

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1	– Roda d`água <i>undershot</i> e <i>breastshot</i>	19
FIGURA 2.2	– Roda d`água <i>overshot</i>	20
FIGURA 2.3	– Turbina de Segner	21
FIGURA 2.4	– Turbina de Whitelaw	22
FIGURA 2.5	– Rotor de turbina Pelton	25
FIGURA 2.6	– Turbina Pelton com 2 jatos	26
FIGURA 2.7	– Turbina Pelton com 4 jatos	27
FIGURA 2.8	– Rotor de turbina Turgo	28
FIGURA 2.9	– Rotor de turbina Turgo completa.....	28
FIGURA 2.10	– Esquema de uma vista axial de uma turbina Mitchel-Banki.....	29
FIGURA 2.11	– Rotor de uma turbina Francis.....	30
FIGURA 2.12	– Pás diretrizes de uma turbina Francis – vista axial.....	31
FIGURA 2.13	– Pás diretrizes e voluta de uma grande turbina Francis	32
FIGURA 2.14	– Turbinas Francis lenta, normal, rápida e extra-rápida.....	33
FIGURA 2.15	– Velocidade específica para turbinas Pelton, Francis e Kaplan	34
FIGURA 2.16	– Turbina Kaplan	35
FIGURA 2.17	- Turbinas Tubulares.....	36
FIGURA 2.18	- Turbina bulbo com gerador externo(A) e com gerador no próprio bulbo (B)	37
FIGURA 3.1	– Turbina Francis com eixo vertical	38
FIGURA 3.2	– Turbina Francis com eixo horizontal.....	38
FIGURA 4.1	– Elementos para pré-dimensionamento de turbinas Francis.....	45
FIGURA 4.2	– Triângulo de velocidades	47
FIGURA 4.3	– Elementos para pré-dimensionamento de rotores Francis	48
FIGURA 5.1	- Desenho em 2D turbina Francis.....	49
FIGURA 5.2	– Poli lines para o comando REVOLVE	50
FIGURA 5.3	– Anéis do corpo da turbina Francis e eixo.....	51

FIGURA 5.4	– Anel superior cortado.....	52
FIGURA 5.5	– Anel superior cortado com face no plano xy	53
FIGURA 5.6	– Anel superior cortado e elementos da pá	53
FIGURA 5.7	– Pá modelada em 3D sólido	54
FIGURA 5.8	– Poli line do sólido de subtração	55
FIGURA 5.9	– Pá modelada após subtração	56
FIGURA 5.10	– Rotor modelado com apenas uma pá.....	56
FIGURA 5.11	– Rotor modelado com 16 pás	57

1 INTRODUÇÃO

Por turbina Francis entende-se uma turbina hidráulica onde o rotor recebe água sob pressão e com energia cinética em uma direção radial e descarregando em uma direção substancialmente axial. Devido à rotação do rotor uma força centrípeta aparece na água que se opõe ao fluxo de entrada. A pressão na entrada do rotor deve ser capaz de vencer esta força centrífuga. Condições algo semelhante àquela de um motor d.c. onde a rotação causa uma força contra eletromotriz. E, ainda, a pressão deve produzir a aceleração necessária da água dentro do rotor para descarregá-la através da passagem cônica formada pelas pás do rotor. O fato de que a pressão da água diminui dentro do rotor identifica a turbina Francis como uma turbina de reação. O grau de reação é definido como a diferença de pressão entre os pontos de entrada e saída da pá do rotor para a altura líquida que a turbina opera.

Qualquer turbina onde a velocidade da água acelera relativamente ao rotor é uma turbina de reação. Esta condição ocorre com um fluxo axial, rotor de turbina Kaplan, assim como rotor de turbina Francis. Todas as turbinas de reação não são, portanto, turbinas Francis, mas todas as turbinas Francis são do tipo de reação.

O nome “Francis” deriva do projetista que primeiramente construiu e testou uma turbina com estas características tendo fluxo de entrada na direção radial. Ele chamou esta turbina de “roda d’água de descarga axial”, entendendo que o rotor descarrega a água através do seu centro.

Com a demanda atualmente por turbinas para acionar geradores elétricos, a forma e tamanhos das turbinas Francis tem desenvolvido de um modo que não se podia prever na época que Francis inventou, ou melhor, aperfeiçoou esta turbina. A demanda tem sido sempre por turbinas cada vez maiores em potência, conduzindo para velocidades menores.

Porque as turbinas Francis são do tipo de reação à água deve entrar no rotor sob pressão. Isto requer dispositivos de vedação para evitar que a água escape no ponto entre a parte rotativa e a parte estacionária do cubo da turbina. Vazamentos causam uma apreciável perda, mesmo em pequenas quedas, e torna-se muito importante em altas quedas. Esta perda não ocorre em turbinas de impulsão. Por outro lado, a velocidade da água relativa ao rotor em uma turbina de reação é pequena comparada com uma turbina de impulsão. Então existe uma considerável

redução no atrito, tal que uma turbina de reação bem projetada tem uma eficiência geralmente superior a aquela de uma turbina de impulsão.

Uma das desvantagens de uma turbina de impulsão é que ela está sujeita ao desgaste no caso de água com areia. Isto não está bem definido para várias condições, pois as opiniões de especialistas divergem. A pequena velocidade relativa dentro do rotor de reação tende a minimizar o desgaste. Novamente, a natureza do desgaste é tal a produzir mais formas irregulares da superfície de desgaste na turbina de impulsão, onde a água é mais livre para divergir do seu curso desejado porque ele não é um canal sob pressão. Isto conduz a uma maior deterioração da eficiência em uma turbina de impulsão que em uma turbina de reação, para o mesmo peso de material removido por erosão.

De acordo com o efeito de erosão da areia na turbina, deve-se afirmar que uma instalação hidroelétrica bem projetada deveria levar em conta não apenas as paradas para reparar os desgastes na turbina, mas também, e ainda mais importante, os problemas que aparecem nos reservatórios com o acúmulo de areia que é trazido pelo movimento das águas. O uso de turbina Francis deveria ser preferido onde as condições permitem uma instalação igualmente econômica dentre os vários tipos de turbina. Condições estas que ocorrem em altas quedas.

Para igual potência e queda, a turbina Francis requer menores espaços de instalação. Ela tem também a vantagem que eficiência maior é obtida perto da carga máxima. Isto é favorável em relação à turbina de impulsão, que trabalha em seus pontos de melhor eficiência no ponto onde está a metade da sua rotação máxima, com a eficiência diminuindo gradativamente em direção à rotação de disparo. Então a turbina Francis é mais eficiente onde mais energia é gerada, mas é menos eficiente onde se têm pequenas cargas no eixo.

No passado, era costume subdividir as turbinas Francis em classes de acordo com o modo com que a água é admitida no rotor. Então, turbinas sem voluta eram tratadas com distintas daquelas com voluta. Novamente, de acordo com o número de turbinas no mesmo eixo a turbina era simples ou gêmea, com saídas em um mesmo tubo e descarga ou, então, com entradas de uma mesma voluta. Descrições destas variações são encontradas em livros textos mais antigos. Isto é de interesse para se conhecer a grande variedade de máquinas que foram construídas e operavam nos tempos passados.

1.1 OBJETIVO

Os objetivos deste trabalho são:

- estudar os vários tipos de turbinas, assim como a história e a evolução;
- projetar seguindo uma metodologia de projeto, uma turbina Francis para uma determinada altura e queda;
- utilizando um roteiro de cálculos conhecido na literatura, determinar todos os parâmetros desta turbina Francis necessários para se obter o desenho do rotor;
- obter todos os desenhos de detalhes da turbina Francis em 2D;
- desenhar em 3D o rotor de uma turbina Francis.

1.2 METODOLOGIA

Inicialmente será feita uma pesquisa bibliográfica em livros, publicações e pesquisas na Internet de modo a catalogar os diversos tipos de turbina, de reação e impulsão, para a realização de um estudo teórico bastante abrangente e da sua história e evolução. Em seguida será realizado um estudo mais aprofundado sobre seu funcionamento, utilizando material prático, disponível no Departamento de Energia, neste campus.

Numa outra etapa será realizado um pré-dimensionamento da turbina Francis utilizando os dados de projeto. Depois, pode-se iniciar desenho de conjunto seguido dos detalhes. Pode-se resumir a sequência amplamente utilizada em projeto mecânico, da seguinte forma:

- a) estudo bibliográfico
- b) estudo tátil-visual
- c) pré-dimensionamento
- d) fase: desenho – cálculo – desenho em 2D
- e) fase: detalhes
- f) fase : modelagem em 3D

Cada uma destas etapas de trabalho pode, então, ser melhor explicada:

- ✓ **Pesquisa bibliográfica:** desenvolvida com a finalidade de se obter o maior número de informações possíveis sobre este tipo de máquina. Através da análise minuciosa dos catálogos de fabricantes é possível verificar os desenhos em corte e entender o funcionamento desta máquina hidráulica. Também serão realizadas visitas na biblioteca da UNESP, assim como sites da internet, com o objetivo de levantar a literatura existente sobre este tipo de máquina.
- ✓ **Pesquisa tátil-visual:** onde vários mecanismos são desmontados para se estudar os tipos de usinagem, graus de acabamento das peças, mecanismos de funcionamento, materiais utilizados, tipos de vedação, tipos de conexões, tipos de acoplamentos etc. Esta etapa é importante, pois a utilização de informações sobre máquinas já existentes racionaliza o tempo e condiciona a confiabilidade de determinadas peças. Esta etapa, para este trabalho, será realizada no laboratório de hidráulica da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP;
- ✓ **Pré-dimensionamento:** os primeiros cálculos são desenvolvidos utilizando os dados iniciais de projeto, ou seja, a parte rotativa e estrutural da turbina;
- ✓ **Fase desenho – cálculo – desenho:** é a etapa mais longa do trabalho. Nesta fase o desenho é iniciado utilizando-se os cálculos preliminares e as decisões sobre cada elemento de máquina a ser utilizado. Em seguida, é necessário parar de desenhar, pois faltam dados para a sua continuidade. Deve-se, então, voltar aos cálculos. De posse das novas informações obtidas do novo cálculo, pode-se regressar ao desenho. Este processo é dinâmico e iterativo continuando até a finalização do desenho de conjunto;
- ✓ **Modelagem em CAD 3D:** Paralelamente à determinação de cada elemento é desenvolvida a modelagem em 3D do conjunto..

1.3 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

A principal motivação para o presente trabalho foi a ausência de uma tecnologia 100% nacional específica para desenvolvimento de turbinas do tipo Francis. Através de uma pesquisa verificou-se que existem muitas empresas que detém a tecnologia para a fabricação deste tipo de equipamento, tais como, Neyrpic, na França, Voith, na Suíça e Brasil, Alstom, em Taubaté, no

Brasil, etc. Por outro lado, encontram-se também no Brasil turbinas de tamanho pequeno fabricadas por empresas brasileiras que não se preocupam com o lado científico, isto é, se funcionar, a máquina é produzida sem a preocupação do seu melhor rendimento. Isto é exatamente o contrário do que se pretende neste trabalho, isto é, utilizar a teoria para os cálculos assim como utilizar software de CAD para o desenho. Por que o Brasil não poderia também fazer parte deste grupo? Sabemos, entre outras coisas, que várias empresas brasileiras ou entidades particulares, que não fabricam essas turbinas mas as utilizam em seus equipamentos em todas as atividades no Brasil, principalmente locais onde, atualmente, não existe energia elétrica da rede de distribuição. Dentre empresas pode-se citar pequenas e grandes centrais hidrelétricas e propriedades rurais em geral. Uma contribuição esperada deste trabalho é a obtenção do conhecimento para a fabricação deste tipo de turbina com uma tecnologia totalmente brasileira e assim tornar o Brasil independente dos países que atualmente são fornecedores deste tipo de equipamento. Entretanto este trabalho não é o final de estudos para quem deseja fabricar turbinas Francis.

2 HISTÓRIA E TIPOS DE TURBINAS

2.1 A RODA D'ÁGUA

A energia hidráulica foi utilizada por muitos séculos atrás na China, Egito e Assíria onde atualmente é o norte do Iraque e região do alto Rio Tigre. O tipo mais antigo de utilização da energia hidráulica é à roda d'água, uma forma de roda bruta, com palhetas que em contato com um córrego sofria os esforços devido a velocidade da água. Transformava deste modo a energia hidráulica em energia mecânica. Uma grande roda d'água desse tipo foi usada para bombear água para a cidade de Londres em 1581. Tal roda aproveitava, no entanto, uma pequena porcentagem da energia disponível no córrego. A roda d'água atual embora eficiente e limitada no seu emprego, ainda é adequada para certos propósitos e não é obsoleta. É ainda utilizada em parte dos Estados Unidos, na China, e outros lugares, para transformar a energia mecânica obtida no seu eixo no bombeamento de pequenas quantidades de água para irrigação.

A roda d'água *undershot* conforme mostrado na Figura 2.1 era uma roda d'água que utilizava a água através do confinamento em um canal, de modo que a água não podia escapar por baixo ou em volta das palhetas. Esse tipo de roda d'água era capaz de atingir 30% de rendimento e foi muito utilizada até cerca de 1800. Na realidade estas rodas d'água foram muito utilizadas para o bombeamento de água para as cidades e para irrigação. Ao mesmo tempo em que a energia mecânica era gerada em seu eixo pela transformação da energia hidráulica dos canais, parte da água destes canais era bombeada para alguns metros acima do leito destes canais ou rios. Isto era possível porque vários canecos eram presos convenientemente na própria roda, captavam a água quando passava no canal, ou parte inferior da roda, e descarregavam meia volta depois, no alto da roda e num novo canal.

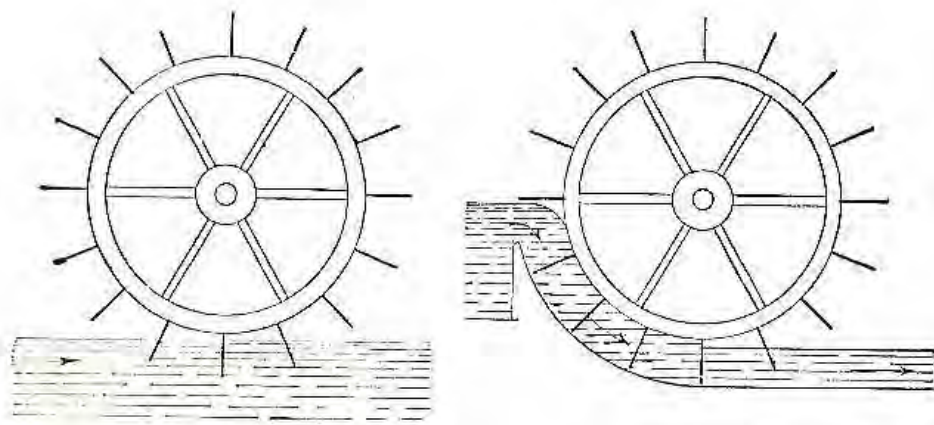


Figura 2.1- Roda d'água *undershot* e *breastshot*.

A roda d'água *breastshot*, conforme Figura 2.1, utilizava a força devido ao peso da água ao invés de apenas a sua velocidade, com rendimento tão alto quanto 65%. Foi usada até aproximadamente 1850.

A roda d'água *overshot*, conforme Figura 2.2 também utilizava da força gerada pelo peso da água, ou sua energia potencial, para transformá-la em mecânica. Quando construída de maneira apropriada, pode atingir rendimento entre 70 a 90%, que é tão bom quanto de uma turbina moderna. A roda d'água *overshot* era extensivamente utilizada até 1850 quando começou a ser substituída pela turbina, porém ainda é utilizada nos casos em que se adapta bem às condições. Este tipo de roda d'água ajudou muito o homem na moagem de grãos, como trigo e milho, antes da descoberta da geração de energia elétrica. Por volta de 1850, ela também passou a ser utilizada para o acionamento de geradores elétricos, assim como, principalmente no Brasil, para fornecer energia mecânica para os engenhos de cana na produção de açúcar.

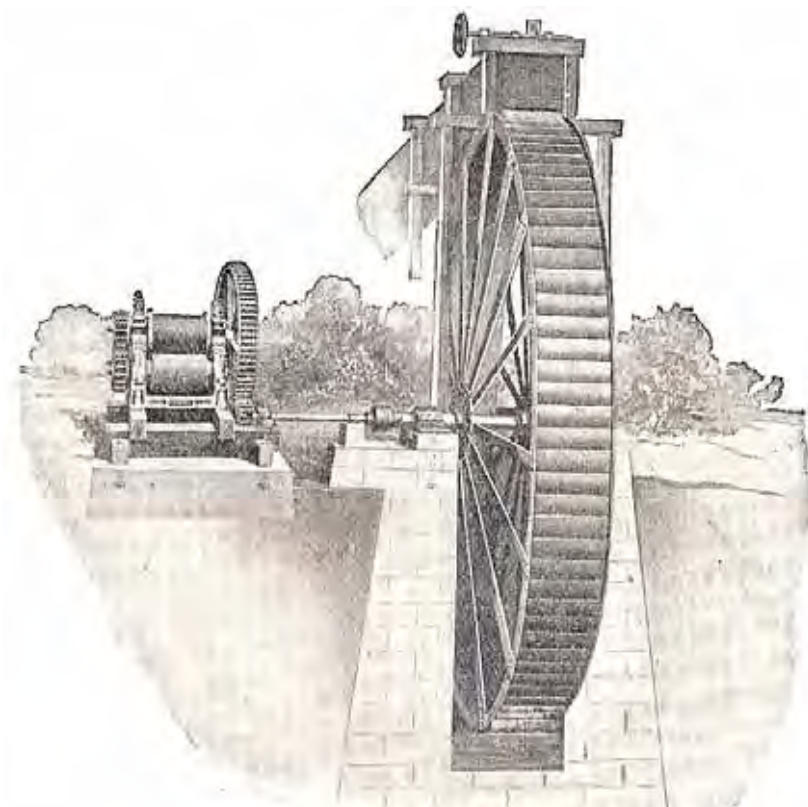


Figura 2.2- Roda d'água *overshot*.

2.2 A TURBINA

A turbina, assim como a roda d'água, tem como objetivo transformar a energia hidráulica do desnível da água em energia mecânica. A forma da turbina começou a ser delineada por volta de 1750 quando Segner apresentou um tubo cilíndrico vertical que girava centrado em um eixo e alimentado com água pelo alto. Este tubo vertical, na sua parte inferior tinha um pequeno tubo horizontal por onde a água escoava radialmente gerando forças, que por sua vez produziam torque no eixo, gerando a energia mecânica, conforme mostrado na Figura 2.3

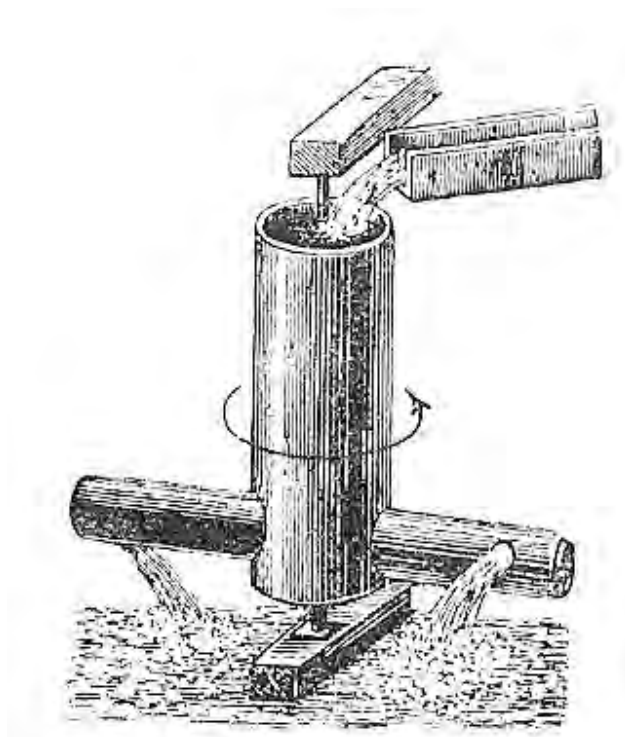


Figura 2.3- Turbina de Segner

Uma melhoria da turbina de Segner foi feita na turbina de Whitelaw em 1841, conforme mostrado na Figura 2.4. E, uma melhoria da roda de Whitelaw foi à turbina de Cadiat onde ele aumentou o número de dutos de saída da água. Segundo Brown (1970), na história também aparecem nomes como de Eulero, em 1754, Schwamkrug, e Howd em 1838, de Jonval em 1841, Zuppinger em 1840 e de Girad em 1849. Portanto, muitos pesquisadores, ou engenheiros, ou simplesmente pessoas com grande imaginação, muito contribuíram para o desenvolvimento das turbinas.

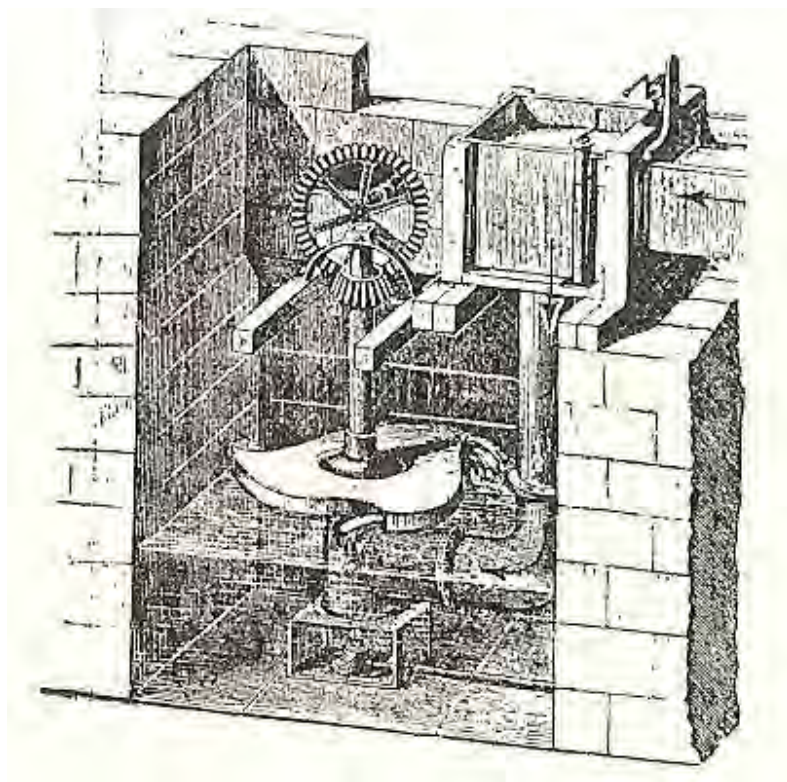


Figura 2.4- Turbina de Whitelaw

2.3 COMPARAÇÃO ENTRE AS TURBINAS E AS RODAS D'ÁGUA

A roda d'água foi suplantada pelas turbinas pelos seguintes pontos:

- As turbinas ocupam menores espaços;
- Maiores velocidades podem ser obtidas;
- Pode ser usada para uma ampla faixa de altura, sendo que para a roda d'água a altura deve ser um pouco mais que o comprimento do diâmetro da roda;
- Maiores capacidades podem ser obtidas sem tamanho excessivo;
- Podem trabalhar submersas;
- Geralmente são mais baratas

Por outro lado, para instalações pequenas, as turbinas geralmente são mal projetadas, feitas a baixo custo, selecionadas incorretamente e alocadas inapropriadamente. Pode, portanto, ser

muito ineficiente e insatisfatória. Nesses casos, a roda d'água *overshot* pode ser melhor. É adaptada para alturas que variam de 3 a 12 metros de altura e para quantidades de água de 20 a 600 litros por segundo.

Uma roda d'água *overshot* em Isle of Man, na Grã Bretanha, tem 21 metros de diâmetro e desenvolve 150 hp. Outra em Troy, NY, tinha 18 metros de diâmetro, 6 metros de largura, pesava 230 toneladas e desenvolvia 550 hp. A última se encontra em estado de ruínas.

2.4 ELEMENTOS ESSENCIAIS NUMA USINA HIDRELÉTRICA:

Uma usina hidrelétrica requer alguns ou todos dos itens abaixo:

- Reservatório – Podem armazenar água para tocar a usina por vários meses ou mais. Em muitos casos pode não existir; usado em grandes hidroelétricas;
- Barragem – Pode criar a maior parte da altura disponível ou criar meramente uma porção dela, e ser construída primariamente para gerar um reservatório ou para fornecer água suficiente para o conduto. Em alguns casos a barragem pode ser nada mais que uma parede para defletir uma parte do fluxo para a tomada de água; usadas em usinas a fio d'água;
- Tomada de água – consiste usualmente de telas para evitar que lixo e sólidos maiores sejam carregados para dentro do rotor e de portões que controlam e podem inclusive cessar o escoamento se necessário.
- Condutos: a água pode ser conduzida por meios de um canal aberto ou calhas, através de um túnel, através de tubos sob pressão, que são chamados de tubulação adutora se conduzirem a água diretamente para as turbinas.
- a turbina com sua carcaça e tubo de descarga, se houver, completam o conjunto

2.5 TIPOS DE TURBINAS E CONFIGURAÇÕES

Turbinas são classificadas de acordo com:

- A) Ação da água:
- Impulso, sem pressão, somente energia cinética;
 - Reação, ou pressão e energia cinética
- B) Direção do fluxo:
- radial
 - Axial
 - mista
- C) Posição do eixo:
- Vertical
 - Horizontal

2.5.1 Turbina de impulsão - Pelton

Nas turbinas de impulsão as passagens de água nunca estão totalmente completas com água. Através do fluxo, a água está à pressão atmosférica. A energia da água adentrando o rotor é toda cinética. Durante o fluxo através da roda, a velocidade absoluta da água é reduzida à medida que a energia cinética decresce. Na Europa, um tipo de turbina de impulsão usualmente empregada é a turbina Girard. Nos Estados Unidos as únicas turbina de impulsão são as rodas d'água tangenciais, mais comumente conhecidas como turbina Pelton, turbina Michell e turbina Turgo.

No Brasil usam-se turbinas Pelton em muitas fazendas para o acionamento de moinhos de milho, de pequenos geradores elétricos e, raramente, para acionamento de picadeiras de cana, e outras máquinas que necessitam de sua energia mecânica. Nestas instalações normalmente a turbina Pelton possui pequeno rendimento ao transformar a energia hidráulica em energia mecânica. Entretanto este problema não é levado em conta, pois se a energia mecânica obtida é aquela necessária para acionar determinada máquina o resto não é levado em conta.



Figura 2.5- Rotor de turbina Pelton

No rotor da turbina Pelton, figura 2.5, pode-se ver claramente a transformação da energia cinética do jato em energia mecânica na roda. Ao mesmo tempo em que o jato está fluindo do bico injetor pode-se ver água caindo das pás sem energia cinética, isto é, toda a energia do jato foi transformada, pois ele, agora, está sem energia cinética. Nesta turbina a máxima transformação de energia, isto é, quando praticamente toda energia cinética é transformada em mecânica acontece quando a velocidade tangencial da roda é aproximadamente a metade da velocidade do jato. Portanto, a velocidade angular do eixo, para o ponto de máximo rendimento, pode ser facilmente projetada sabendo-se a altura da queda d'água e a velocidade desejada. Esta velocidade normalmente está associada ao número de pólos do alternador e a frequência da rede elétrica. Também esta é uma afirmação muito comum, pois na maioria das instalações das turbinas a sua energia mecânica é utilizada para o acionamento de alternadores que fornecerão energia elétrica.

Como uma regra geral, a maioria das instalações de turbinas Pelton é feita onde se tem altas quedas e pouca vazão, isto também é válido quando a potência é grande. Entretanto, pode-

se encontrar em pequenas instalações, principalmente em sítios e fazendas, turbinas Pelton funcionando fora destas regras, principalmente porque não se está interessado muito no funcionamento destas máquinas no seu ponto de melhor rendimento e porque são máquinas fáceis de instalar e colocar em funcionamento. No Brasil a mais famosa e conhecida instalação de grande potência utilizando turbinas Pelton é a planta de Cubatão em São Paulo.

Uma grande vantagem mecânica da turbina Pelton, e que normalmente não é muito comentada, é a ausência de esforço axial no eixo devido à simetria das suas pás. Nestas pás o jato d'água é dividido ao meio quando incide nelas, gerando forças axiais iguais e contrárias no eixo da máquina.

As turbinas Pelton podem ser projetadas para utilizar 2 jatos, ou 4 jatos, conforme mostrado nas Figuras 2.6 e 2.7, ou mais, até 6 jatos.

Quanto à disposição do eixo as turbinas Pelton pode ser projetadas para funcionar com eixo horizontal ou com eixo vertical.

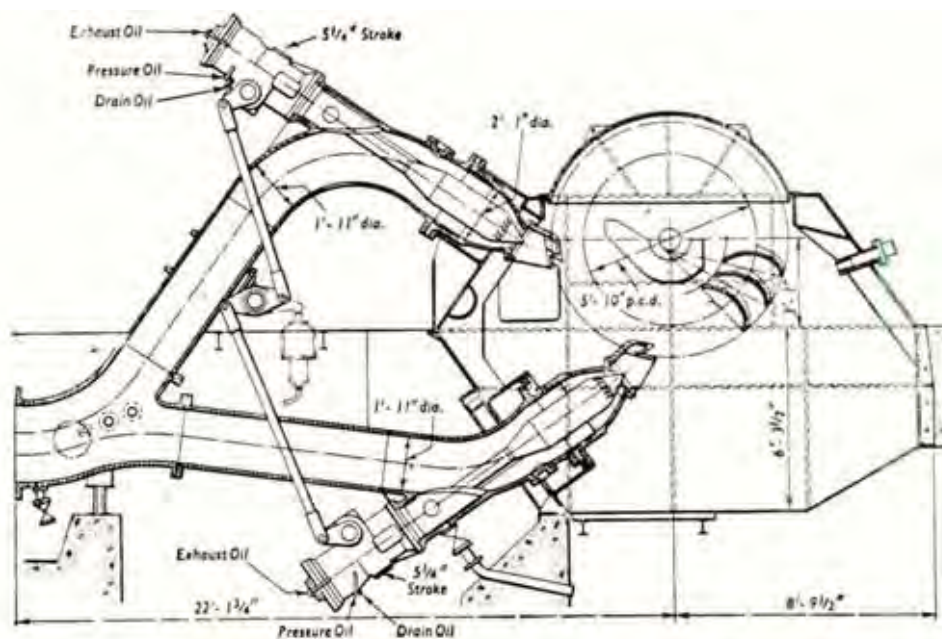


Figura 2.6 - Turbina Pelton com 2 jatos.



Figura 2.7- Turbina Pelton com 4 jatos.

2.5.2 Turbina de Impulsão – Turgo

A turbina Turgo é semelhante à turbina Pelton. Pode-se dizer que esta turbina é uma Pelton dividida ao meio num plano perpendicular ao eixo. A turbina Turgo, ao contrário da Pelton, possui um jato que não é perpendicular ao seu eixo. Sendo assim, e porque não possui pás simétricas, o funcionamento desta máquina gera forças axiais no eixo.

A turbina Turgo foi desenvolvida pela companhia Gilkes em 1919 a partir de uma modificação da turbina Pelton. A Figura 2.8 mostra o rotor de uma turbina Turgo. Normalmente o rotor é feito de uma única peça com as pás presas internamente no cubo da roda e externamente por uma cinta periférica. O jato é dirigido obliquamente um lado do rotor e descarregado do outro lado. Normalmente o empuxo axial é absorvido por mancais. O eixo é usualmente horizontal e o número de jatos um, ou no máximo dois. A turbina Turgo é projetada para potência de até 4000 CV.



Figura 2.8- Rotor de turbina Turgo

A Figura 2.9 mostra uma turbina Turgo completa.

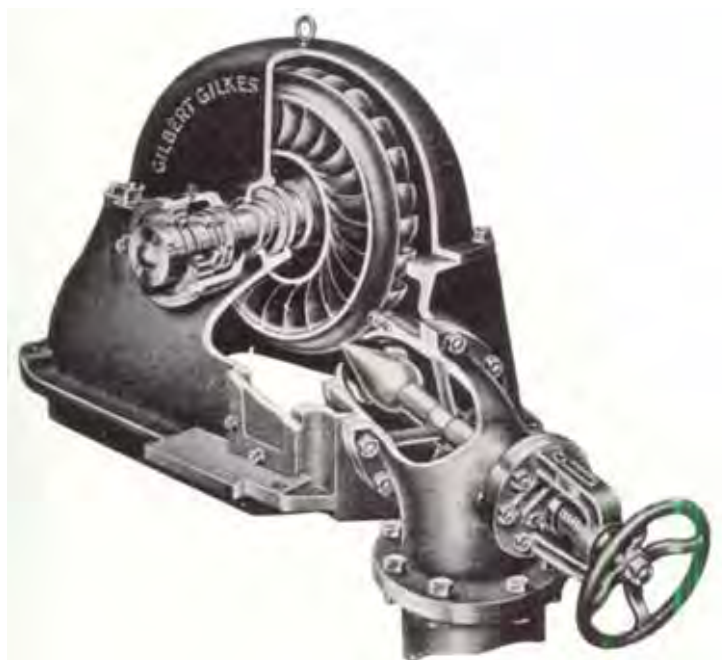


Figura 2.9- Turbina Turgo completa

2.5.3 Turbina de Impulsão – Mitchel – Banki

Inicialmente patenteada na Inglaterra em 1903 por G. Mitchel, um engenheiro australiano, e mais tarde entre os anos de 1917 e 1919 pesquisada e divulgada pelo professor húngaro Banki, esta turbina foi muito comercializada na Alemanha por volta de 1923. No Brasil a turbina Mitchel-Banki, ou de fluxo cruzado, como também é conhecida, é objeto de pesquisa do Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas – UNIFEI desde 1983. O seu campo de aplicação atende quedas de 3 a 100m e vazões de 0,02 a 2,0 m³/s. A Figura 2.10 mostra este tipo de turbina.

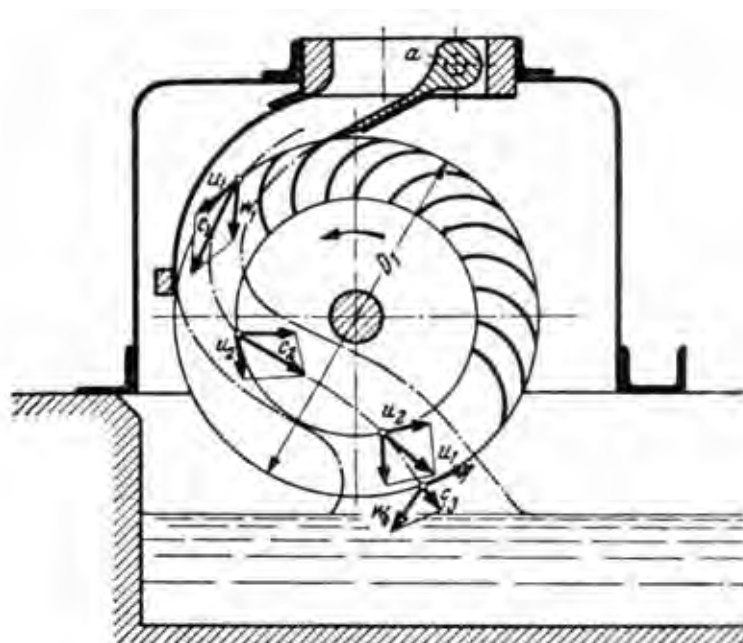


Figura 2.10 - Esquema de uma vista axial de uma turbina Mitchel-Banki

2.5.4 TURBINA DE REAÇÃO - FRANCIS

A turbina Francis foi desenvolvida pelo engenheiro James Bicheno Francis em 1849. Incumbido em 1847 de estudar uma turbina para o aproveitamento energético do desnível em um rio, sua atenção recaiu sobre uma máquina de escoamento centrípeta, cuja patente já fora

requerida em 1838 por Samuel Dowd. Foram tantos os aperfeiçoamentos introduzidos por na turbina de Dowd que esse tipo de turbina mereceu o nome de Francis.



Figura 2.11- Rotor de uma turbina Francis

São turbinas rigorosamente centrípeta, e permitem o uso de um tubo proposto em 1843 por Jonval para conduzir a água, após sair do receptor, até um poço, tubo esse que, pela semelhança com os tubos de aspiração das bombas, recebeu o nome de tubo de sucção ou de aspiração. Este tubo também se chama tubo difusor ou tubo recuperador, e ainda, este tubo constitui parte essencial da turbina Francis.

A função do tubo de sucção é manter a continuidade da massa líquida em escoamento, desde a saída do receptor até o nível da água no poço de escapamento, impedindo que caia livremente do receptor, como acontece na turbina Pelton. Consegue-se deste modo um aumento

da queda hidráulica, pela transformação da energia cinética que possui a água ao sair do receptor em energia de pressão, com um aumento na potência da turbina. Deste modo, o tubo de sucção cria uma depressão na saída do rotor de tal forma que se recupera não apenas a maior parte da energia cinética da água que sai do tubo, mas também ganhasse ainda o desnível topográfico entre a saída do rotor e o nível da água no poço.

O formato do receptor da turbina Francis foi evoluindo à medida que se procurava aumentar sua velocidade e se ampliava a faixa de valores da queda. Swain, em 1855, propôs o rotor com desvio progressivo da água da direção radial para a axial, tal como nos rotores das turbinas Francis normais atuais. Em 1917, surgiu o Dubs apropriado a velocidades específicas elevadas. A turbina com receptor Dubs é conhecida com o nome de turbina Francis rápida e extra-rápida.

O distribuidor das turbinas Francis é constituído de um conjunto de pás dispostas em volta do receptor, e que podem ser orientadas por meio de um comando especial, de modo a dar, para cada valor da descarga, o ângulo mais conveniente de entrada da água no receptor, isto é, um escoamento com o mínimo de perdas hidráulicas, como mostrado na Figura 2.12.

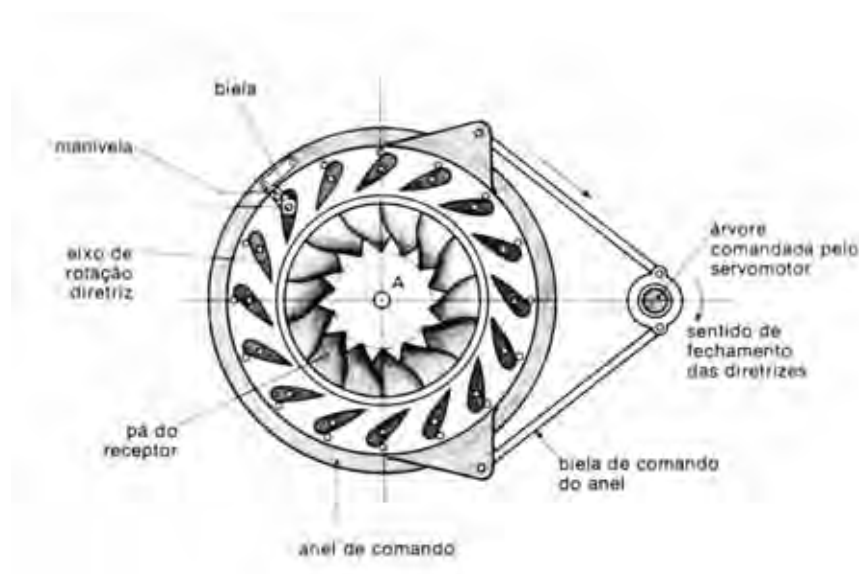


Figura 2.12- Pás diretrizes de uma turbina Francis – vista axial

Junto com as pás está o caracol ou voluta que é o elemento através do qual a água chega no rotor da turbina. A Figura 2.13 mostra um corte onde estão as pás diretrizes e a voluta.

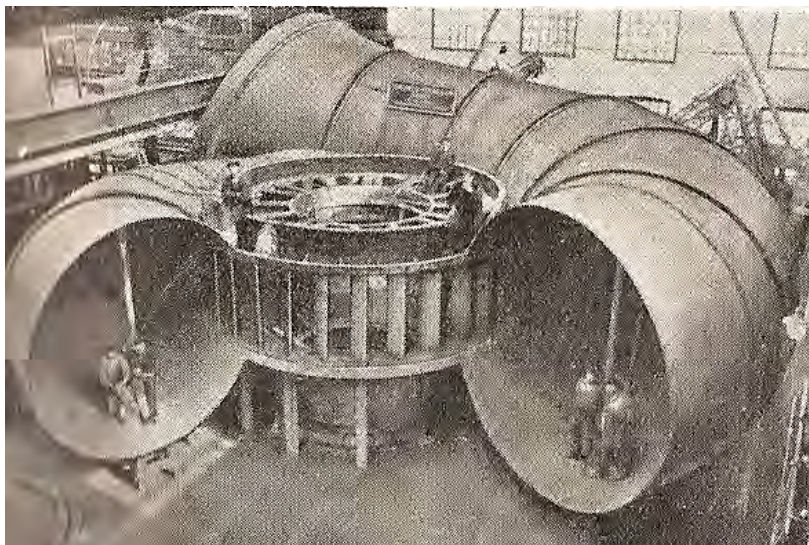


Figura 2.13- Pás diretrizes e voluta de uma grande turbina Francis.

Muitas turbinas Francis em pequenas instalações, tais como aquelas instaladas em pequenas potências nas fazendas, não utilizam as pás diretrizes para o controle da vazão da água. Em lugar das pás diretrizes faz-se uso de uma válvula de gaveta na entrada da voluta, regulando desta forma a vazão da água na turbina. Nestas instalações estas turbinas, assim como as turbinas Pelton, têm aplicação para o acionamento de pequenos geradores elétricos, moinhos de milho para obtenção do fubá, ou então, picadeiras de cana, ou esmeril, ou serra circular par corte de madeira, etc. Fica claro que com a vazão regulada desta forma o rendimento fica prejudicado.

Nas turbinas que utilizam pás diretrizes o acionamento destas pás pode ser feito manualmente através de dispositivos com parafusos de tração para o giro do anel de comando. No entanto, em turbinas de potências maiores o giro do anel de comando é feito por comandos hidrostáticos.

A Figura 2.14 mostra os diversos tipos de rotores de turbinas Francis de acordo com a velocidade específica, onde pode-se observar rotores de turbinas lentas em A e B, turbinas normais em C e D, turbinas rápidas em E, e turbinas extra rápidas em F.

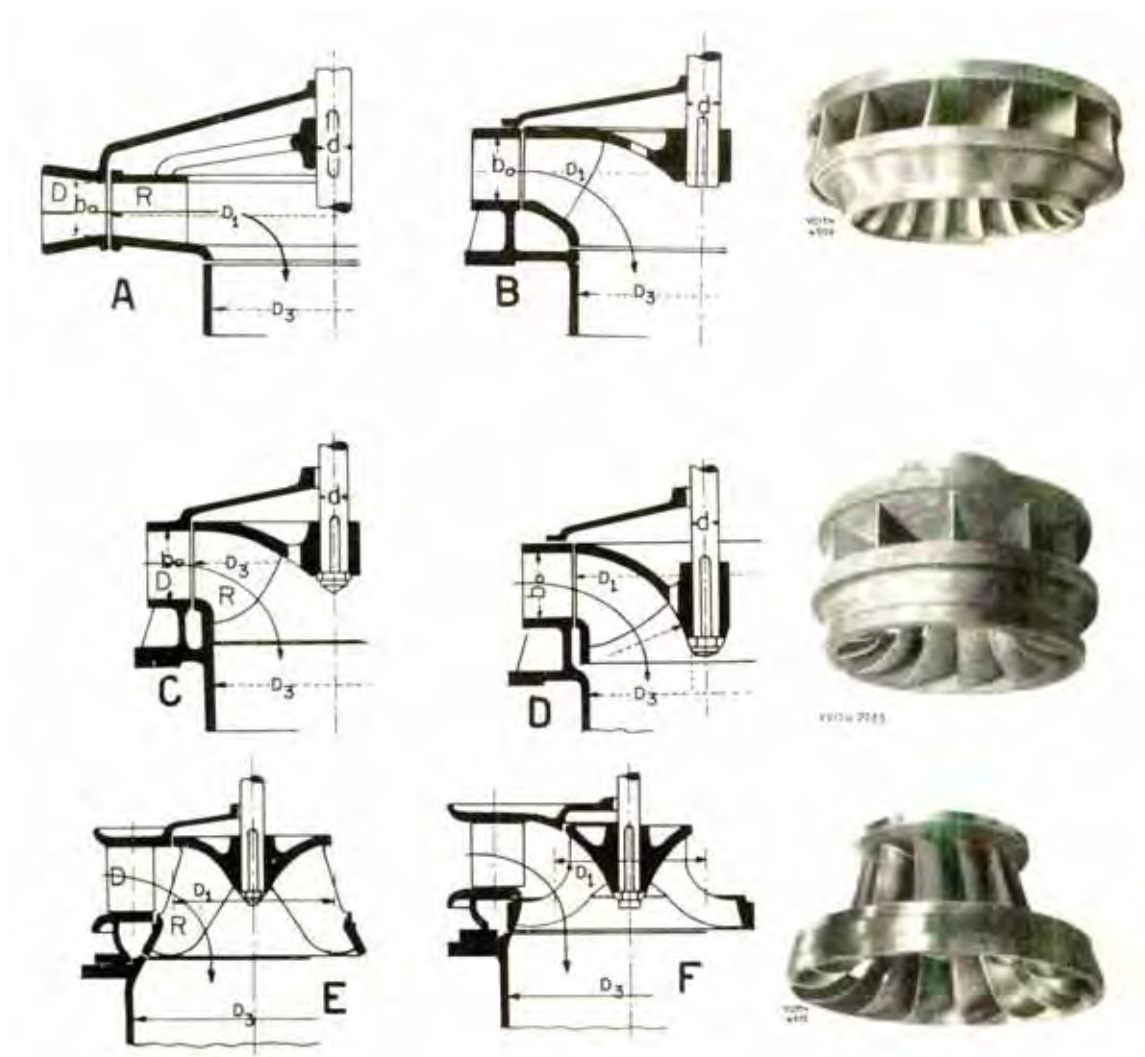


Figura 2.14- Turbinas Francis lenta, normal, rápida e extra rápida.

A Figura 2.15 mostra a faixa de velocidade específica onde a Francis é utilizada juntamente com a turbina Pelton e Kaplan. A turbina Francis é uma das mais utilizadas nas instalações hidráulicas no mundo. A escolha de qual modelo Francis, de acordo com a velocidade específica que será utilizada é função da altura de queda, da vazão, e da velocidade angular do eixo, também mostrado na Figura 2.15.

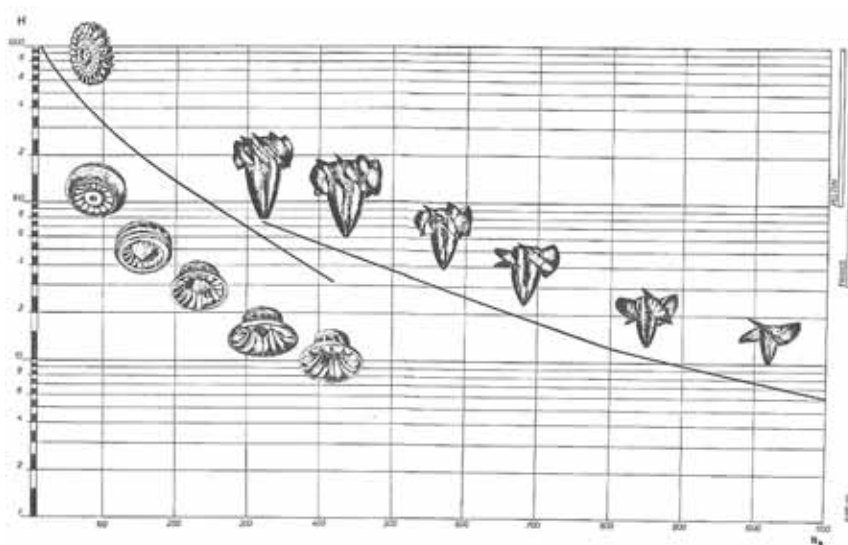


Figura 2.15 Velocidade específica para turbinas Pelton, Francis e Kaplan

2.5.5 Turbinas de reação Kaplan e Hélice

Os projetistas de turbinas a partir de 1920 tem direcionado suas atenções para unidades de velocidades específicas maiores a fim de reduzir o custo destas máquinas em instalações de usinas hidrelétricas com baixa queda. A turbina Francis com uma velocidade específica de aproximadamente 400 era naquela época suficientemente avançada para dar excelentes resultados para maioria de instalações de baixa queda. Para pequenas quedas geralmente, onde o custo às máquinas são de apreciável proporção em relação ao custo total, qualquer aumento na velocidade específica leva a uma grande redução no custo por CV do que teria o mesmo aumento para altas quedas. Em consequência o aparecimento da turbina Kaplan e turbinas Hélice, que são máquinas de alta velocidade específica, possibilitou projetos mais econômicos de serem realizados.

Como resultado de se obter turbinas com velocidades específicas altas a turbina Hélice surgiu. Experimentos do professor Kaplan com modelos de turbinas Hélice levaram à conclusão de que a grande desvantagem era de que as turbinas Hélice tinham uma curva de eficiência muito íngreme e o problema podia ser resolvido com a variação do ângulo da pás durante a operação da turbina. A turbina Hélice de pás com ângulo variável, mais apropriadamente chamada de turbina Kaplan, alcançou então um bom estágio de evolução. Com a experiência

adquirida as turbinas Kaplan puderam também ter as suas alturas de queda aumentada até valores de 50 m. Pequenas turbinas Kaplan podem ser usadas até 70 m. A Figura 2.16 mostra uma turbina Kaplan.

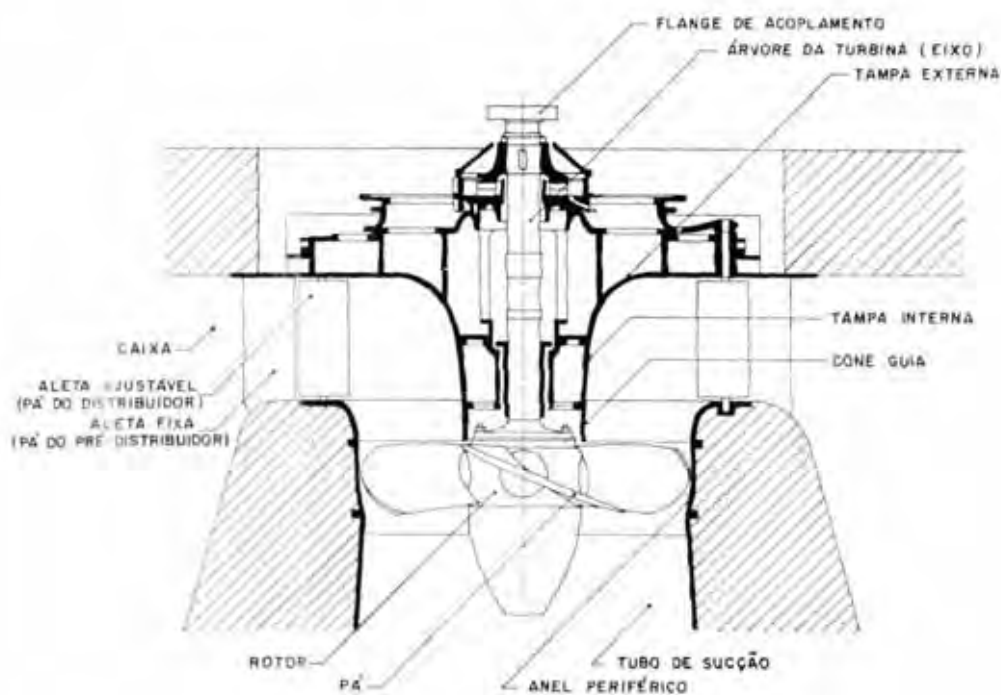


Figura 2.16 Turbina Kaplan

2.5.6 Turbinas de Reação Tubular e Turbina Bulbo

A utilização de desníveis hidráulicos reduzidos pode não ser viável nem mesmo com turbinas Kaplan de eixo vertical. Procuraram, então, os fabricantes soluções com instalações da turbina hélice de eixo horizontal ou com pequena inclinação, de modo a poderem ser aproveitados desníveis pequenos como ocorre em certas modalidades de usinas a fio d'água e em usinas maré-motrizes.

Nas turbinas tubulares, de pás fixas ou orientáveis, é colocado num tubo por onde a água escoar, e o eixo, horizontal ou inclinado, aciona um alternador colocado externamente ao tubo. Na Figura 2.17 são mostradas duas instalações de turbinas tubulares.

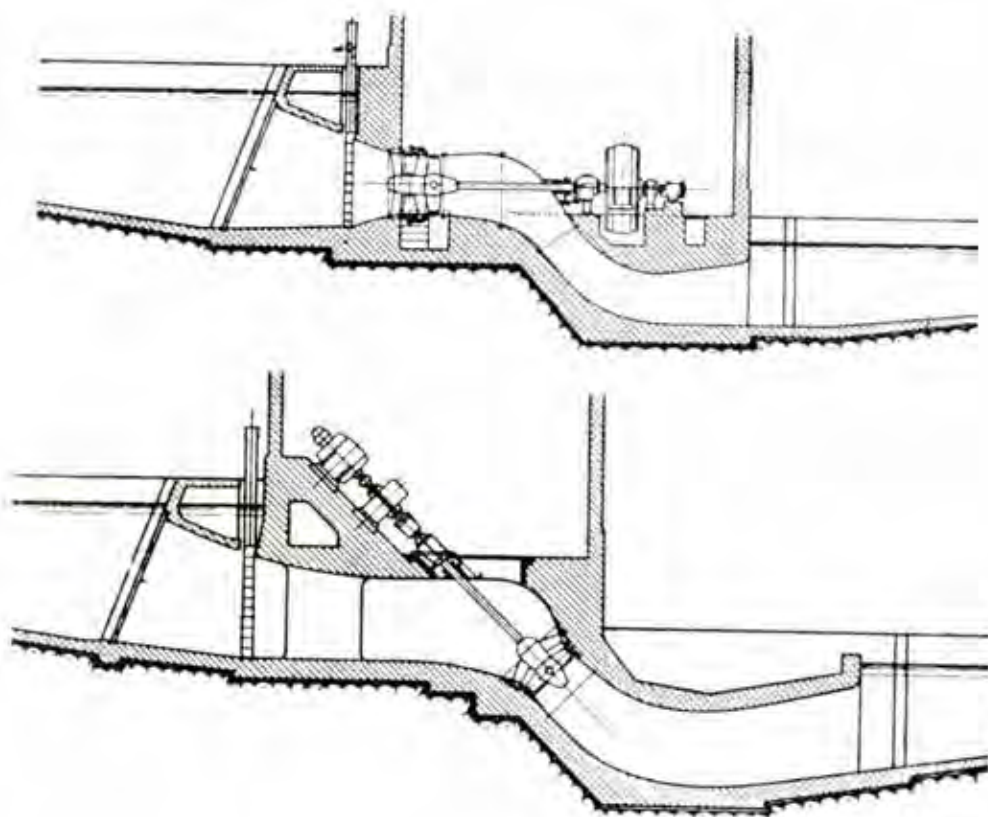


Figura 2.17- Turbinas tubulares

A turbina bulbo pode ser considerada como uma evolução do tipo acima citado. O rotor possui pás orientáveis semelhantes à turbina Kaplan e existe uma espécie de bulbo, colocado no interior do tubo adutor de água. No interior do bulbo, que é uma câmara blindada, pode existir meramente um sistema de transmissão por engrenagens, para transmitir o movimento do eixo da hélice ao alternador ou, então, no interior do bulbo fica o próprio alternador.

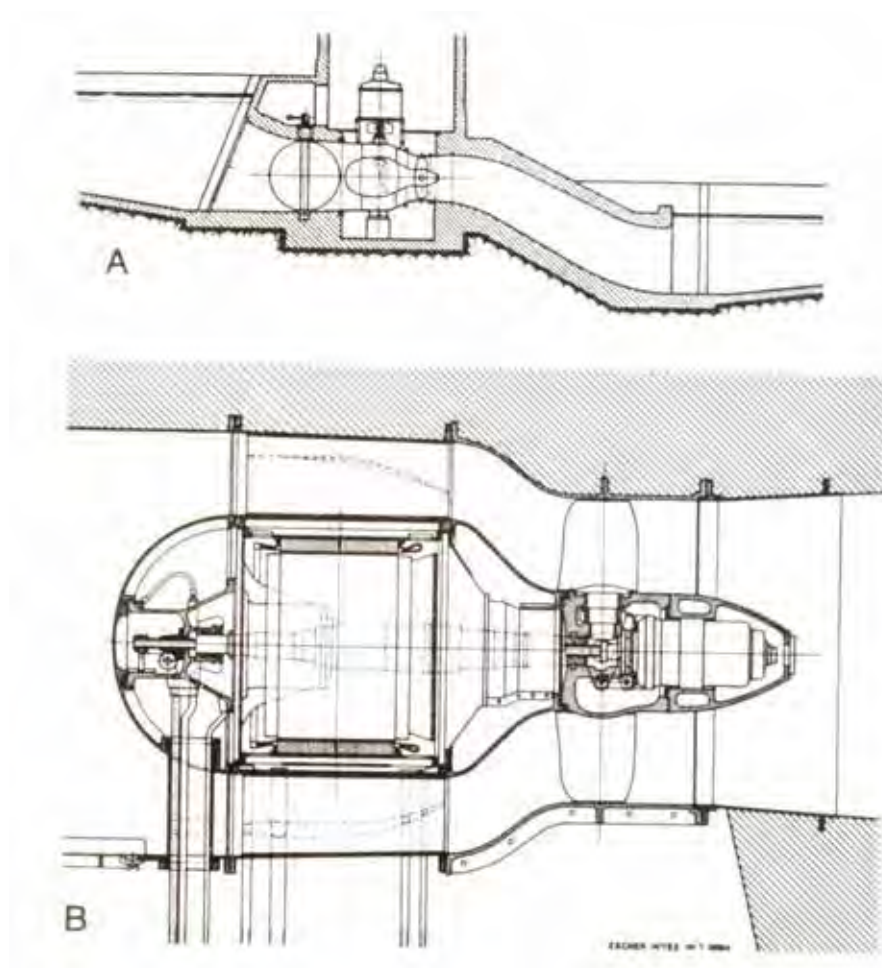


Figura 2.18-Turbina bulbo com gerador externo (A) e com gerador no próprio bulbo(B).

Existem turbinas bulbo com até 8 m de diâmetro. A turbina bulbo dispensa a caixa em caracol e o trecho vertical do tubo de sucção. O espaço ocupado em planta pe portanto menor que o das turbinas Kaplan. Para um mesmo diâmetro do rotor, a turbina bulbo absorve uma descarga maior que as Kaplan, resultando daí maior potência a plena carga. As turbinas bulbo por poderem funcionar com turbinas ou como bombas têm sido empregadas em usinas maré-motrizes como a do estuário do rio Rance na França, onde forma instaladas 24 unidades de 10 MW cada. A Figura 2.18 mostra uma turbina bulbo com gerador exterior em A e com gerador no próprio bulbo em B.

3 FUNDAMENTOS PARA O PROJETO DE TURBINAS FRANCIS

3.1 DISPOSIÇÃO DA TURBINA FRANCIS

As turbinas Francis podem ser dispostas de dois modos: com eixo vertical, como mostrado na Figura 3.1, ou com eixo horizontal como mostrado na Figura 3.2.

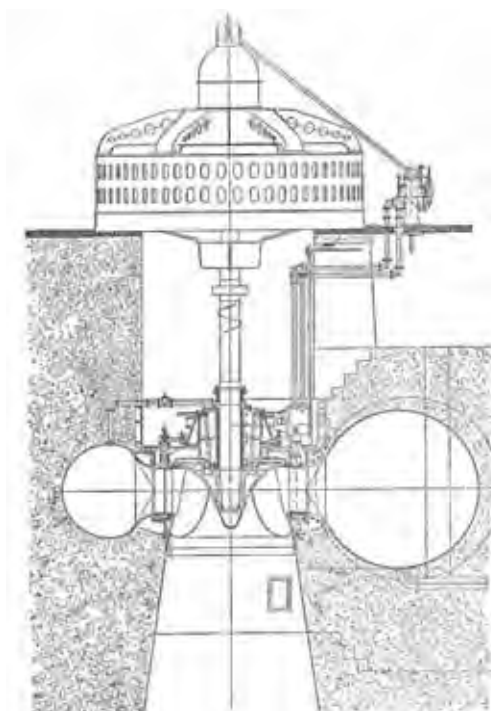


Figura 3.1- Turbina Francis com eixo vertical

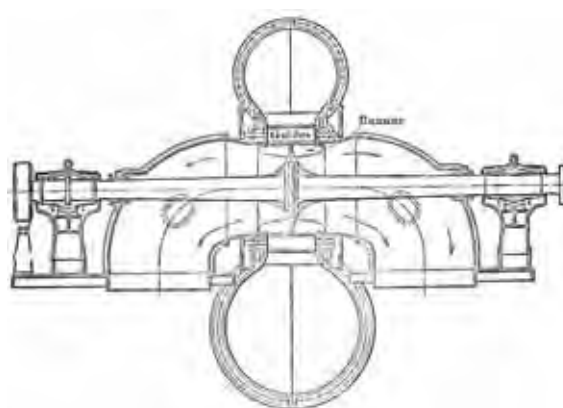


Figura 3.2- Turbina Francis com eixo na horizontal

A disposição eixo vertical requer o mínimo de espaço para a sua instalação e portanto permite a menor área para a casa de máquinas. Não é apenas mais econômico em espaço, mas em muitos casos é a única solução prática para grandes máquinas, especialmente quando a natureza topográfica do local limita o tamanho da casa de máquinas.

Em lugares onde a construção de uma represa em uma vale pequeno requer um largo vertedouro para escoar a cheias do rio, geralmente será visto que a área disponível para a casa de máquinas é muito restrita. A disposição de eixo vertical torna-se então obrigatória.

Hidraulicamente, a disposição eixo vertical é preferível à disposição de eixo horizontal, pois ela permite a colocação da turbina em um nível mais baixo em relação ao nível de saída com um mínimo de profundidade de escavação. Isto é importante a fim de reduzir a probabilidade de erosão do rotor por cavitação que resulta de muito baixa pressão absoluta no lado de descarga do rotor. Do ponto de vista de construção, turbinas de eixo horizontal são econômicas apenas para máquinas de pequeno tamanho. Com tamanhos grandes da voluta, estruturas complicadas seriam necessárias para suportar a caixa espiral e o tubo de descarga, a menos que eles sejam estruturalmente fortes.

Para o arranjo vertical a partes mais larga da turbina são embebidas em concreto, que não necessitam suportes, mas também previne distorções e aumenta a resistência à vibração.

A turbina horizontal tem a vantagem de prover maior acessibilidade a todas as peças do conjunto. Se o tamanho físico permite tal disposição, o rotor pode ser desmontado após a remoção de parte do tubo de descarga com mais facilidade que a máquina de eixo vertical. A importância de tal consideração depende muito da frequência dos reparos ou manutenção do rotor que pode ser esperada. Quando várias máquinas estão operando na mesma casa de máquinas, a rotina de manutenção requer que uma que uma desmontagem deveria acontecer pelo menos cada cinco anos. Isto aplica-se ao gerador elétrico assim como para a turbina. Desde que a remoção do rotor do gerador permita o melhor acesso até a turbina, é evidente que para manutenção normal a disposição de eixo vertical é mais conveniente que a de eixo horizontal. Isto assume que, com água razoavelmente livre de areia e uma turbina bem projetada, manutenção não deveria requerer maior frequência de desmontagem da turbina que do gerador. Mesmo com a disposição eixo vertical, pode-se ter uma maneira de remover o rotor sem desmontar mais do que a parte superior do tubo de descarga.

É óbvio que o trabalho de lubrificação diário dos mancais de todas as pás direcionais é bastante facilitada pela disposição eixo vertical.

Na montagem eixo vertical é aconselhável retirar o rotor e levantar o anel do rolamento de encosto antes de qualquer operação. Os mancais de deslizamento, contudo, tornam-se meros guias sem qualquer carga vertical, pois todas as forças são balanceadas devido à simetria. Com eixo horizontal rotores pesados requerem maior cuidados e esforços em cada mancal de deslizamento. Outra desvantagem da disposição horizontal é a necessidade de uma curvatura adicional do tubo de descarga para conduzir a água da direção horizontal para a direção vertical, e novamente na direção horizontal em direção ao caminho de saída da água. Então a eficiência da turbina horizontal é reconhecida como sendo inferior a de eixo vertical por mais ou menos dois por cento. Com a tendência de aumento do tamanho das unidades e com consequente necessidade de altos rendimentos e de redução da área das casas de máquinas, a disposição eixo vertical é normalmente a mais favorável. Quando pequenas máquinas são instaladas em altas quedas, a disposição eixo horizontal deve ser preferida, mas mesmo assim a tendência é em favor da máquina com eixo vertical. Em alguns países onde os projetistas de turbinas trabalham com unidades muito grandes, unidades de eixo horizontal é considerada obsoleta. Em favor da disposição de eixo horizontal, contudo, pode-se notar que as fundações são mais simples, mas isto é válido somente para unidades pequenas.

3.2 O ROTOR DA TURBINA FRANCIS E SUA VELOCIDADE ESPECÍFICA

O item mais importante na turbina Francis é o rotor que deve ser projetado para fornecer o melhor rendimento sob todas as condições de uma instalação. A turbina como um todo deve ser considerada como dependente do rotor com respeito ao seu tamanho e posição. Todas as partes da turbina são construídas em volta do rotor e são projetadas para conduzir a água em direção a ele e para fora dele, de tal modo a se obter o melhor rendimento. Também é no rotor que acontece a transformação da energia hidráulica em energia mecânica, que é o objetivo principal de uma turbina.

A melhor eficiência é alcançada sob condições onde as perdas totais na turbina são mínimas. As perdas aparecem devido as seguintes causas:

- a) atrito nas passagens do rotor
- b) turbulência na entrada das pás rotor
- c) turbulência na saída das pás do rotor
- d) vazamento de água nas vedações entre as partes fixas e rotativas da turbina
- e) atrito nos mancais
- f) atrito na caixa espiral, pás diretrizes e tubo de descarga

Das perdas acima descritas, a primeira é diretamente dependente do tamanho do rotor. Aquelas devido às turbulências podem ser minimizadas com ângulos e formas das pás corretos. As outras perdas surgem de causas fora do rotor.

Os rotores devem ser projetados de tal forma a se obter o mínimo de soma de perdas e isto é a base sobre a qual o tamanho do rotor é fixado. As perdas são reduzidas ao se adotar a menor velocidade absoluta na descarga da água, para o qual um diâmetro grande é necessário. Não apenas isto resulta em superfície maior de atrito, mas também a velocidade da água aumenta em relação às pás com o aumento da velocidade periférica do rotor. A perda por atrito aumenta com o quadrado da velocidade relativa sobre as pás, que por sua vez aumenta com o quadrado do diâmetro de saída. A perdas aumentam então muito rapidamente com o aumento do diâmetro de saída.

Somente pode-se definir o rotor a partir dos dados de projeto, isto é, a vazão nominal, a altura ou queda d'água e a rotação nominal do eixo. A vazão é definida em função das características hidrológicas do curso d'água e se haverá represa ou será a fio d'água. A queda d'água é consequência também da represa ou do ponto de captação. Finalmente a rotação é fixada em função da frequência da rede elétrica no país, assim como uma das características construtivas do alternador que é o seu número de pólos.

Como consequência dessas informações um outro dado importante que irá caracterizar o rotor da turbina Francis é a sua rotação específica, definida através da fórmula onde aparece a rotação, a potência e a queda.

A velocidade específica de uma turbina Francis vai dividi-la em 3 categorias básicas: rotor lento, rotor normal e rotor rápido. Esta divisão caracteriza visualmente estes rotores conforme mostrado

O melhor compromisso é alcançado quando ângulos de saída convenientes são escolhidos e a prática indica que isto acontece quando $D_2^3 n / Q$ está com valores entre 85 e 115, dependendo do acabamento das pás rotor e da eficiência do tubo de descarga. A direção da descarga da água é perpendicular à direção da rotação do rotor. Esta razão aplica-se a todos os rotores de turbinas de reação e pode ser derivada considerando a quantidade de água Q passando com movimento axial uniforme através de um cilindro de diâmetro D_2 girando a uma rotação n . A tangente do ângulo β_2 da água relativo ao cilindro é proporcional a $D_2^3 n / Q$.

A quantidade $D_2^3 n / Q$ é adimensional. Para uso prático a velocidade é expressa em rotações por minuto para os quais os 85 a 115 corresponde. O diâmetro D_2 e a descarga Q são então em pé e pé cúbico por segundo respectivamente. Será notado que a expressão é independente da queda sob qual a turbina opera e conseqüentemente é também independente da velocidade específica. Para o projetista esta consideração é de muita ajuda, pois permite mostrar o layout do rotor de um modo que será mostrado.

4 CÁLCULOS DO PROJETO

4.1 PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE UMA TURBINA FRANCIS

O pré-dimensionamento apresentado segue o roteiro de cálculo de acordo com Bran (1984).

Dados: Vazão – $Q = 6,2 \text{ [m}^3/\text{s]}$
 Altura – $H = 330 \text{ [m]}$
 Rotações por minuto – $n = 720 \text{ [rpm]}$

1) Determinação da potência hidráulica – P

$$P_1 = \gamma \cdot Q \cdot H = 1000 \cdot 6,2 \cdot 330 \left[\text{kgf} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad \dots(1)$$

ou

$$P_1 = 2,046 \times 10^6 \left[\text{kgf} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = \frac{2,046 \times 10^6}{75} [\text{cv}] = 27280 [\text{cv}]$$

ou

$$P_1 = 27280 \cdot 0,736 [\text{kW}] = 20078 [\text{kW}]$$

Por prática ou catálogos de orientação adotamos um rendimento total $\eta_t = 0,8$, ou com um rendimento mecânico $\eta_m = 0,95$. Sendo assim, a potência no eixo P_2 é:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_t = 20078 \cdot 0,8 [\text{kW}] \quad \dots(2)$$

ou

$$P_2 = 16062,4 [\text{kW}]$$

2) Determinação do tipo de turbina Francis

A escolha é baseada na velocidade específica n_{qA} dada por:

$$n_{qA} = \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \cdot 10^3 \quad \dots(3)$$

Onde: Q – vazão em m³/s
 n – rotação por segundo
 Y – trabalho específico em J/kg

O trabalho específico Y é dado pelo produto da altura pela aceleração da gravidade, da seguinte forma:

$$Y = g \cdot H = 9,81 \cdot 330 \left[\frac{m}{s^2} \cdot m \right] = 3256 \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \dots(4)$$

Pela equação (3), o valor de n_{qA} é:

$$n_{qA} = \frac{12 \cdot 6,2^{\frac{1}{2}}}{3256^{\frac{3}{4}}} = \frac{12 \cdot 2,48}{431} = 71,9$$

3) Determinação de elementos de orientação para o rotor.

Do gráfico da figura 4.1 obtém-se alguns elementos como primeira orientação:

$$\frac{C_{5\max}^2}{2 \cdot Y} = 0,08$$

$$\frac{D_{4m}}{D_{5e}} = 1,8$$

$$\frac{b_0}{D_{5e}} = 0,14$$

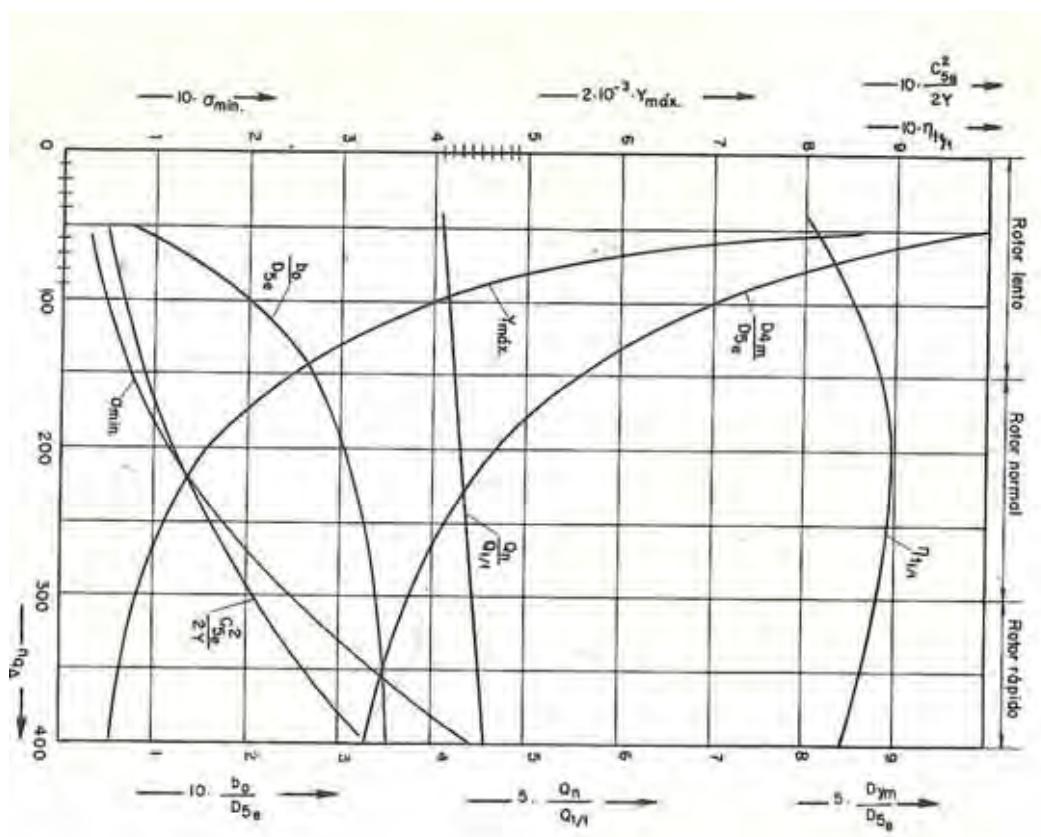


Figura 4.1 – Elementos para pré-dimensionamento de turbina Francis

- 4) Determinação de $\frac{C_{5 \max}^2}{2 \cdot Y}$

$$C_{5 \max} = (0,08 \cdot 2 \cdot 3256)^{\frac{1}{2}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad \dots(5)$$

ou

$$C_{5 \max} = 18,0 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Está é a velocidade máxima no tubo de sucção.

- 5) Determinação do diâmetro mínimo do tubo de sucção.

Através da equação da continuidade, pode-se escrever:

$$D_{5e \min} = \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot C_{5 \max}} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{4 \cdot 6,2}{\pi \cdot 18} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,68[m] \quad \dots(6)$$

- 6) Determinação do diâmetro médio da entrada do rotor.

Como $\frac{D_{4m}}{D_{5e}} = 1,7$ pode-se escrever:

$$D_{4m} = 1,7 \cdot D_{5e} = 1,7 \cdot 0,68[m] = 1,22[m] \quad \dots(7)$$

- 7) Determinação de b_0 – largura da entrada do rotor.

Como $\frac{b_0}{D_{5e}} = 0,14$ obtém-se:

$$b_0 = D_{5e} \cdot 0,14 = 0,68 \cdot 0,14[m]$$

ou

$$b_0 = 0,095[m]$$

- 8) Verificação dos elementos calculados.

Inicialmente verifica-se a equação fundamental das turbinas:

$$\mu_{4m} = \pi \cdot D_{4m} \cdot n = \pi \cdot 1,22 \cdot 12 = 45,96 \left[\frac{m}{s} \right] \quad \dots(8)$$

O trabalho específico sera:

$$Y_{pá} = \eta_h \cdot Y = 0,84 \cdot 3256 \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \dots(9)$$

ou

$$Y_{pá} = 2735 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Arbitra-se um triângulo para turbina Francis lenta:

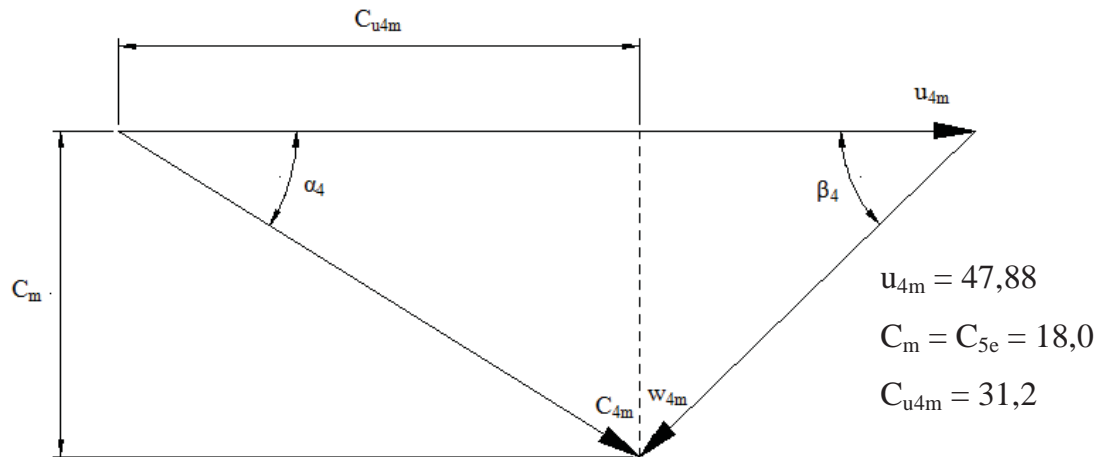


Figura 4.2 Triângulo de velocidades

Tomando $C_m = C_{5e} = 18,0$ [m/s], pode-se retirar da Figura $\beta_4=48^\circ$ e $\alpha_4=32^\circ$. Se este triângulo for o real obtém-se:

$$Y_{pá} = u_{4m} \cdot c_{u4m} = 47,88 \cdot 31,2 = 1493,8 \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \dots(10)$$

Como necessitamos $Y_{pá} = 2735 \left[\frac{J}{kg} \right]$, necessita-se aumentar u_{4m} .

Como a equação fundamental é:

$$Y_{pá} = u_{4m}^2 \cdot \frac{C_{u4m}}{u_{4m}} = u_{4m}^2 \cdot n_1 = u_{4m} \cdot c_{u4m} \quad \dots(11)$$

Logo,

$$u_{4m} = \left(\frac{Y_{pá}}{n_1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \dots(12)$$

Tomando a velocidade relativa n_1 e aplicando a equação (13):

$$u_{4m} = \left(\frac{2735,0}{0,92} \right) = 54,5 \left[\frac{m}{s} \right]$$

e,

$$C_{u_{4m}} = \left(\frac{2735,0}{54,5} \right) = 50,2 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Recalculando-se obtém-se:

$$D_{4m} = \frac{u_{4m}}{\pi \cdot n} = \frac{54,5}{\pi \cdot 12} [m] \quad \dots(13)$$

ou

$$D_{4m} = 1,44 [m]$$

e,

$$D_{5e} = \frac{D_{4m}}{1,8} = 0,77 [m]$$

O novo valor de b_0 é:

$$b_0 = 0,14 \cdot D_{5e} [m]$$

ou,

$$b_0 = 0,107 [m]$$

Com estes elementos e tomando como base um perfil conhecido pode-se modelar a turbina. No entanto, somente estes dados não são suficientes. É necessário mais informações, pois este trabalho não é um invento, e sim um projeto.

Pode-se ainda, segundo Bran (1984), concluir que porque $C_{u_{4i}}$ é menor que u_{4i} não haverá dupla curvatura na aresta de entrada da pá.

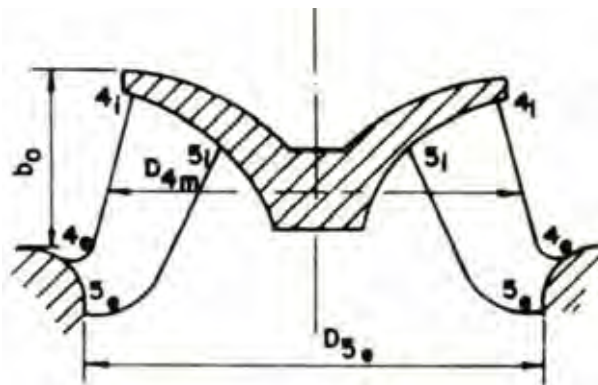


Figura 4.3- Elementos para pré-dimensionamento de rotores Francis

5 DESENHOS 2D e 3D

O desenho da turbina em 2D foi realizado procurando aplicar todas as informações obtidas no capítulo 4, assim como, aplicando também dos dados de cálculos básicos, tais como, vazão, altura de queda e RPM do eixo. Para completar o desenho as medidas das outras partes foram obtidas a partir de informações de desenhos de turbinas em funcionamento, pois deve-se lembrar que este trabalho é um projeto e não uma invenção. Sendo assim, observar detalhes de máquinas que estão em funcionamento é muito importante. Entretanto, o grande problema num projeto é como posicionar peças que são calculadas separadamente, tais como, o posicionamento das conexões como o eixo e o com tubo de descarga, as pás diretrizes e a voluta. Principalmente para a construção de apenas uma turbina, que é o caso desta pesquisa, esta é uma disposição que vai facilitar desde o desenho em 2D até o desenho em 3D, assim como, da própria usinagem da turbina.

Na Figura 5.1 os elementos da turbina são dispostos inicialmente após várias discussões, assim como era de se esperar, e também, após várias tentativas e erros. Observar que neste primeiro desenho de conjunto da turbina são poucas as dimensões utilizadas a partir dos cálculos.

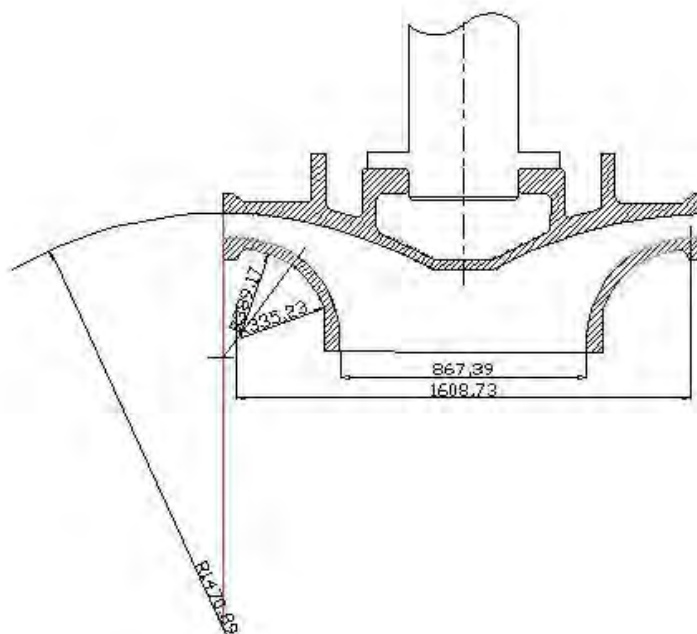


Figura 5.1- Desenho em 2D Turbina Francis

Na Figura 5.1, ainda, deve-se observar a entrada radial da água entre os dois anéis cilíndricos, assim como a saída axial através do furo central do anel inferior da figura. Até aqui são mostrados apenas estes dois anéis que compõem o corpo da turbina. A Figura 5.2 mostra a preparação das *polylines* que gerarão os dois anéis através do comando “REVOLVE” do AutoCAD.

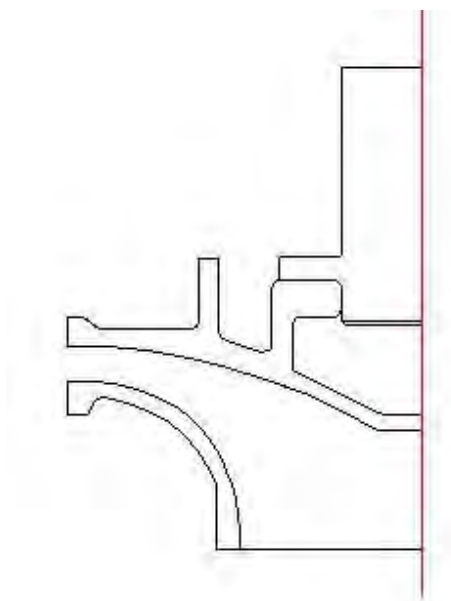


Figura 5.2- Polylines para o comando REVOLVE

Uma *polyline* gerará o eixo, a outra gerará o lado que estará fixado ao eixo assim como as saliências necessárias para os anéis de desgaste que são locais de vedação da água sob pressão. No anel inferior também os trechos retos e externos também trabalharão juntos com os anéis de desgaste. Estes anéis de desgaste são assim chamados porque são locais com folga muito pequena entre as partes fixas e as girantes. Estes anéis quando sofrem desgaste são substituídos e não as partes fixas ou as partes girantes. As folgas são pequenas porque são vedações com vazamentos e não vedações de vazamento zero. A Figura 5.3 mostra os anéis que compõem o corpo da turbina Francis que ainda está sem as pás.

Deve-se lembrar que este conjunto vai formar junto com as pás a parte girante de uma instalação de uma turbina Francis.

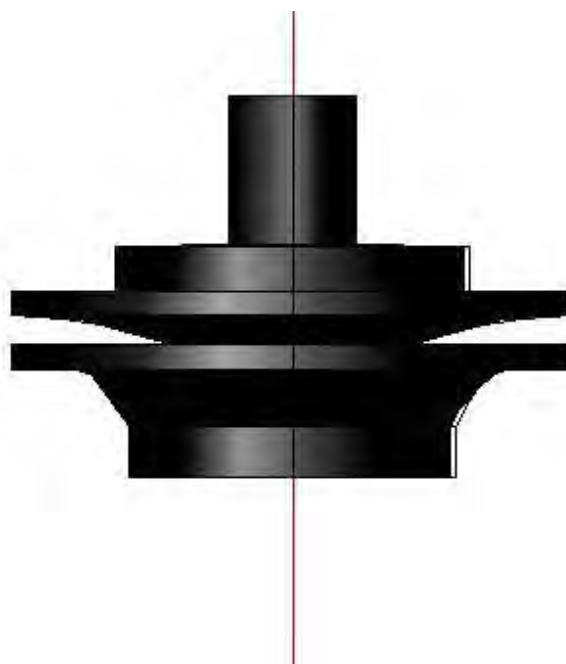


Figura 5.3- Anéis do corpo da turbina Francis e eixo

Em seguida inicia-se a modelagem das pás. Não se encontrou na literatura, após extensa pesquisa, uma seqüência para esta operação. Como em toda modelagem de um sólido existem vários caminhos para se completar a modelagem final. Neste trabalho será adotada uma técnica onde o plano xy sempre permanecerá no plano da tela do computador como se estivesse trabalhando normalmente em 2D. No entanto, o modelador está trabalhando em 3D e 2D ao mesmo tempo.

Neste trabalho, então, inicialmente, será eliminado momentaneamente o anel inferior e será cortado o anel superior da Figura 5.3, obtendo-se a Figura 5.4. Deve-se observar que este anel terá um disco com uma face plana, onde ambos os eixos horizontal e vertical estarão no plano xy da modelagem 3D.

Numa etapa seguinte, como a face cortada está no plano zx, ela será rotacionada de um ângulo de 90° em torno do eixo x, ficando, desta forma, com a face cortada exatamente no plano xy e voltada para o modelador. Agora, pode-se trabalhar no plano xy a fim de desenhar o perfil da pá e a sua posição. Esta posição é mostrada na Figura 5.5.

Nesta figura o sólido está mostrado na forma *wire frame* para facilitar os traçados seguintes. No eixo, no lado superior da Figura 5.5 será colocado o perfil da pá com o ângulo de 48° , conforme cálculo seguindo orientação de Bran (1984). Para facilitar este traçado será feito um ângulo de saída próximo daquele de entrada e uma curvatura tal que este ângulo de saída vai diminuindo conforme a pá progride na direção axial.

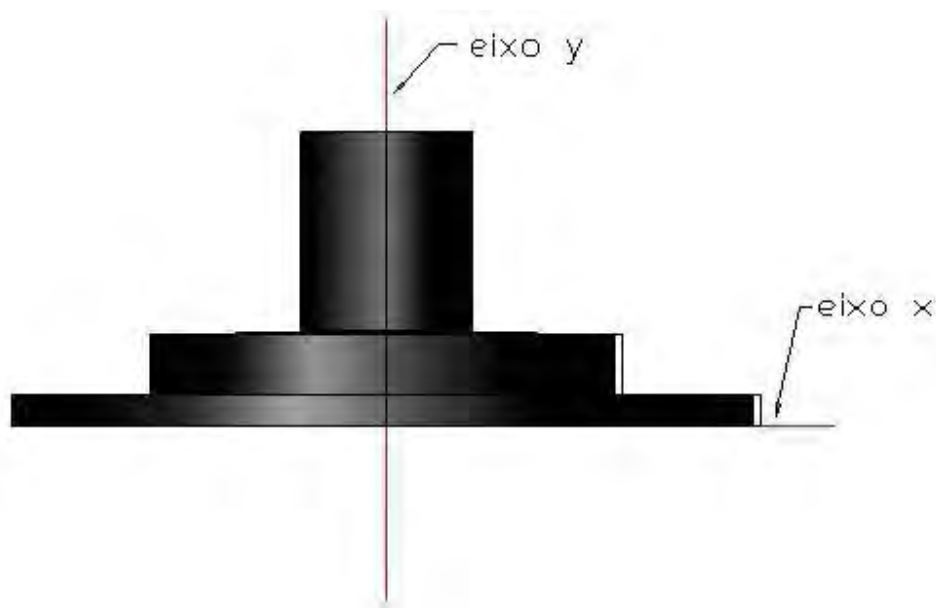


Figura 5.4- Anel superior cortado

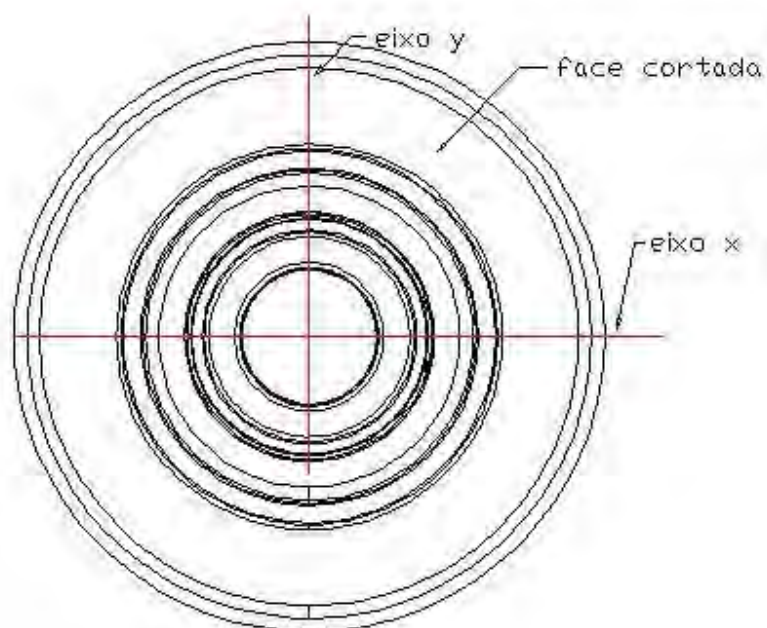


Figura 5.5- Anel superior cortado com face no plano xy

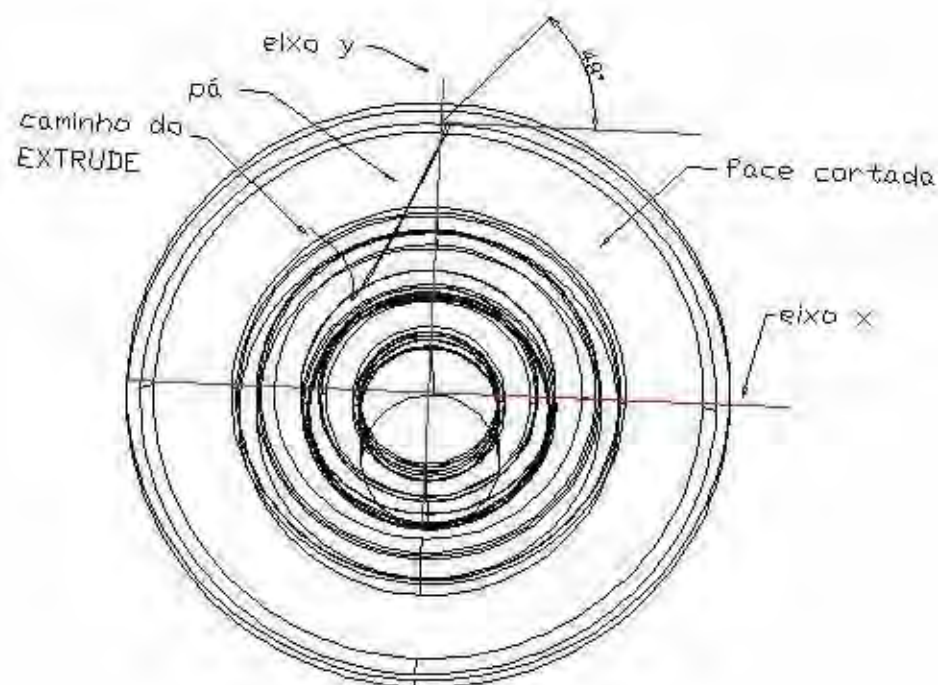


Figura 5.6- Anel superior cortado e elementos da pá

Os elementos para modelar a pá são: o perfil da pá, isto é, a sua espessura, ângulos em relação ao eixo e tangente da roda, assim como o caminho de sua progressão no espaço. Neste trabalho foi feito por tentativa e erro, um caminho que mantivesse uma curvatura simples e desenvolvesse de tal forma que o ângulo de saída fosse progredindo gradativamente, de tal forma a diminuir conforme a pá desenvolve-se na direção axial.

Prosseguindo com a modelagem da pá, inicialmente aplica-se o comando “EXTRUDE”, de acordo com o caminho, no perfil da pá, obtendo-se uma pá modelada em 3D sólido, como mostrado na Figura 5.7.

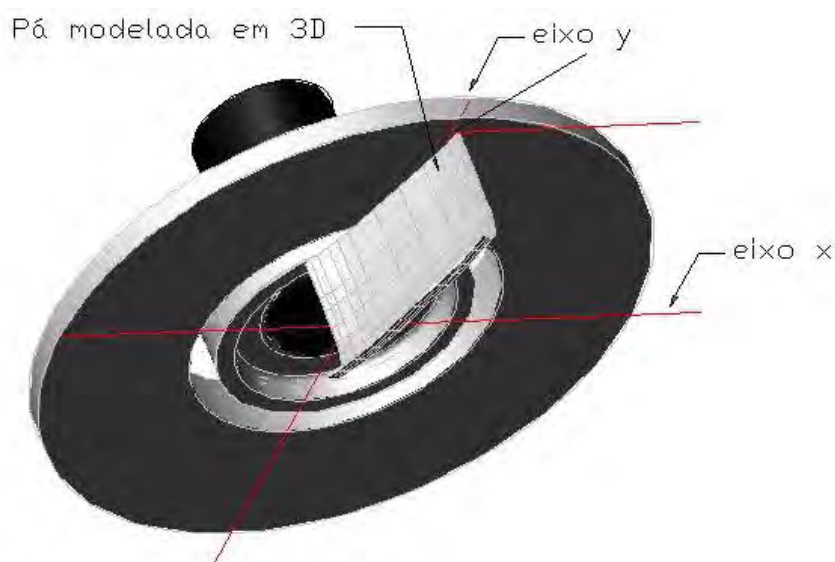


Figura 5.7- Pá modelada em 3D sólido

Com uma pá modelada verificou-se que ela ultrapassa até a parte externa do anel inferior. É necessário então que esta parte fora do anel seja retirada. Faz-se então uma subtração da pá até agora modelada de um sólido auxiliar, isto é, um sólido formado pela superfície externa do anel inferior, conforme mostrado na Figura 5.8.

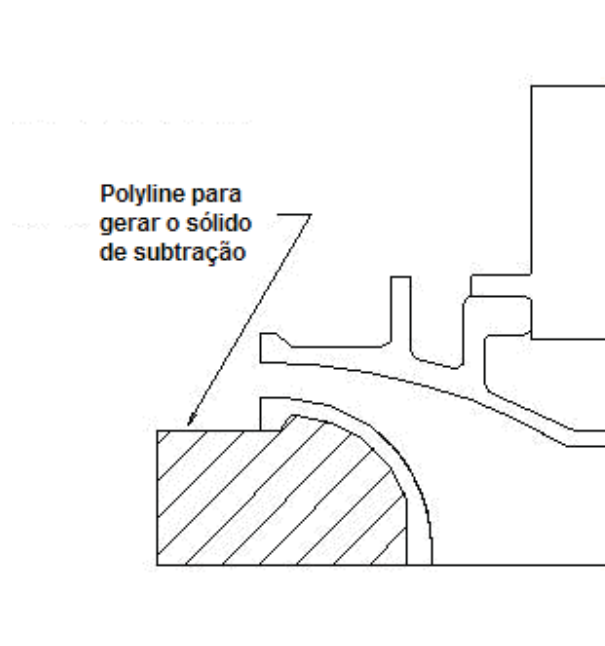


Figura 5.8- Polyline do sólido de subtração

Deve-se tomar o cuidado para fazer a subtração de apenas uma pá e depois gerar as outras pás, pois facilita muito a operação seguindo esta ordem. E, também, deve-se primeiramente girar a pá e o anel superior 90° em torno do eixo x.

Após estas operações de modelagem obtém-se a pá modelada conforme mostrado na Figura 5.9. A próxima operação é voltar a parte do anel superior que foi retirada para a modelagem da pá, assim como o anel inferior.

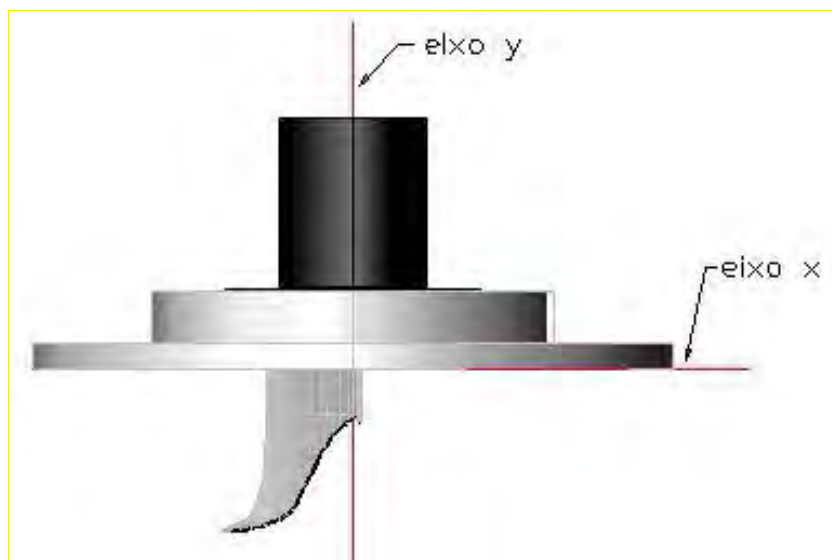


Figura 5.9- Pá modelada após subtração

A Figura 5.10 mostra o rotor modelado com apenas uma pá.

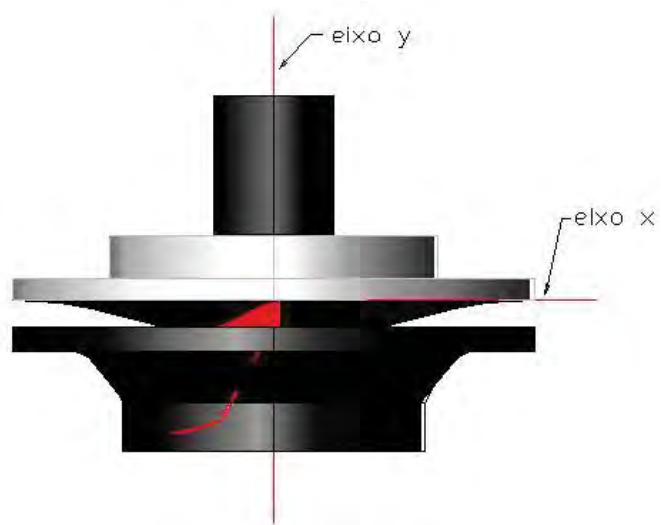


Figura5.10- Rotor modelado com apenas uma pá

Finalmente, na Figura 5.11 é apresentado o rotor modelado com 16 pás.



Figura 5.11- Rotor modelado com 16 pás

7 CONCLUSÕES

Com o desenvolvimento deste trabalho pode-se conhecer mais a respeito da turbina objeto de estudo, além de outros tipos de turbinas. Pela história pode-se ver que estas máquinas não foram desenvolvidas especificamente pelo nome do autor, mas normalmente ele aperfeiçoou trabalhos passados. Em relação a nossa civilização essas turbinas são recentes, mas as rodas d'água já existiam a centenas de anos. Estas também sofreram várias mudanças com o tempo, até se obter um tipo que atualmente ainda é usada e que possui ótimo rendimento na sua transformação de energia hidráulica para a energia mecânica. Com relação ao rendimento, a história mostra que foi uma preocupação constante dos pesquisadores em todos os tipos de máquinas em se obter máquinas com rendimento cada vez melhor. Os desníveis, ou quedas d'água associados à vazão também foi sempre objeto de preocupação dos estudiosos deste assunto. Isto fica evidente quando as rodas d'água evoluíram da undershot para a overshot, assim como as turbinas Francis evoluíram das lentas para as extra rápidas e, depois, para as Kaplan até chegar nas turbinas bulbo. Neste caminho evolutivo pode-se observar que primeiro tinha baixíssima altura, quase zero aproveitando apenas o escoamento em canais. Depois, a altura subiu até o diâmetro da roda. Nas turbinas começou com uma determinada altura e procurou-se o aproveitamento para baixíssima altura e grandes vazões.

Com respeito ao trabalho desenvolvido o objetivo de se desenhar em 3D uma turbina Francis foi alcançado. Primeiramente fez-se um estudo bibliográfico da história das máquinas hidráulicas que muito contribuiu para o melhor conhecimento destas máquinas. Em seguida, embora não existisse muitas turbinas para serem vistas, pelos menos aquelas do laboratório serviram para um pesquisa tátil-visual. Para o roteiro de cálculo muitos livros estão disponíveis, embora com algumas diferenças de nomenclatura. Sendo assim, foi usado o roteiro Máquinas de Fluxo dos professores Richard Bran e Zulcy de Souza. Mesmo não existindo roteiros para a modelagem 3 D deste tipo de turbina, após muitas tentativas e erros conseguiu-se obter desenho em 3D sólido desta turbina. Foi escolhido uma vazão e uma altura semelhante aquela de uma usina conhecida para poder comparar.

REFERÊNCIAS

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

BUCHI, G. **Le Moderne Turbine Idrauliche**. Italia: Editore Ulrico Hoepli, 1957. 918 p.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois, 1983. 649 p.

PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo**. Rio de Janeiro: Editora Livros Técnicos e Científicos, 1979. 459 p.

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