

---

## 2. TEORIA GERAL DAS MÁQUINAS DE FLUXO

---

### 2.1. Introdução

O homem tem buscado controlar a natureza desde a antiguidade. O homem primitivo transportava água em baldes ou conchas; com a formação de grupos maiores, esse processo foi mecanizado. Assim, as primeiras máquinas de fluxo desenvolvidas foram as rodas de conchas e as bombas de parafuso para elevar a água. Os romanos introduziram a roda de pás em torno de 70 a.C. para obter energia de cursos d'água. Mais tarde, foram desenvolvidos moinhos para extrair energia do vento, mas a baixa densidade de energia ali presente limitava a produção a poucas centenas de quilowatts. O desenvolvimento de rodas d'água tornou possível a extração de milhares de quilowatts de um único local.

Hoje, tiramos proveito de várias máquinas de fluxo. Num dia típico, obtemos água pressurizada de uma torneira, usamos um secador de cabelos, dirigimos um carro no qual máquinas de fluxo operam os sistemas de lubrificação, refrigeração e direção, e trabalhamos num ambiente confortável provido com circulação de ar. A lista poderia ser estendida indefinidamente.

O propósito deste capítulo é introduzir os conceitos necessários para analisar, projetar e aplicar máquinas de fluxo. A nossa abordagem lida quase que exclusivamente com escoamentos incompressíveis.

Inicialmente, a terminologia do assunto é introduzida e as máquinas são classificadas por princípio de operação e características físicas. Em vez de tentar uma abordagem de todo o assunto, concentramos nossa atenção em máquinas nas quais a transferência de energia do fluido, ou para o fluido, dá-se por meio de um elemento rotativo. Equações básicas são revistas e em seguida simplificadas para formas úteis na análise de máquinas de fluxo. As características de desempenho de máquinas típicas são consideradas. São dados exemplos de aplicações de bombas e turbinas em sistemas típicos.

---

### 2.2. Definição de Máquina de Fluido

**Definição Sistemas Fluidomecânicos:** conjunto formado por máquinas e/ou dispositivos cuja função é extrair ou adicionar energia de/para um fluido de trabalho.

O fluido de trabalho pode estar confinado entre as fronteiras do sistema formado pelo conjunto de máquinas e dispositivos, ou escoar através destas fronteiras (o que, para nossa análise, caracteriza um volume de controle na perspectiva da termodinâmica ou da mecânica dos fluidos).

**Definição Máquina de Fluido (fluid machinery):** é o equipamento que promove a troca de energia entre um sistema mecânico e um fluido, transformando energia mecânica em energia de fluido ou energia de fluido em energia mecânica.

No primeiro caso, em que há o aumento do nível energético de um fluido a partir do fornecimento de energia mecânica, por analogia com o gerador elétrico, apenas substituindo energia elétrica por energia de fluido, costuma-se designar a máquina de **máquina de fluido geratriz (geradora)**. No segundo caso, em que a energia mecânica é produzida a partir da redução do nível energético de um fluido, pela analogia com o motor elétrico, a máquina é usualmente chamada de **máquina de fluido motriz (motora)**.

A Figura (2.1) apresenta um fluxograma representando a classificação das máquinas de fluido.

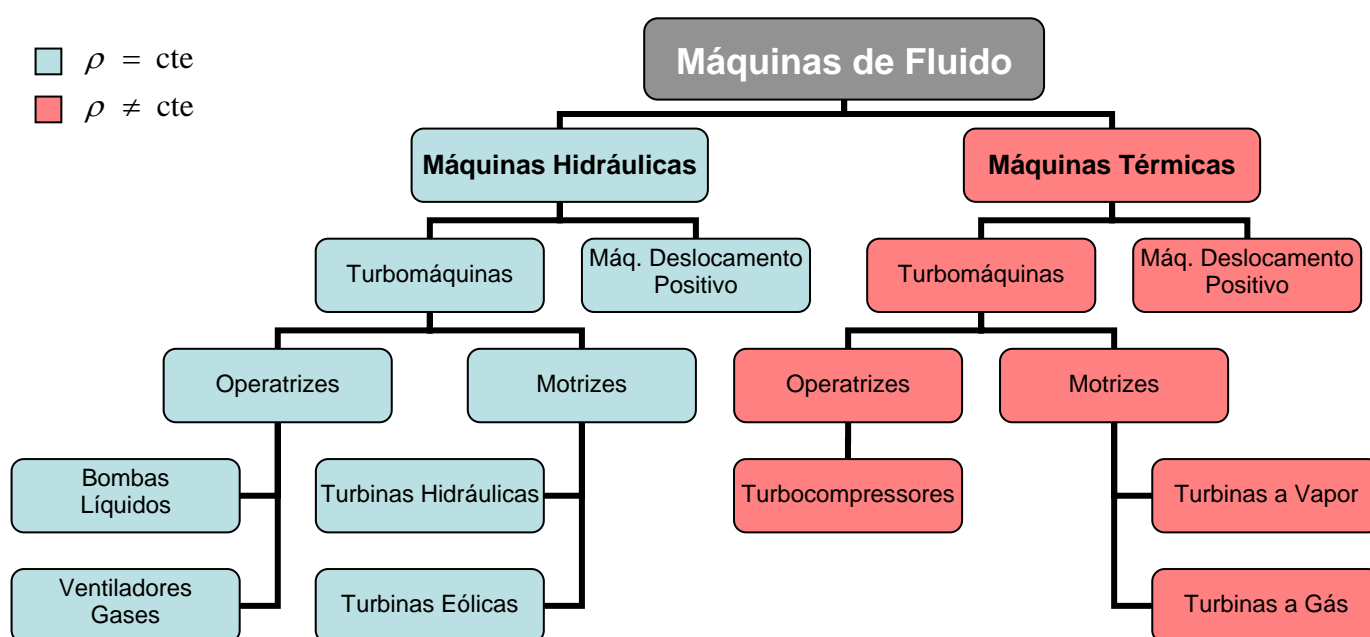


Figura 2.1 – Fluxograma das máquinas de fluido.

**Definição Máquina Hidráulica:** é aquela em que o fluido que intercambia (troca) sua energia não varia sensivelmente de densidade em seu percurso através da máquina. Considera-se a hipótese de  $\rho = \text{cte}$ .

**Máquina Térmica:** é aquela em que o fluido em seu percurso através da máquina varia sensivelmente de densidade e volume específico. Não se pode considerar  $\rho = \text{cte}$ .

## 2.3. Tipos Principais

As máquinas de fluido são normalmente subdivididas em dois tipos principais: as **Máquinas de Deslocamento Positivo** (*positive displacement machines*) e as **máquinas de fluxo** (*turbomachines*).

No primeiro tipo, também chamado de estático, uma quantidade fixa de fluido de trabalho é confinada durante sua passagem através da máquina e submetido a trocas de pressão em razão da variação no volume do recipiente em que se encontra contido, isto

é, o fluido é obrigado a mudar o seu estado energético pelo deslocamento de uma fronteira em movimento.

Nas máquinas de fluxo, às vezes denominadas de máquinas dinâmicas, o fluido não se encontra em momento algum confinado e sim num fluxo contínuo através da máquina, submetido a trocas de energia devido a efeitos dinâmicos.

Desconsiderando-se a troca de calor com o meio ambiente e possíveis folgas entre as partes fixas e móveis, quando uma máquina de deslocamento positivo pára de funcionar, o fluido de trabalho no seu interior permanecerá, indefinidamente, no estado em que se encontrava no momento em que o movimento cessou e este poderá ser completamente diferente das condições do ambiente externo. Na mesma situação, o fluido de trabalho de uma máquina de fluxo assumirá, imediatamente, as condições ambientais, quando ela deixar de operar.

As **máquinas rotativas** (*rotary machines*), como a bomba de engrenagens, e as **máquinas alternativas** (*reciprocating machines*), como o compressor de pistão, são exemplos típicos de máquinas de deslocamento positivo, enquanto as turbinas hidráulicas e os ventiladores centrífugos podem ser citados como exemplos de máquinas de fluxo.

**Definição Máquinas de deslocamento positivo:** a transferência de energia é feita por variações de volume que ocorrem devido ao movimento da fronteira na qual o fluido está confinado. Estas podem ser rotativas como a bomba de engrenagens ou alternativas como o compressor de pistão.

**Máquinas de Fluxo (Turbomáquinas):** dispositivos fluidomecânicos que direcionam o fluxo com lâminas ou pás fixadas num elemento rotativo. Em contraste com as máquinas de deslocamento positivo não há volume confinado numa turbomáquina. Funcionam cedendo ou recebendo energia de um fluido em constante movimento.

**Ex.: Máquinas de fluxo:**

Tabela 2.1 – Exemplos de máquinas de fluxo.

Fluido de trabalho	Designação
Líquido	turbina hidráulica e bomba centrífuga
gás (neutro)	ventilador, turbocompressor
vapor (água, freon, etc.)	turbina a vapor, turbocompressor frigorífico
gás de combustão	turbina a gás, motor de reação

A Tabela (2.1) apresenta alguns exemplos de máquinas de fluxo com seus respectivos fluidos de trabalho.

**Ex.: Máquinas de deslocamento:**

Tabela 2.2 – Exemplos de máquinas de deslocamento.

Fluido de trabalho	Designação
Líquido	bomba de engrenagens, de cavidade progressiva, de parafuso
gás (neutro)	compressor alternativo, compressor rotativo
vapor (freon, amônia, etc.)	compressor alternativo, compressor rotativo
gás de combustão	motor alternativo de pistão

Tabela 2.3 – Características principais das máquinas de fluxo e de deslocamento.

Máquinas de fluxo	Máquinas de deslocamento
alta rotação	baixas e médias rotações
potência específica elevada (potência/peso)	potência específica média p/ baixa (potência/peso)
não há dispositivos com movimento alternativo	várias têm dispositivos com movimento alternativo
médias e baixas pressões de trabalho	altas e muito altas pressões de trabalho
não operam eficientemente com fluidos de viscosidade elevada	adequadas para operar com fluidos de viscosidade elevada
vazão contínua	na maior parte dos casos, vazão intermitente
energia cinética surge no processo de transformação de energia	energia cinética não tem papel significativo no processo de transformação de energia
na maioria dos casos, projeto hidrodinâmico e características construtivas mais complexas que as máquinas de deslocamento	na maioria dos casos, projeto hidrodinâmico e características construtivas mais simples que as máquinas de fluxo

As Tabelas (2.2) e (2.3) apresentam respectivamente exemplos de máquinas de deslocamento e as principais características das máquinas de fluxo e de deslocamento.

Quando se compara as áreas de aplicação das *máquinas de fluxo* com as das *máquinas de êmbolo (deslocamento)*, observa-se uma grande superposição. Assim, para a compressão de gases são usados compressores de êmbolo e turbocompressores; para a elevação de água servem as bombas de êmbolo e as bombas rotativas; a turbina a gás faz concorrência com o motor de combustão interna; o vapor produzido em uma caldeira pode ser usado para fornecer trabalho mecânico tanto através de uma turbina a vapor quanto através de uma máquina a vapor de êmbolo.

A situação desta concorrência de ambos os tipos de máquinas é bastante clara. Para grandes vazões volumétricas as vantagens das máquinas de fluxo são decisivas, enquanto que para pequenas vazões normalmente as máquinas de êmbolo são preferidas. Ainda mais, o campo de aplicação das máquinas de fluxo é limitado inferiormente, em potência, pelo das máquinas de êmbolo. Não existe, entretanto, nenhuma limitação superior para o campo de aplicação das máquinas de fluxo, do ponto de vista de sua construção. Quanto maior a vazão volumétrica desejada, ou seja quanto maior a potência da máquina, melhor será seu rendimento e, em geral, menores serão também seus custos de construção por unidade de potência. Na prática, o campo de aplicação das máquinas de fluxo só é limitado pelos desejos dos usuários.

Fica, portanto, reservado às *máquinas de fluxo* a conversão de *grandes potências*, campo onde o peso da máquina e o espaço necessário para sua instalação são muito menores para estas do que para as máquinas de êmbolo. Como a técnica sempre se desenvolve no sentido da construção de unidades cada vez maiores, a importância das máquinas de fluxo está sempre em ascensão.

## 2.4. Campo de Aplicação

O campo de aplicação (*application range*) dos diferentes tipos de máquinas de fluido é tão amplo e sujeito a regiões de superposição, que, muitas vezes, torna-se difícil definir qual a melhor máquina para determinada aplicação, por exemplo, no caso de **bombas (pumps)** e **compressores (compressors)**, deve-se definir se a melhor solução é o emprego

de uma máquina de deslocamento positivo ou de uma máquina de fluxo. Ou, mesmo para um tipo de máquina de fluxo, por exemplo, as turbinas hidráulicas, deve-se definir qual delas atende melhor às características de um determinado aproveitamento hidrelétrico. No entanto, existem situações em que a supremacia de um tipo de máquina sobre o outro é tão evidente que a seleção pode ser feita já nas etapas iniciais de um projeto.

Tomando-se para análise o caso dos compressores, normalmente caracterizados pela vazão de gás aspirado e pela pressão na descarga, pode-se constatar (Fig. 2.2) o domínio absoluto dos compressores centrífugos e axiais (máquinas de fluxo) para regiões de grandes vazões, principalmente em situações, como nos motores de avião, em que a relação requerida entre a potência de propulsão e o peso da máquina seja a maior possível e que apresente um formato favorável do ponto de vista aerodinâmico. Entretanto, na gama das pequenas e médias vazões e elevadas relações de pressão entre descarga e admissão, os compressores alternativos de êmbolo ou pistão mantêm o seu predomínio, com avanços tecnológicos significativos e um consumo energético favorável. No entanto, eles têm cedido espaço para os compressores de palhetas e de parafuso para as situações de médias vazões e pressões não tão elevadas.

Na Figura (2.2), procura-se mostrar a distinção entre os termos *ventilador* (*fan*) e *compressor* (*compressor*) para denominar máquinas que trabalham com gás. Num ventilador, a alteração na densidade entre a admissão e a descarga da máquina é tão pequena que o gás pode ser considerado como um fluido incompressível (diferenças de pressão até 10 kPa ou 1000 mmca), enquanto num compressor, a alteração de densidade é significativa, não podendo ser desconsiderada. Para uma faixa de diferença de pressão entre a descarga e a admissão da máquina da ordem de 10 a 300 kPa (1000 a 3000 mmca), também é usual a denominação de *soprador* (*blower*).

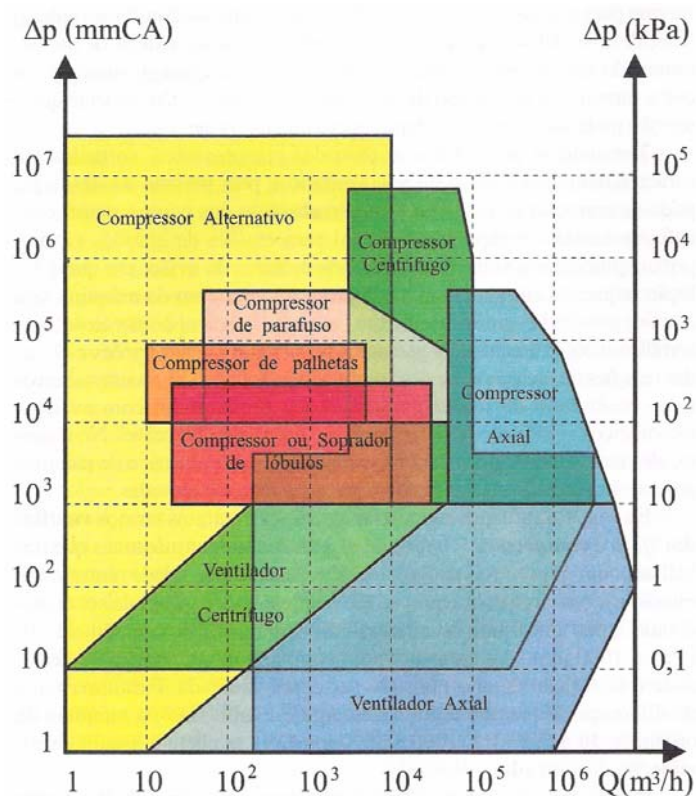


Figura 2.2 - Campo de aplicação de ventiladores e compressores.

Para o caso das máquinas de fluido geradoras que trabalham com líquidos, denominadas de bombas (Fig. 2.3), a situação é semelhante a dos compressores, havendo o predomínio das máquinas de fluxo (bombas centrífugas, bombas de fluxo misto e bombas axiais) para a região de médias e grandes vazões, enquanto as bombas alternativas e rotativas (máquinas de deslocamento positivo) dominam a faixa de médias e grandes alturas de elevação e pequenas vazões.

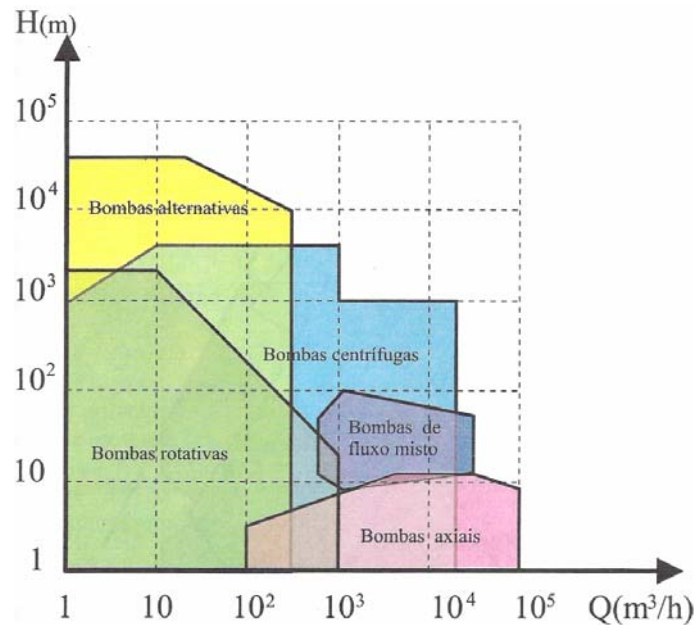


Figura 2.3 - Campo de aplicação de bombas.

Como existem áreas de superposição entre os campos de aplicação dos diferentes tipos de bombas, outros critérios, como viscosidade do líquido bombeado, presença de sólidos em suspensão, variação ou não da vazão em função da variação da resistência do sistema ao escoamento, facilidade de manutenção, custos, etc., devem ser levados em consideração para a seleção da máquina mais adequada para um determinado tipo de aplicação.

Já a Figura (2.4), apresenta o campo de aplicação dos principais tipos de **turbinas hidráulicas** (máquinas de fluxo motoras), levando em consideração a altura de queda, a vazão e a potência. Embora fique evidenciada a existência de regiões em que prepondera um determinado tipo de máquina, por exemplo, turbina Kaplan, para grandes vazões e pequenas alturas de queda, e, turbina Pelton, para as maiores alturas de queda, existem faixas de altura de queda e vazão em que mais de um tipo de máquina poderia ser utilizado. Nesse caso também serão empregados critérios adicionais de seleção, como custo do gerador elétrico, risco de cavitação, custo de construção civil, flexibilidade de operação, facilidade de manutenção, entre outros.

As turbinas Michell-Banki, também denominadas de turbinas Ossberger, praticamente inexistentes nas centrais hidrelétricas acima de 1000 kW (Fig. 2.4), merecem ser citadas pela sua grande utilização em micro e mini-centrais, em virtude da facilidade de fabricação, baixo custo e bom rendimento para situações de flutuação de vazão.



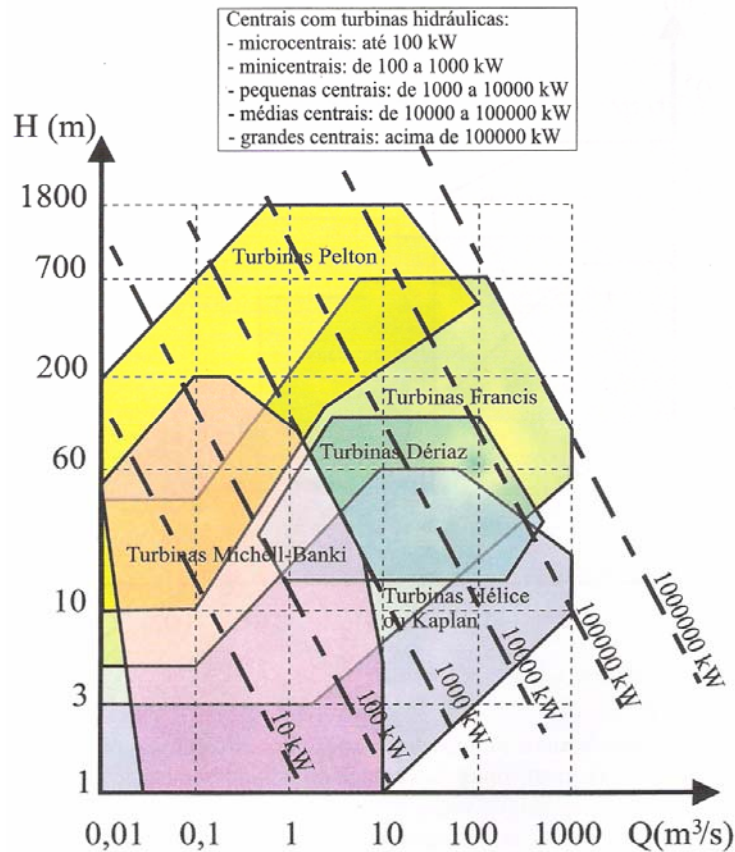


Figura 2.4 - Campo de aplicação de turbinas hidráulicas.

## 2.5. Máquinas de Fluxo (Turbomáquinas)

**Máquina de Fluxo** (*turbomachine*) pode ser definida como um transformador de energia (sendo necessariamente o trabalho mecânico uma das formas de energia) no qual o meio operante é um fluido que, em sua passagem pela máquina, interage com um elemento rotativo, não se encontrando, em qualquer instante, confinado.

Todas as máquinas de fluxo funcionam, teoricamente, segundo os mesmos princípios, o que traz a possibilidade de utilização do mesmo método de cálculo. De fato, esta consideração é plenamente válida apenas quando o fluido de trabalho é um fluido ideal, já que, na realidade, propriedades do fluido, tais como volume específico e viscosidade, podem variar diferentemente de fluido para fluido e, assim, influir consideravelmente nas características construtivas dos diferentes tipos de máquinas.

Como exemplos de máquinas de fluxo, citam-se: as **turbinas hidráulicas** (*hydraulic turbines*), os **ventiladores** (*fans*), as **bombas centrífugas** (*centrifugal pumps*), as **turbinas a vapor** (*steam turbines*), os **turbocompressores**, as **turbinas a gás** (*gas turbines*).

Esta unidade, além de apresentar a definição e os elementos construtivos fundamentais de uma máquina de fluxo, fornece alguns critérios de classificação dessas máquinas, objetivando estabelecer uma linguagem comum para a sua abordagem e proporcionar meios de identificação dos seus diferentes tipos.

### 2.5.1. Considerações Iniciais

Uma *máquina de fluxo* tem a finalidade de, como *máquina motriz*, transformar um tipo de energia que a natureza nos oferece em trabalho mecânico, ou, como *máquina operadora*, fornecer energia a um fluido<sup>1</sup> para, por exemplo, transportá-lo de um local de baixa pressão para outro de alta pressão. Quando uma máquina de fluxo trabalha como motriz, é chamada de *turbina* e, quando trabalha como operadora, de *bomba*.

As máquinas de fluxo podem ser classificadas, de modo amplo, como de *deslocamento positivo* ou *dinâmicas*. Nas máquinas de deslocamento positivo, a transferência de energia é feita por variações de volume que ocorrem devido ao movimento da fronteira na qual o fluido está confinado. Os dispositivos fluidomecânicos que direcionam o fluxo com lâminas ou pás fixadas num elemento rotativo são denominados *turbomáquinas*. Em contraste com as máquinas de deslocamento positivo, não há volume confinado numa turbomáquina. Todas as interações de trabalho numa turbomáquina resultam de efeitos dinâmicos do rotor sobre a corrente de fluido. A ênfase neste capítulo é em máquinas dinâmicas.

As fontes de energia oferecidas pela natureza são de tipos muito variados e por isso existem vários tipos de turbinas. A energia hidráulica, ou seja a energia potencial da água, é transformada em trabalho mecânico pelas *turbinas hidráulicas*. A energia cinética do vento pode ser transformada em trabalho mecânico por *turbinas de vento*, também chamadas *rodas de vento*. A energia térmica, ou seja a energia dos combustíveis e a energia nuclear, pode ser utilizada através de *máquinas de fluxo quentes*, às quais pertencem as *turbinas a vapor* e as *turbinas a gás*.

No caso das bombas o fluido a transportar pode estar no estado líquido ou gasoso. As bombas para líquidos são usualmente chamadas de *bombas rotativas*, enquanto que as para gases são chamadas de *compressores rotativos* ou de *turbocompressores*.

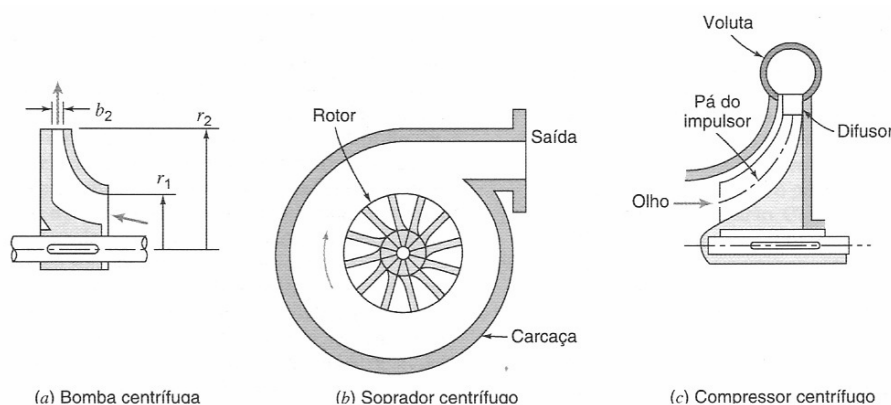


Figura 2.5 – Diagramas esquemáticos de turbomáquinas centrífugas típicas.

Uma distinção adicional entre os tipos de turbomáquinas é fundamentada na geometria do percurso do fluido. Nas máquinas de *fluxo radial*, a trajetória do fluido é essencialmente radial, com mudanças significativas no raio, da entrada para a saída. (Tais máquinas são, às vezes, denominadas *centrífugas*.) Nas máquinas de *fluxo axial*, a

<sup>1</sup> Como fluido entende-se um gás, um vapor, ou um líquido ao qual se pode aplicar as leis da mecânica dos fluidos.



trajetória do fluido é aproximadamente paralela à linha de centro da máquina, e o raio de percurso não varia significativamente. Nas máquinas de *fluxo misto*, o raio da trajetória de fluxo varia moderadamente. Diagramas esquemáticos de algumas turbomáquinas típicas são mostrados nas Figs. (2.5), (2.6) e (2.7).

As máquinas que adicionam energia a uma corrente fluida são chamadas *bombas* quando o escoamento é líquido ou pastoso, e *ventiladores*, *sopradores* ou *compressores* para unidades que lidam com gás ou vapor, dependendo do aumento de pressão. Os ventiladores geralmente têm pequeno aumento de pressão (inferior a uma polegada de água) e os sopradores têm aumento de pressão moderado (da ordem de uma polegada de mercúrio); bombas e compressores podem ter aumentos de pressão muito grandes. Os sistemas industriais da atualidade operam a pressões até 150.000 psi ( $10^4$  atmosferas).

O elemento rotativo de uma bomba é freqüentemente chamado de *impulsor* ou *rotor*, e fica contido na *carcaça* ou *alojamento* da bomba. O eixo que transfere energia mecânica para o impulsor em geral penetra na carcaça; um sistema de mancais e selos é necessário para completar o projeto mecânico da unidade.

Três máquinas centrífugas típicas são mostradas esquematicamente na Fig. (2.5). O escoamento penetra em cada máquina quase axialmente através do *olho* do rotor, diagrama (a), no raio pequeno  $r_1$ . O fluxo é então defletido e sai pela descarga do impulsor no raio  $r_2$ , onde a largura é  $b_2$ . O escoamento deixando o impulsor é coletado na *voluta*, que aumenta gradualmente de área à medida que se aproxima da saída da máquina, diagrama (b). O impulsor geralmente tem pás; ele pode ser *fechado*, como mostrado no diagrama (a), ou *aberto*, como mostrado no diagrama (c). As pás do impulsor podem ser relativamente retas, ou encurvadas para tornarem-se não radiais na saída. O diagrama (c) mostra que pode haver um difusor entre a descarga do impulsor e a voluta. Esse difusor *radial* pode ser provido ou não de pás.

Turbomáquinas típicas de fluxo axial e misto são mostradas esquematicamente na Fig. (2.6). O diagrama (a) mostra um estágio típico de um compressor de fluxo axial.<sup>2</sup> O escoamento entra quase paralelo ao eixo do rotor e mantém, aproximadamente, mesmo raio através do estágio. A bomba de fluxo misto no diagrama (b) mostra o fluxo sendo defletido para fora e movendo-se para raios maiores à medida que atravessa o estágio.

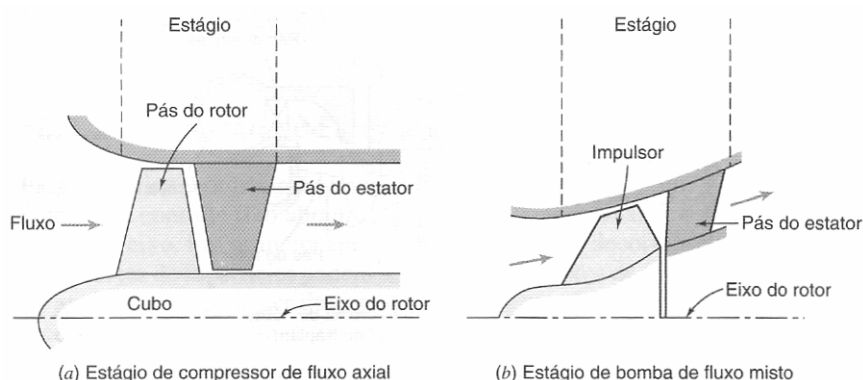


Figura 2.6 – Diagramas esquemáticos de turbomáquinas centrífugas e de fluxo misto típicas.

<sup>2</sup> A combinação de uma fileira de pás estacionárias com uma fileira de pás móveis é chamada estágio. (As pás estacionárias podem ser lâminas de guia montadas antes do rotor; mais comumente, elas são *lâminas anti-redemoinho* colocadas após o rotor.)

O aumento de pressão que pode ser obtido eficientemente num único estágio é limitado, dependendo do tipo de máquina. Entretanto, os estágios podem ser combinados, produzindo máquinas multiestágios, virtualmente sem limite no aumento de pressão. Os compressores de fluxo axial, como tipicamente encontrados nos motores a jato, são exemplos de compressores multiestágios. As bombas centrífugas são freqüentemente construídas com múltiplos estágios, numa única carcaça.

Ventiladores, sopradores, compressores e bombas são encontrados em vários tamanhos e tipos, desde unidades residenciais a unidades industriais, complexas, de grande capacidade. Os requisitos de torque e potência para bombas e turboventiladores idealizados podem ser analisados pela aplicação do princípio do momento da quantidade de movimento, ou princípio da quantidade de movimento angular, usando-se um volume de controle adequado.

As hélices são essencialmente dispositivos de fluxo axial que operam sem uma carcaça externa. Elas podem ser projetadas para operar em gases ou em líquidos. Como você poderia esperar, as hélices projetadas para aplicações muito diferentes são bastante distintas. As hélices marítimas tendem a ter pás largas comparadas com seus raios, dando-lhes elevada *solidez*. As hélices de aviões tendem a ter pás longas e delgadas, com baixa solidez, relativamente.

As máquinas que extraem energia de um fluido são chamadas *turbinas*. O conjunto de *pás*, *lâminas*, ou *conchas*, fixadas ao eixo da turbina, é chamado *rotor* ou *roda*. Nas turbinas *hidráulicas*, o fluido de trabalho é a água, de modo que o escoamento é incompressível. Nas *turbinas a gás* e nas *turbinas a vapor* a massa específica do fluido de trabalho pode variar significativamente.

As duas classificações mais gerais de turbinas são turbinas *de ação* ou *de impulsão* e *de reação*. As turbinas de impulsão são acionadas por um ou mais jatos livres de alta velocidade. Cada jato é acelerado num bocal externo à roda da turbina. Se o atrito e a gravidade forem desprezados, nem a pressão, nem a velocidade relativa ao rotor mudam enquanto o fluido passa sobre as conchas da turbina. Desse modo, numa turbina de impulsão, a aceleração do fluido e a queda de pressão decorrente ocorrem em bocais externos às pás, e o rotor não trabalha cheio de fluido.

Diversas turbinas hidráulicas típicas são mostradas esquematicamente na Fig. (2.7). O diagrama (a) mostra uma turbina de impulsão acionada por um único jato, que fica no plano do rotor da turbina. A água do jato atinge cada concha em sucessão, é defletida, e sai da concha com velocidade relativa aproximadamente oposta àquela com a qual entrou. A água usada cai no *coletor* (não mostrado).

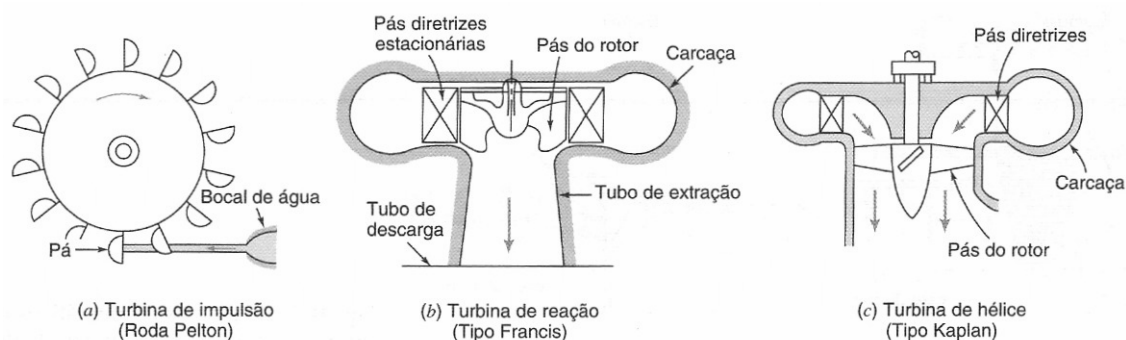


Figura 2.7 – Diagramas esquemáticos de turbinas hidráulicas típicas.

Nas turbinas de reação, parte da variação de pressão do fluido ocorre externamente e a outra parte dentro das pás móveis. Ocorre aceleração externa e o fluxo é defletido para entrar no rotor na direção apropriada, à medida que passa por bocais ou pás estacionárias chamadas *pás de guia* ou *pás diretrizes*. Uma aceleração adicional do fluido relativa ao rotor ocorre dentro das pás móveis, de modo que tanto a velocidade relativa quanto a pressão da corrente mudam através do rotor. Como as turbinas de reação trabalham cheias de fluido, elas podem, em geral, produzir mais potência para um dado tamanho do que as turbinas de impulso.

Uma turbina de reação do tipo Francis é mostrada na Fig. (2.7b). A água que entra escoia circunferencialmente através da carcaça. Ela entra na periferia das pás de guia estacionárias e escoia na direção do rotor. A água entra no rotor quase radialmente e é defletida para baixo para sair aproximadamente na direção axial; a configuração do fluxo pode ser imaginada como a de uma bomba centrífuga ao contrário. A água saindo do rotor escoia através de um difusor conhecido como tubo de extração antes de entrar no coletor.

O diagrama (c) mostra uma turbina a hélice do tipo Kaplan. A entrada de água é similar à turbina Francis anteriormente descrita. Contudo, ela é defletida para escoar quase axialmente antes de encontrar o rotor da máquina. O fluxo saindo do rotor pode passar por um *tubo* de extração (*sucção*).

Desta maneira, as turbinas cobrem de simples moinhos de vento a turbinas complexas a vapor ou a gás, com muitos estágios de conjunto de pás cuidadosamente projetados. Esses dispositivos também podem ser analisados de forma idealizada pela aplicação do princípio do momento da quantidade de movimento.

Parâmetros adimensionais, tais como *velocidade específica*, *coeficiente de fluxo*, *coeficiente de torque*, *coeficiente de potência* e *razão de pressão*, freqüentemente são usados para caracterizar o desempenho das turbomáquinas.

---

## Resumo

As bombas e turbinas podem apresentar várias configurações. Resumidamente, as bombas adicionam energia ao fluido – realizam trabalho sobre o fluido, enquanto as turbinas extraem energia do fluido. Assim, as bombas, ventiladores, sopradores e compressores serão considerados como “bombas”. As máquinas de fluxo podem ser divididas em duas categorias principais: máquinas de deslocamento positivo (denominadas estáticas) e turbomáquinas (denominadas dinâmicas). Este capítulo trata apenas das turbomáquinas.

As máquinas de deslocamento positivo forçam o fluido para dentro, ou para fora, de uma câmara a partir da mudança do volume da câmara. Essencialmente, a pressão na câmara e o trabalho realizado são provocados por forças estáticas e não dinâmicas. A Figura (2.8) mostra alguns exemplos típicos de máquinas de deslocamento positivo. Note que, neste tipo de máquina, um dispositivo realiza trabalho no fluido (uma parede se movimenta contra a força de pressão). O motor de combustão interna (ciclo Diesel ou Otto) de um automóvel é uma máquina de deslocamento positivo na qual o fluido realiza trabalho na máquina (o oposto do que ocorre numa bomba).

As turbomáquinas, por outro lado, envolvem um conjunto de pás, canecas, canais ou passagens arranjadas ao redor de um eixo de rotação de modo a formar um rotor. A

rotação do rotor produz efeitos dinâmicos que podem adicionar energia ao fluido ou remover energia do fluido. Os ventiladores radiais e axiais, os hélices de barcos ou de aviões, as bombas d'água centrífugas e os turbocompressores dos automóveis são exemplos deste tipo de máquina que transferem energia ao fluido. A turbina das turbinas a gás dos aviões, as turbinas a vapor utilizadas para mover geradores em termoelétricas, as turbinas hidráulicas e as pequenas turbinas a ar comprimido utilizadas pelos dentistas são exemplos de turbomáquinas que retiram energia do fluido.

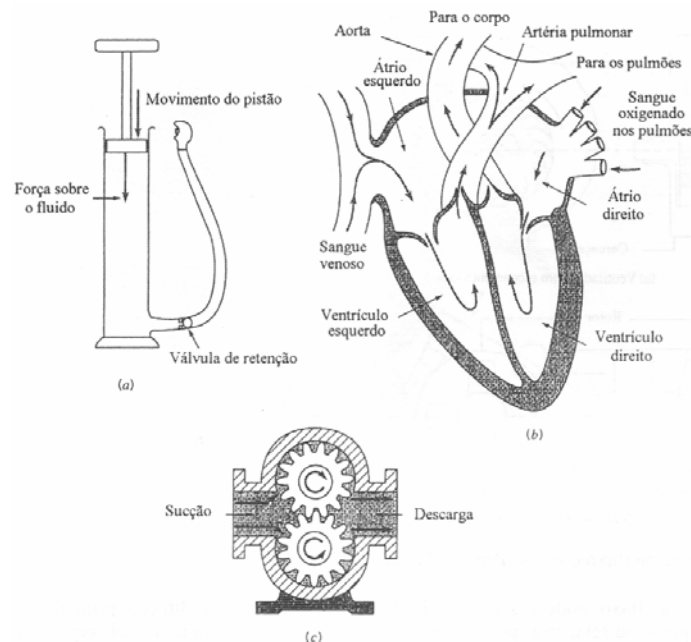


Figura 2.8 – Bombas de deslocamento positivo típicas: (a) bomba de encher pneus, (b) coração humano, (c) bomba de engrenagens.

As máquinas de fluxo têm um papel importante na sociedade moderna. Estas máquinas apresentam uma densidade de potência alta (i.e. a potência desenvolvida dividida pelo volume da máquina, ou pela massa da máquina, é grande), poucas partes móveis e uma eficiência razoável.

### 2.5.2. Elementos Construtivos

Não haverá aqui a preocupação de relacionar, exaustivamente, todas as partes que compõem as máquinas de fluxo, tais como, seu corpo ou carcaça, o eixo, os mancais, os elementos de vedação, o sistema de lubrificação, etc., mas a intenção de caracterizar os elementos construtivos fundamentais, nos quais acontecem os fenômenos fluidomecânicos essenciais para o funcionamento da máquina: o **rotor** (*impeller* ou *runner*) e o **sistema diretor** (*stationary guide casing*).

O rotor (Fig. 2.9) onde acontece a transformação de energia mecânica em energia de fluido, ou de energia de fluido em energia mecânica, é o órgão principal de uma máquina de fluxo. É constituído de um certo número de **pás giratórias** (*runner blades*) que dividem o espaço em canais, por onde circula o fluido de trabalho.







A Figura (2.10) apresenta um esquema dos principais rotores de máquinas de fluxo em relação à classificação pelos: coeficiente de fluxo ( $\phi$ ) e coeficiente de queda ( $\psi$ ).

Já o sistema diretor tem como finalidade coletar o fluido e dirigi-lo para um caminho determinado. Esta função de direcionar o fluxo, muitas vezes, é acompanhada por outra de transformador de energia.

Na máquina de fluxo operatriz (MFO) – “bombas” – este órgão é colocado após o rotor. O fluido que passa pelo rotor recebe energia cinética e potencial. Como a finalidade das MFO é transferir para o fluido em movimento mais energia potencial ( $E_p$ ) que energia cinética ( $E_c$ ); coloca-se o distribuidor após o rotor no sentido de orientar o fluxo para menor impacto e choques, e principalmente reduzir ao mínimo a parcela de energia cinética aumentando a parcela de energia potencial.

Assim, por exemplo, numa bomba centrífuga (Fig. 2.11), o sistema diretor de saída é fundamentalmente um **difusor** (*diffuser*) que transforma parte da energia de velocidade do líquido que é expelido pelo rotor em energia de pressão.



Figura 2.11 – Sistema diretor em forma de caixa espiral de uma bomba centrífuga (MFO).

Na máquina de fluxo motriz (MFM) – “turbinas” o fluido dotado de energia cinética e de energia potencial, antes de encontrar o rotor, encontra o distribuidor cuja função, que é: além de orientar o fluxo de fluido segundo as pás do rotor, para reduzir os efeitos de choques, tem como objetivo principal transformar: a energia potencial contida no fluido em movimento em energia cinética antes do rotor, pois o rotor só “entende” este tipo de energia.

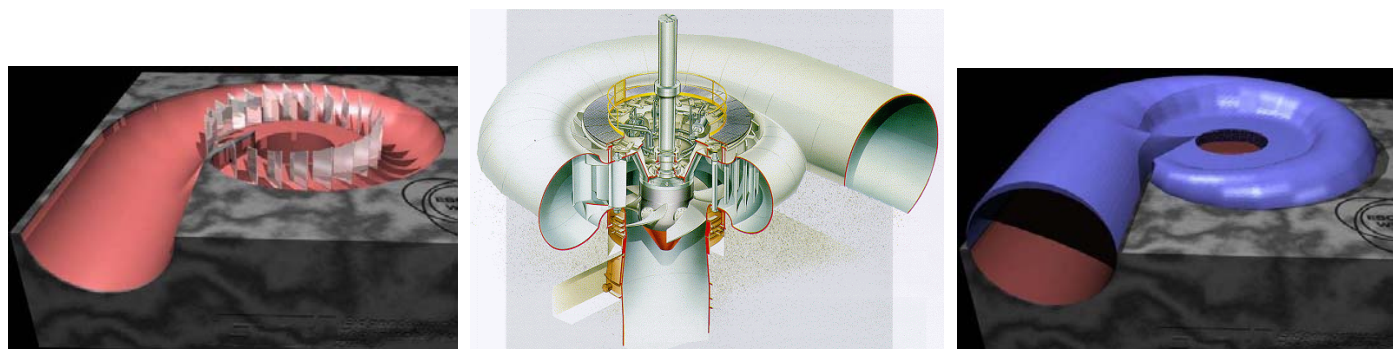


Figura 2.12 – Sistema diretor em forma de caixa espiral de uma turbina hidráulica (MFM).

Enquanto isto, numa turbina hidráulica do tipo Pelton, o sistema diretor (Fig. 2.13) é, em última análise, um **injetor** (*nozzle*) que transforma a energia de pressão do fluido em energia de velocidade que será fornecida ao rotor através de jatos convenientemente orientados.

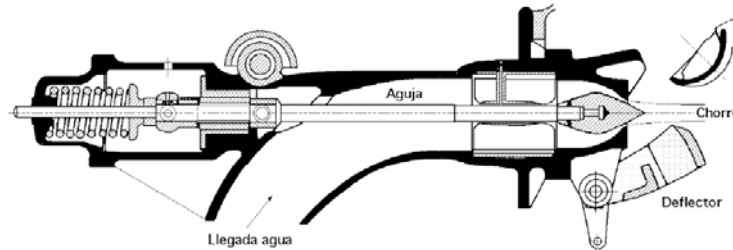


Figura 2.13 – Sistema diretor de turbina hidráulica do tipo Pelton.

Em alguns tipos de máquinas o sistema diretor não se faz presente, como nos ventiladores axiais de uso doméstico. A existência do rotor, no entanto, é imprescindível para a caracterização de uma máquina de fluxo.

---

## 2.6. Classificação das Máquinas de Fluxo

Entre os diferentes critérios que podem ser utilizados para classificar as máquinas de fluxo, podem-se citar os seguintes:

- Segundo a direção da conversão de energia;
- Segundo a forma dos canais entre as pás do rotor;
- Segundo a trajetória do fluido no rotor.

---

### 2.6.1. Segundo a direção da conversão de energia

Segundo a direção da conversão de energia as máquinas de fluxo classificam-se em:

- Máquina de fluxo operatriz (MFO), também denominada geradora (“*bombas*”);
- Máquina de fluxo motriz (MFM), também denominada motora (“*turbinas*”).

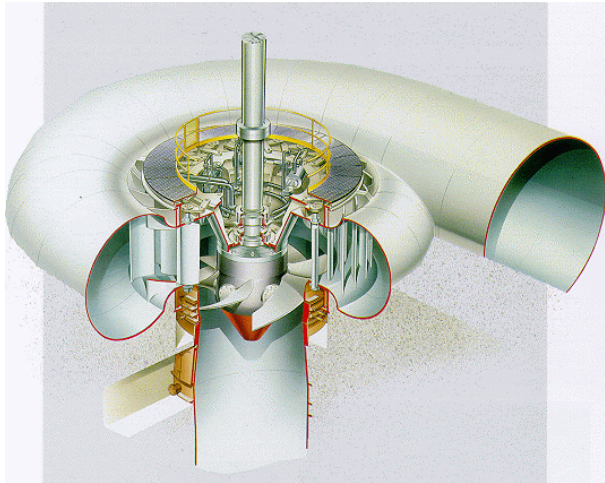
No primeiro tipo a energia do fluido diminui na sua passagem pela máquina, no segundo, a energia do fluido aumenta.

### Máquinas de Fluxo Motrizes

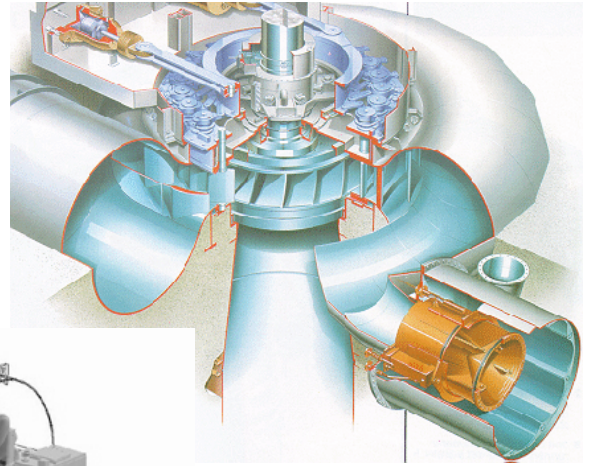
São aquelas que transformam energia de fluido em trabalho mecânico, ou seja, transformam um tipo de energia que a natureza nos oferece em trabalho mecânico. Estas máquinas extraem energia do fluido, ou seja, o fluido realiza trabalho sobre a máquina.

**Ex.:** Turbinas hidráulicas, turbinas a vapor, turbinas a gás, turbinas eólicas.

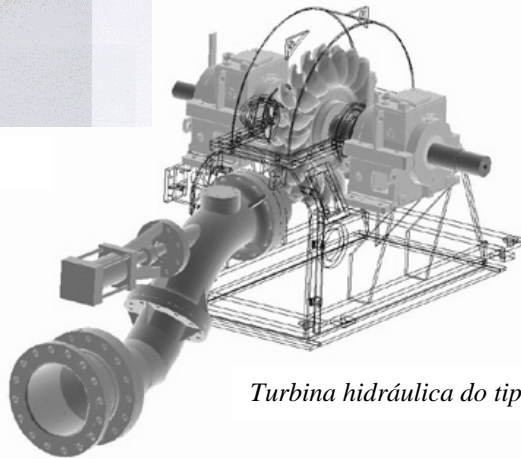
As Figuras (2.14, 2.15, 2.16 e 2.17) apresentam alguns exemplos de máquinas de fluxo motrizes.



*Turbina hidráulica do tipo Kaplan*



*Turbina hidráulica do tipo Francis*



*Turbina hidráulica do tipo Pelton*

Figura 2.14 – Exemplos de máquinas de fluxo motrizes (turbinas hidráulicas).

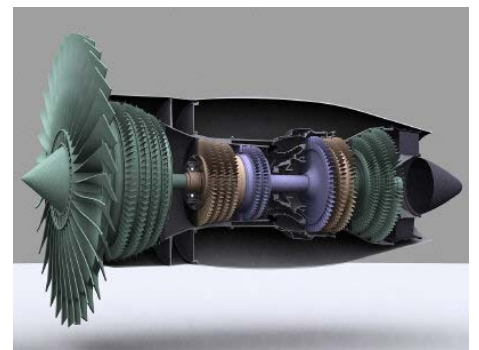
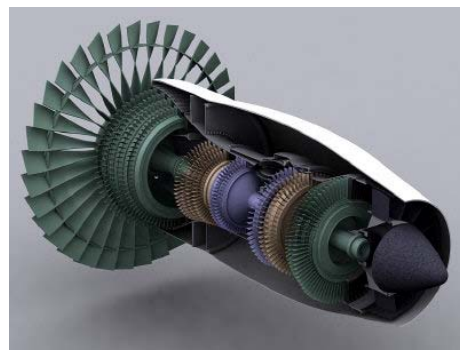
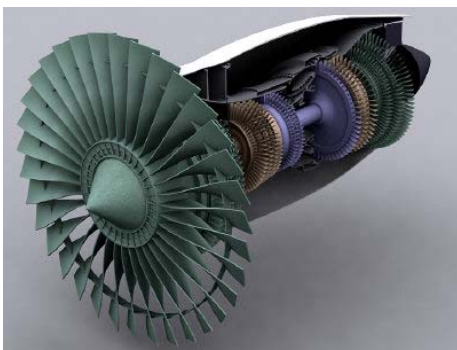
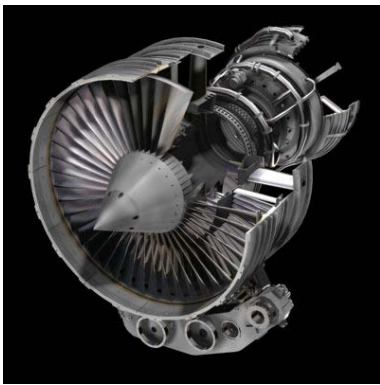


Figura 2.15 – Exemplos de máquinas de fluxo motrizes (turbinas a gás).



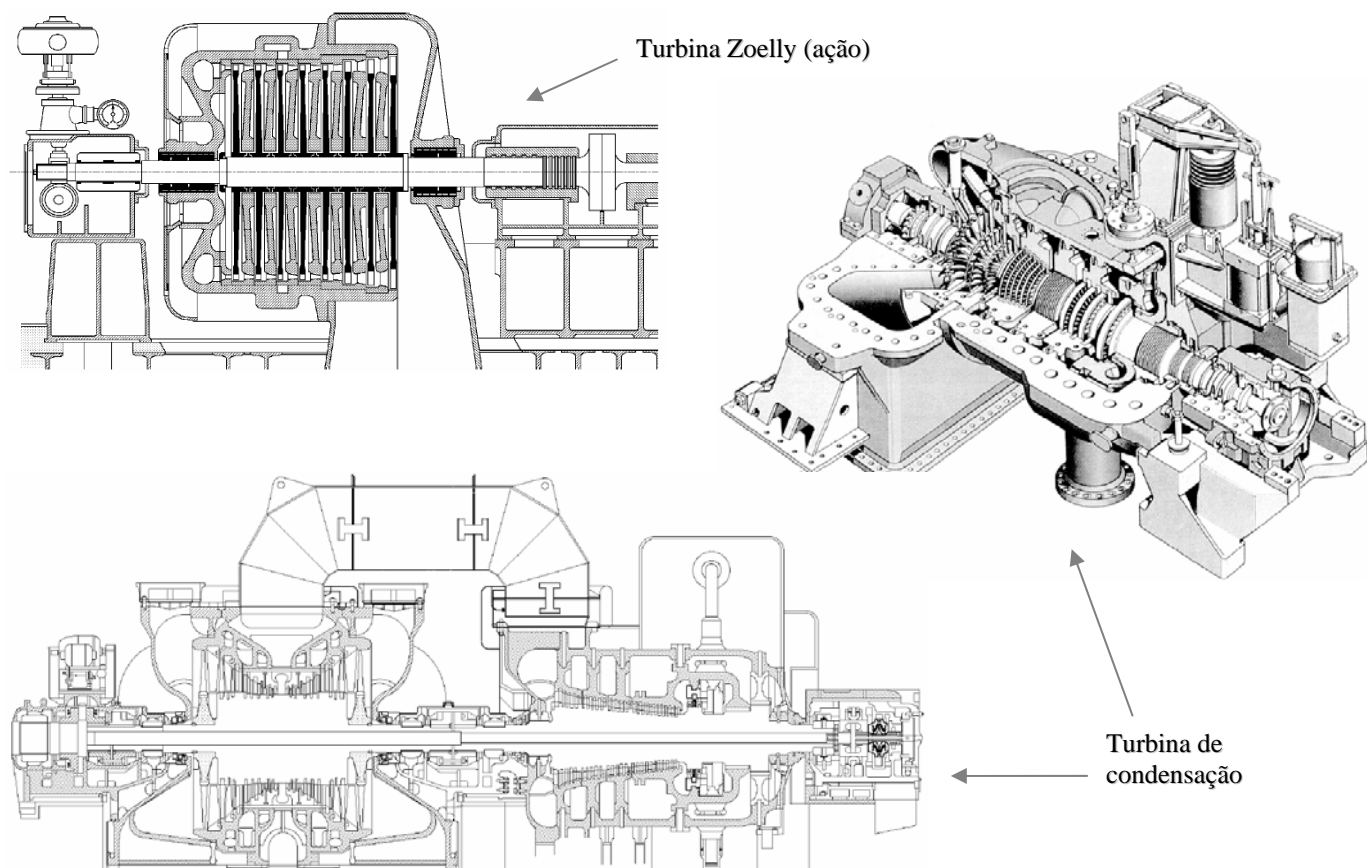


Figura 2.16 – Exemplos de máquinas de fluxo motrizes (turbinas a vapor).



Figura 2.17 – Exemplos de máquinas de fluxo motrizes (turbinas eólicas).

## Máquinas Operatrizes

São aquelas que recebem trabalho mecânico e o transformam em energia de fluido (hidráulica). Estas máquinas fornecem energia a um fluido, ou seja, realizam trabalho sobre o fluido.

Ex.: Bombas centrífugas, ventiladores, sopradores, compressores centrífugos.

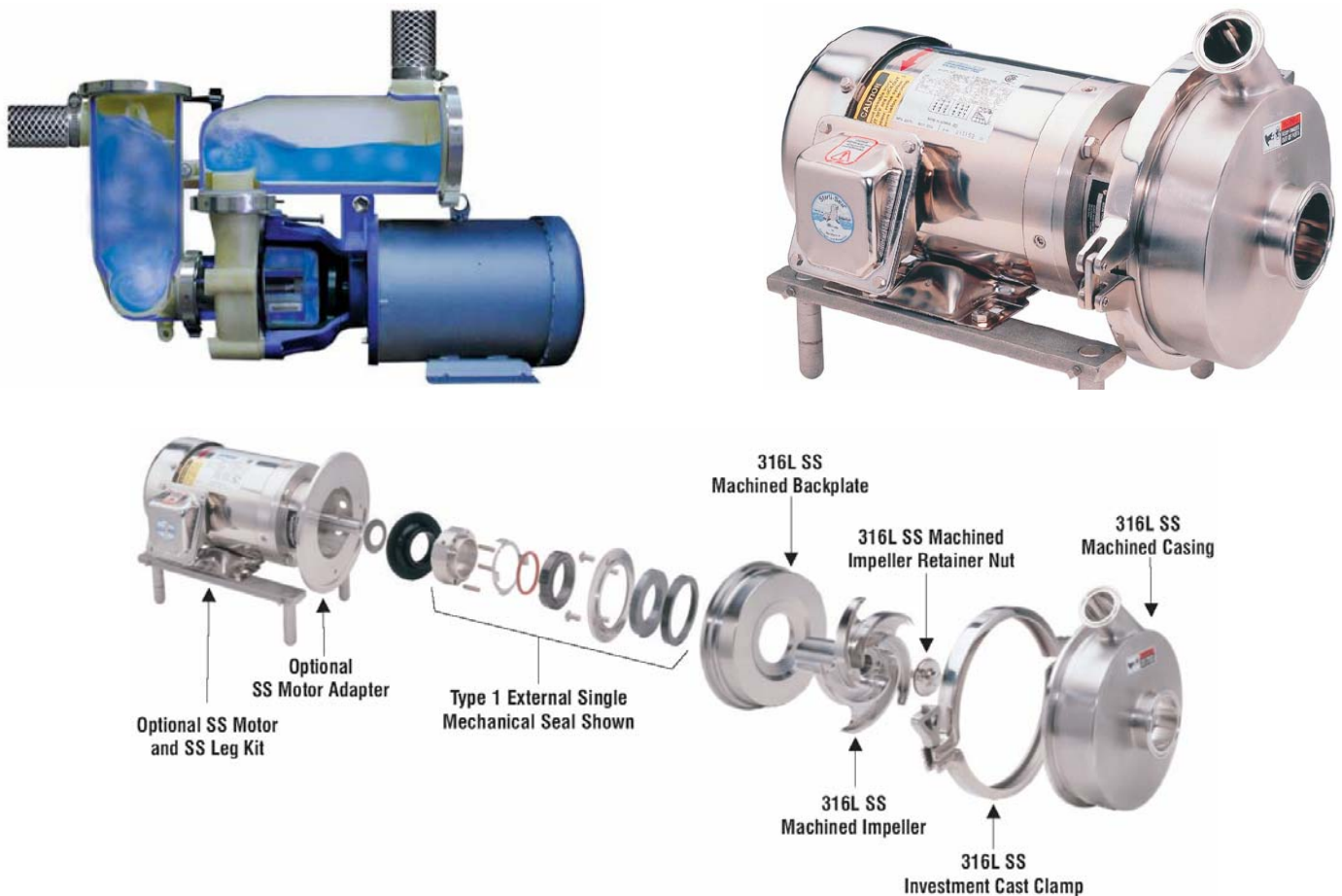


Figura 2.18 – Exemplos de máquinas de fluxo geratrizes (bombas centrífugas).



Figura 2.19 – Exemplos de máquinas de fluxo geratrizes (ventiladores axiais e centrífugas).



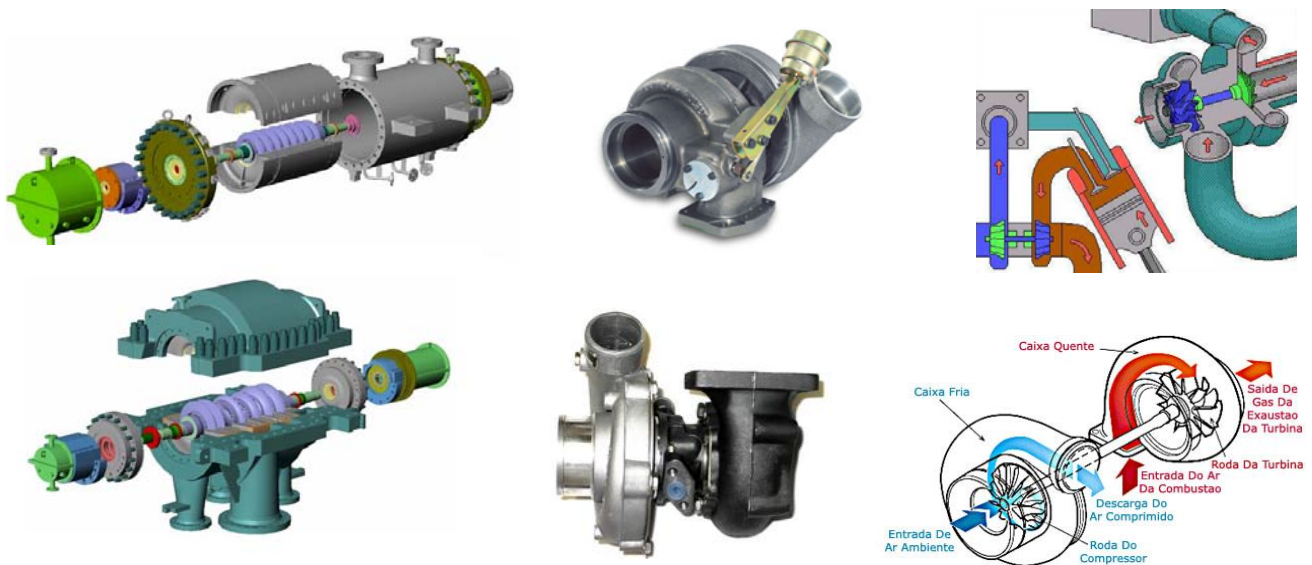


Figura 2.20 – Exemplos de máquinas de fluxo geratrizes (compressores centrífugos e turbocompressores).

As Figuras (2.18, 2.19 e 2.20) apresentam alguns exemplos de máquinas de fluxo geratrizes.

### 2.6.2. Segundo a forma dos canais entre as pás

Quanto à forma dos canais entre as pás do rotor classificam-se em:

- Máquinas de fluxo de ação;
- Máquinas de fluxo de reação;

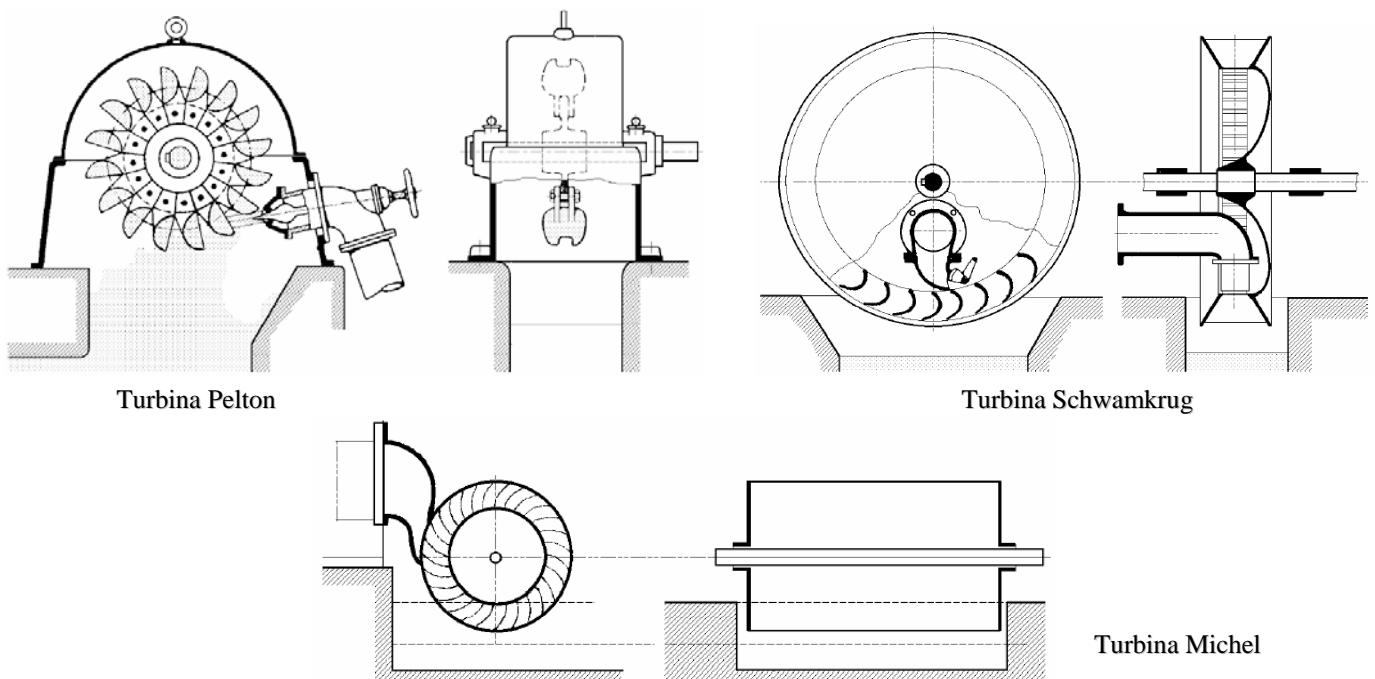


Figura 2.21 – Exemplos de máquinas de fluxo de ação.

## Máquinas de fluxo de ação

Nas **máquinas de fluxo de ação** (*impulse turbomachines*) os canais do rotor constituem simples desviadores de fluxo, não havendo aumento ou diminuição da pressão do fluido que passa através do rotor.

**Ex.:** Turbina hidráulica do tipo Pelton, turbina a vapor do tipo Curtis. A figura (2.21) alguns exemplos de máquinas de fluxo de ação.

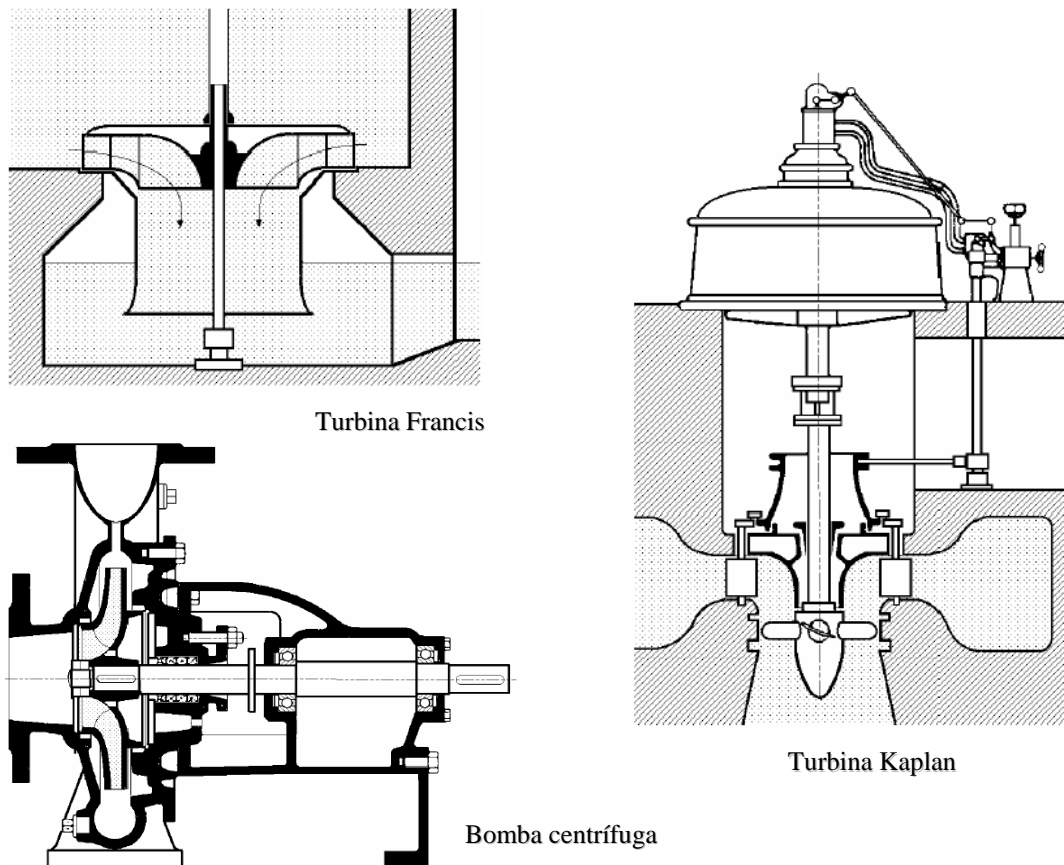


Figura 2.22 – Exemplos de máquinas de fluxo de reação.

## Máquinas de fluxo de reação

Nas **máquinas de fluxo de reação** (*reaction turbomachines*) os canais constituídos pelas pás móveis do rotor têm a forma de injetores (nas turbinas) ou a forma de difusores (nas bombas e nos ventiladores), havendo redução, no primeiro caso (turbina), ou aumento, no segundo caso (bombas e ventiladores), da pressão do fluido que passa através do rotor.

**Ex.:** Bombas centrífugas, ventiladores, turbinas hidráulicas do tipo Francis, turbinas hidráulicas do tipo Kaplan, como mostra a Fig. (2.22).

### 2.6.3. Segundo a trajetória do fluido no rotor

Segundo a trajetória do fluido no rotor, as máquinas de fluxo classificam-se em:

- Radiais;
- Axiais;
- Diagonais, semi-axiais ou de fluxo misto;
- Tangenciais.

#### Máquinas de fluxo radiais

Nas **máquinas de fluxo radiais** (*radial flow turbomachines*), o escoamento do fluido através do rotor percorre uma trajetória predominantemente radial (perpendicular ao eixo do rotor).

Ex.: Bombas centrífugas, ventiladores centrífugos e a turbina Francis lenta (Fig. 2.23).

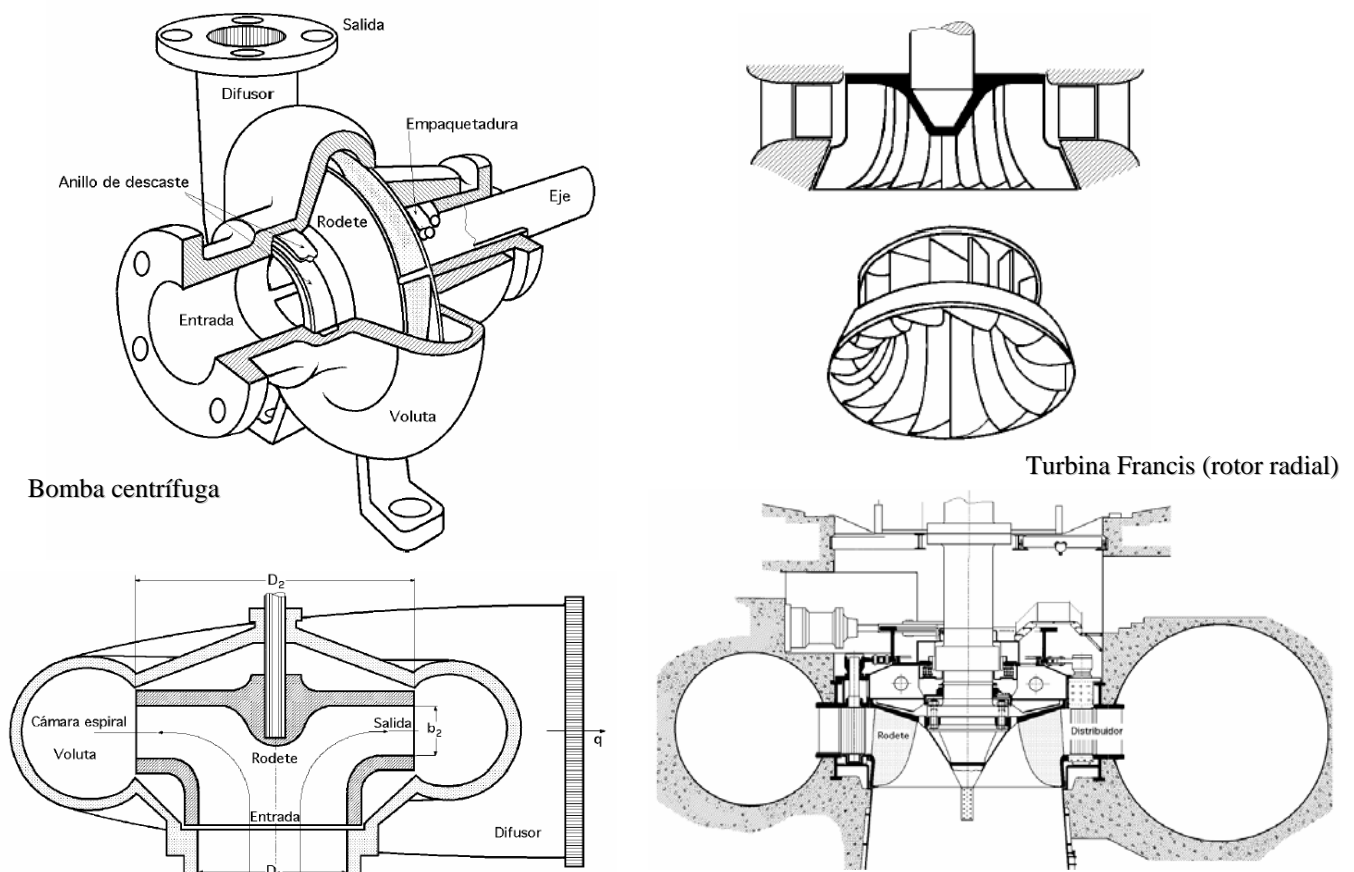
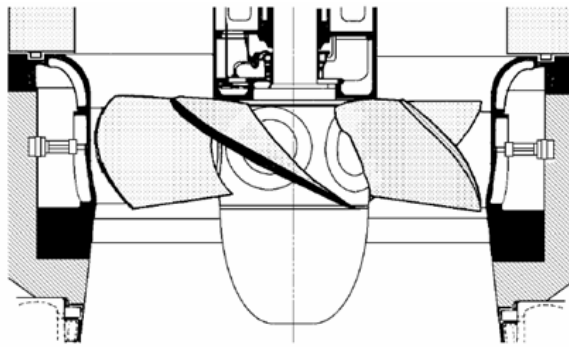


Figura 2.23 – Exemplos de máquinas de fluxo radiais.

#### Máquinas de fluxo axiais

Já, nas **máquinas de fluxo axiais** (*axial flow turbomachines*) o escoamento do fluido através do rotor acontece numa direção paralela (axial) ao eixo do rotor.

Ex.: Bombas axiais, ventiladores axiais e a turbinas hidráulicas do tipo Hélice e Kaplan.



Turbina Kaplan



Ventilador axial

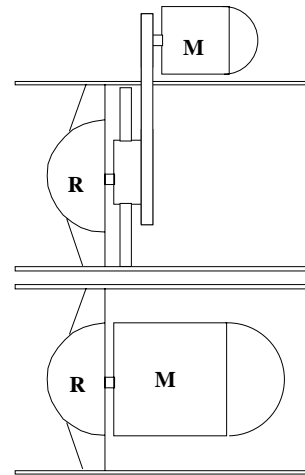
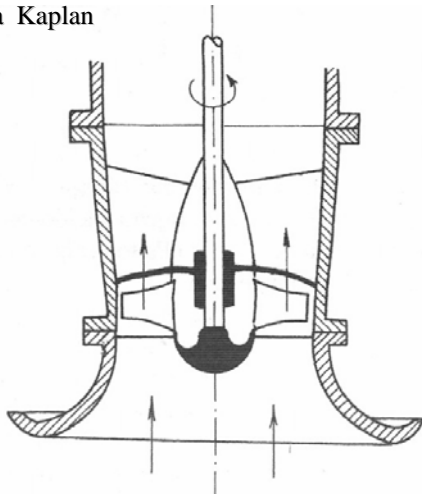


Figura 2.24 – Exemplos de máquinas de fluxo axiais.

### Máquinas de fluxo diagonais

Quando o escoamento não é axial nem radial, a máquina é denominada de fluxo misto, diagonal ou semi-axial, com as partículas de fluido percorrendo o rotor numa trajetória situada sobre uma superfície aproximadamente cônica.

Ex.: Turbina Francis rápida e a turbina hidráulica Dériaz.

Turbina Francis rápida

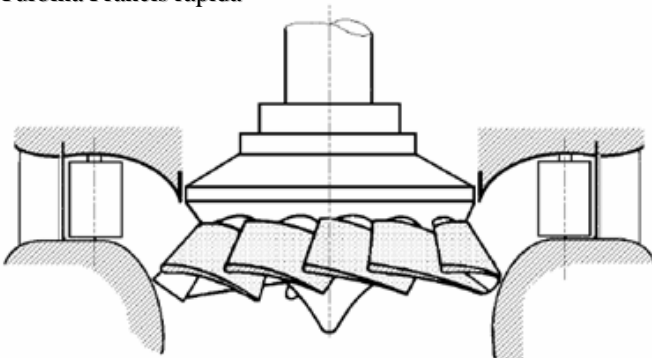
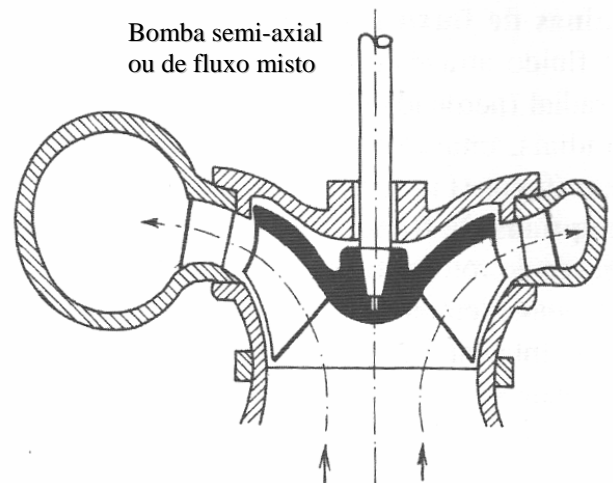
Bomba semi-axial  
ou de fluxo misto

Figura 2.25 – Exemplos de máquinas de fluxo semi-axiais ou diagonais.

## Máquinas de fluxo tangenciais

Numa **máquina de fluxo tangencial** (*tangential flow turbomachine*) o jato líquido proveniente do injetor incide tangencialmente sobre o rotor.

Ex.: Turbina hidráulica do tipo Pelton (Fig. 2.26).

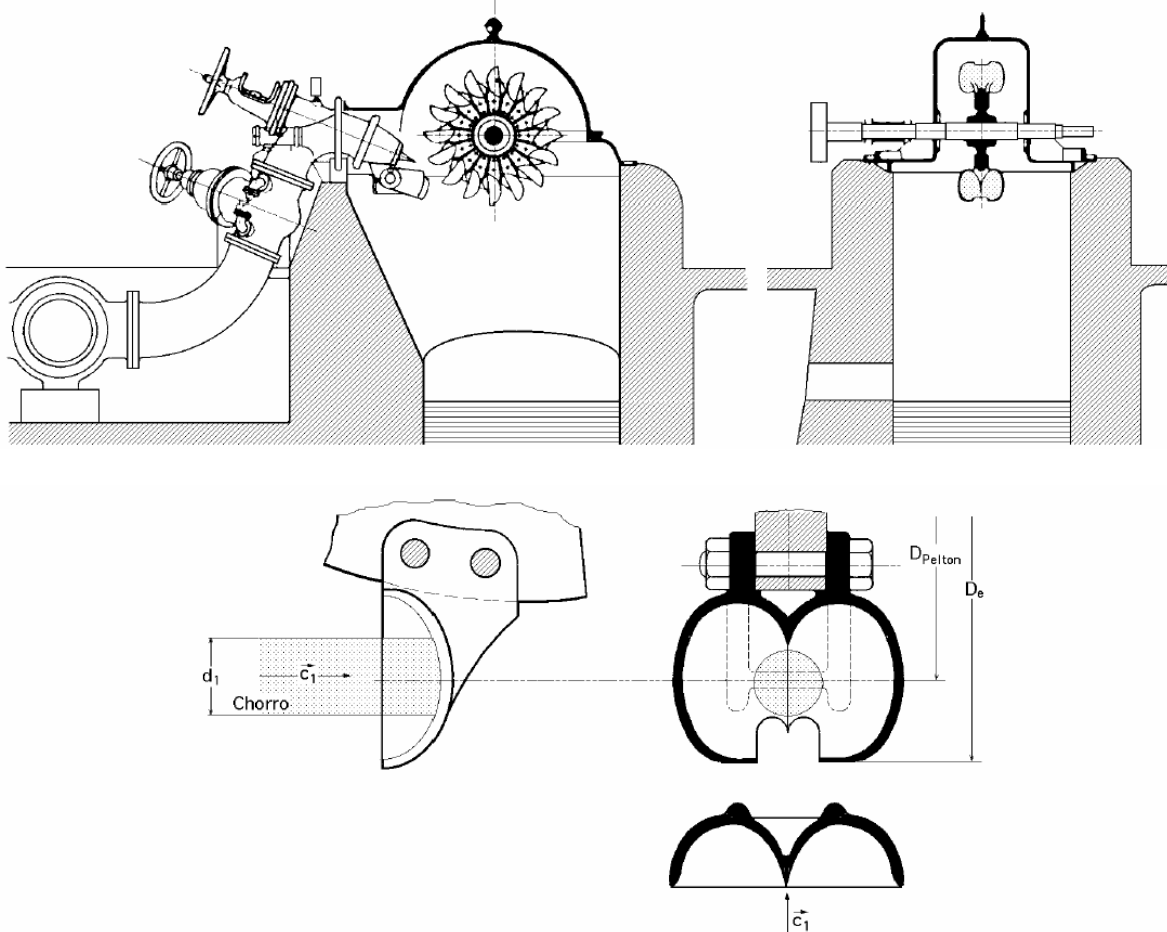


Figura 2.26 – Exemplo de máquina de fluxo tangencial.

---

## Considerações Finais

A principal característica de uma máquina de fluxo é o rotor girante com uma coroa de pás que são permanentemente percorridas por um fluido, que é o portador de energia. A pressão resultante do fluxo nas pás exerce um trabalho, que depende principalmente do efeito inercial da massa fluida devido ao seu desvio pelas pás e tem, portanto, a mesma origem que a sustentação em uma asa de avião.

Muitas máquinas de fluxo apresentam algum tipo de carcaça ou cobertura que envolve as pás rotativas (rotor). Este tipo de arranjo forma uma passagem interna por onde o fluido escoia (veja a Figura 2.27). Outras máquinas, como moinho de vento ou o ventilador de teto, não apresentam carcaça. Algumas máquinas de fluxo também apresentam pás estacionárias, ou direcionadoras, além das pás móveis do rotor. Estas



pás estacionárias podem ser utilizadas tanto para acelerar o fluido (operam como bocais) quanto para desacelerar o escoamento (operam como difusores).

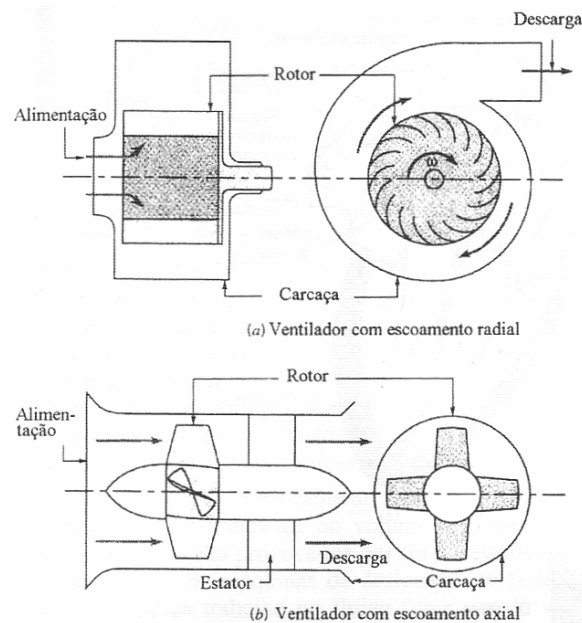


Figura 2.27 – Máquina de fluxo com escoamento (a) radial e (b) axial.

As máquinas de fluxo podem ser classificadas de acordo com a direção principal do escoamento na máquina, ou seja, estas podem ser de escoamento axial, misto ou radial (veja a Figura 2.27). Assim, a direção preponderante do escoamento numa máquina axial é a do eixo da máquina (da seção de alimentação até a de descarga da máquina). Já numa máquina radial, o escoamento na seção de alimentação do rotor, ou na seção de descarga do rotor (ou em ambas as seções), é praticamente radial. Nas outras máquinas, denominadas de fluxo misto, o escoamento no rotor apresenta componentes significativas nas direções axial e radial. Nós veremos que cada um destes tipos de máquinas apresenta vantagens e desvantagens operacionais e que a escolha do tipo de máquina que vai ser utilizada depende da natureza da aplicação.

**“Se tens que lidar com água consulta primeiro a experiência depois a razão”**

**Leonardo Da Vinci**



## 2.7. Considerações Energéticas Básicas

Observemos o fluxo através de um rotor radial como o da Fig. (2.28). Se este rotor trabalha como bomba, valem as setas representadas na figura. O fluxo visto por um observador que se move juntamente com o rotor é completamente diferente daquele visto por um observador parado nas vizinhanças da máquina. Chama-se *velocidade absoluta* àquela que uma partícula do fluxo tem com relação ao observador parado, e *velocidade relativa* àquela vista pelo observador movendo-se com o rotor.

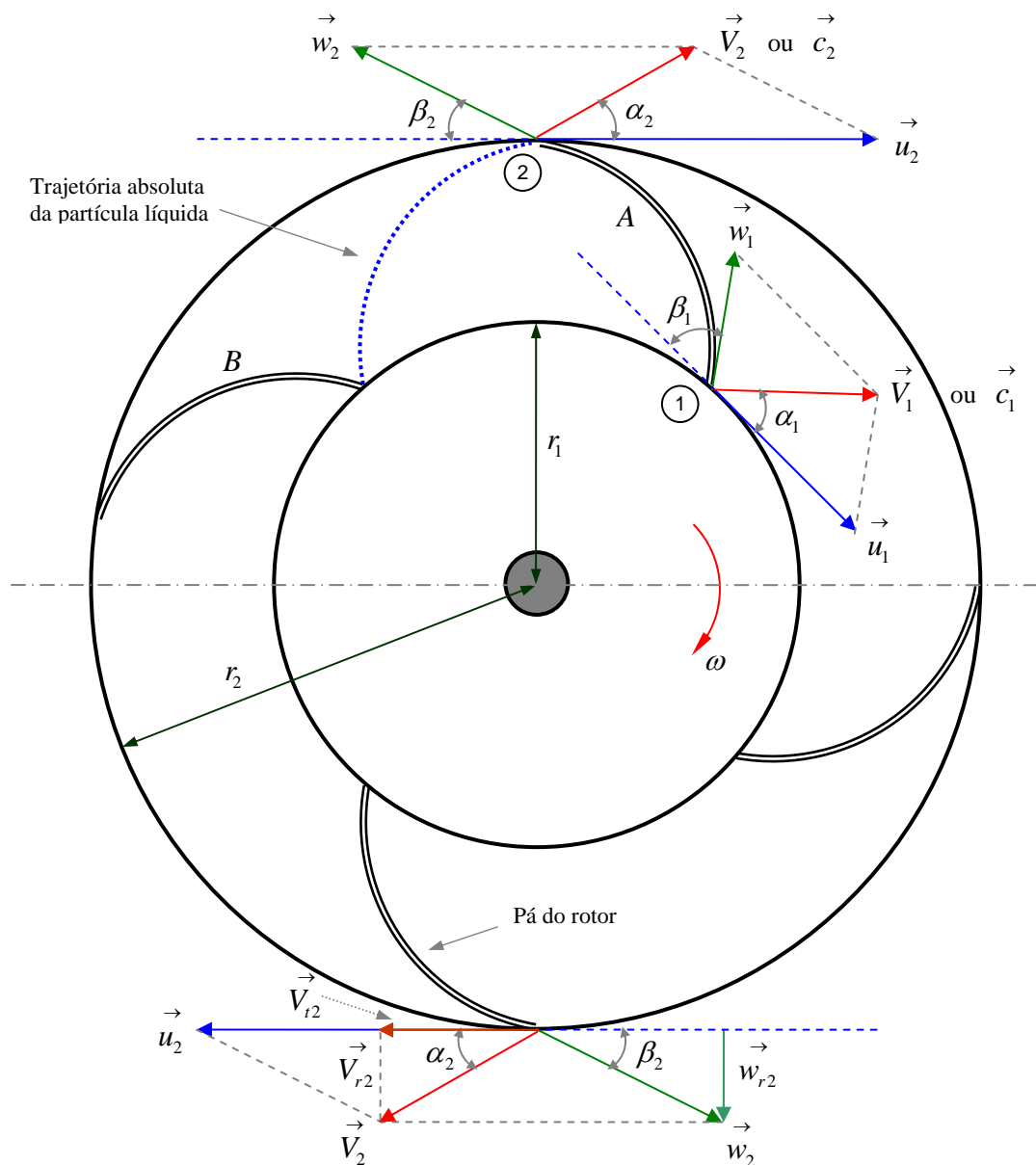


Figura 2.28 – Diagrama das velocidades para uma partícula líquida  $M$ .

Onde:

- $\omega$  - velocidade angular constante  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$  [rad/s];
- $\vec{u}$  - velocidade da pá do rotor (tangencial)  $\vec{u} = \omega \cdot \vec{r}$  [m/s];
- $\vec{r}$  - distância radial medida a partir do eixo da turbomáquina [m];
- $\vec{V}$  - velocidade absoluta do fluido (vista por um observador estacionário) [m/s];
- $\vec{V}_t$  - projeção do vetor velocidade absoluta  $\vec{V}$  sobre a velocidade da pá do rotor  $\vec{u}$  [m/s];
- $\vec{V}_r$  - componente radial ou meridional da velocidade absoluta do fluido [m/s];
- $\vec{W}$  - velocidade relativa da corrente fluida (vista por um observador solidário às pás) [m/s];
- $\alpha$  - ângulo formado pelos vetores  $\vec{u}$  e  $\vec{V}$ ;
- $\beta$  - ângulo formado pelos vetores  $\vec{W}$  e  $-\vec{u}$ , é chamado ângulo de inclinação das pás.

A análise da operação de um ventilador doméstico (bomba) e de um moinho de vento (turbina) pode fornecer informações sobre a transferência de energia nas máquinas de fluxo. Mesmo que os escoamentos reais nestes dispositivos sejam muito complexos (i.e. tridimensional e transitórios), os fenômenos essenciais podem ser analisados com um modelo simples de escoamento e com os triângulos de velocidade.

Considere o rotor de um ventilador (veja a Figura 2.29a) que apresenta velocidade angular constante,  $\omega$ . Note que o rotor mantém esta rotação porque está acoplado a um motor elétrico. Nós denominamos a velocidade da pá por  $U = \omega \cdot r$ , onde  $r$  é a distância radial medida a partir do eixo do ventilador. A velocidade absoluta do fluido (que é vista por um observador estacionário) é denominada  $V$  e a velocidade relativa (que é vista por um observador solidário às pás) é denominada  $W$ . A velocidade real do fluido (absoluta) é igual a soma vetorial da velocidade relativa com a velocidade das pás.

Deste modo

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (2.1)$$

A Figura (2.29b) mostra um esquema simplificado das velocidades do escoamento que “entra” e que “sai” do ventilador a uma distância  $r$  do eixo do rotor. A superfície sombreada legendada como a – b – c – d é uma parte da superfície cilíndrica mostrada na Fig. (2.29a).

Nós vamos admitir, para simplificar o problema, que o escoamento é “suave” ao longo da pá, ou seja, a velocidade relativa do escoamento é paralela à superfície da pá da borda inicial até a borda final da pá (pontos 1 e 2). Por enquanto, nós vamos considerar que o fluido entra e sai do ventilador a mesma distância do eixo de rotação, logo  $U_1 = U_2 = \omega \cdot r$ . Nas máquinas de fluxo reais, os escoamentos de entrada e saída não são necessariamente tangentes às pás e as linhas de fluxo podem apresentar raios diferentes. Estas considerações são importantes tanto no ponto de operação de projeto quanto nas condições não nominais.

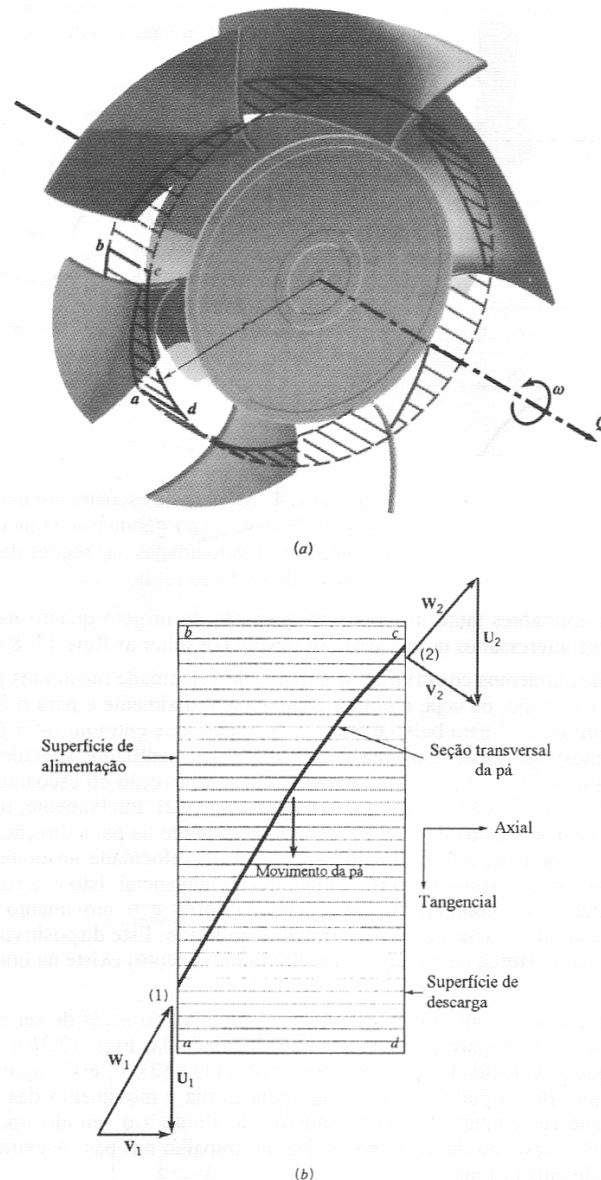


Figura 2.29 – Modelo de escoamento num ventilador: (a) geometria da pá do ventilador; (b) velocidades nas seções de entrada e de saída do rotor.

Com estas informações nós podemos construir os triângulos de velocidade mostrados na Fig. (2.29b). Observe que esta vista é de topo, ou seja, é obtida olhando-se radialmente e para o eixo do rotor. Observe que o movimento da pá é para baixo e que o escoamento que entra no rotor é axial. O conceito mais importante mostrado neste esquema é que as pás do ventilador (devido a sua forma e movimento) “empurram” o fluido e provocam uma mudança na direção do escoamento. A direção do vetor velocidade absoluta,  $V$ , não é a mesma nas seções (1) e (2). Inicialmente, o fluido não apresenta componente de velocidade absoluta na direção do movimento da pá, a direção  $\theta$  (ou tangencial ( $t$ )). Quando o fluido deixa a pá, a componente tangencial da velocidade absoluta não é nula. Para que isto ocorra, a pá tem que empurrar o fluido na direção tangencial. Isto é, a pá aplica uma força tangencial no fluido. Esta componente tangencial da força e o movimento da pá apresentam mesma direção e sentido, ou seja a pá realiza trabalho no fluido. Este dispositivo é uma bomba. Note que o mesmo conceito (força na direção e sentido do movimento) existe na bomba de pneu mostrada na Fig. (2.8a).

A Figura (2.30a) mostra o esquema de um moinho de vento. O moinho, ao invés de ser movido por um motor, é movido pelo vento (compare os triângulos de velocidade das Figs. (2.29b e 2.30b)). Nós novamente observamos que as velocidades absolutas nas seções (1) e (2),  $V_1$  e  $V_2$ , apresentam direções diferentes. Lembre que isto só pode ser provocado pela forma e movimento das pás do moinho. Assim, as pás têm que ser empurradas para esquerda do fluido - o sentido oposto ao sentido do movimento do fluido. Deste modo, o fluido realiza um trabalho nas pás. A extração de energia do fluido é o objetivo de uma turbina.

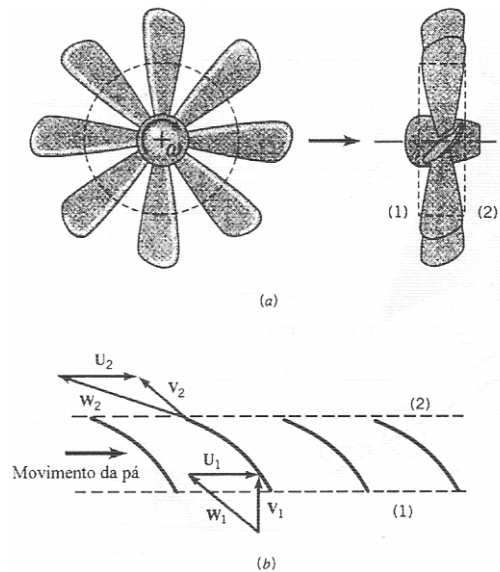


Figura 2.30 – Modelo de escoamento num moinho de vento: (a) geometria da pá do moinho; (b) velocidades nas seções de entrada e de saída do rotor.

Os dois exemplos anteriores mostram como é possível transferir trabalho para o fluido e retirar energia do fluido em duas máquinas de fluxo axiais abertas (sem carcaça). Observe que nós podemos utilizar conceitos semelhantes na análise de máquinas de fluxo radiais e mistas.

## 2.8. Análise de Turbomáquinas

O método de análise usado para turbomáquinas é escolhido de acordo com a informação desejada. Quando se quer informação geral sobre vazão, variação de pressão, torque e potência, deve ser usada uma análise de volume de controle finito. Caso se queira informações detalhadas a respeito de ângulos de pás ou perfis de velocidade, então elementos de pás individuais devem ser analisados, usando-se um volume de controle infinitesimal ou outro procedimento detalhado. Consideramos apenas processos de escoamento idealizados nesta apostila, e, dessa forma, nos concentramos na aproximação por volume de controle finito, aplicando o princípio da quantidade de movimento angular.



### 2.8.1. Considerações Básicas sobre o Momento da Quantidade de Movimento

Nós mostramos nas seções anteriores como o trabalho pode ser transferido para o rotor de uma turbina ou transferido da pá de uma bomba. Todas as máquinas de fluxo dinâmicas apresentam uma hélice ou um rotor que apresentam movimento de rotação. Assim, é apropriado discutir o comportamento destas máquinas em função do torque e do momento da quantidade de movimento.

O trabalho pode ser expresso como o produto escalar de uma força por uma distância ou pelo produto de um torque por um deslocamento angular. Assim, se o torque de eixo (o torque que o eixo aplica no rotor) e a rotação do rotor apresentam mesmo sentidos, a energia é transferida do eixo para o rotor e do rotor para o fluido – a máquina é uma bomba. De modo inverso, a energia é transferida do fluido se o sentido do torque do eixo é inverso ao sentido de rotação do rotor – a máquina é uma turbina. O torque no eixo (e, assim, o de trabalho de eixo) pode ser calculado com a equação do momento da quantidade de movimento.

Considere o movimento de uma partícula fluida no rotor da máquina de fluxo radial mostrada na Fig. (2.31). Por enquanto, admita que a partícula entra no rotor com velocidade radial (i.e. sem componente tangencial). Depois de ter sofrido a ação das pás do rotor, durante sua passagem da seção de entrada (1) para a de saída (2), a partícula sai do rotor com uma velocidade que apresenta componentes na direção radial ( $r$ ) e tangencial ( $t$ ). Nesta condição, a partícula não apresenta momento da quantidade de movimento em relação ao eixo na seção de entrada do rotor e, mas o momento da quantidade de movimento em relação ao eixo na seção de saída do rotor não é nulo.

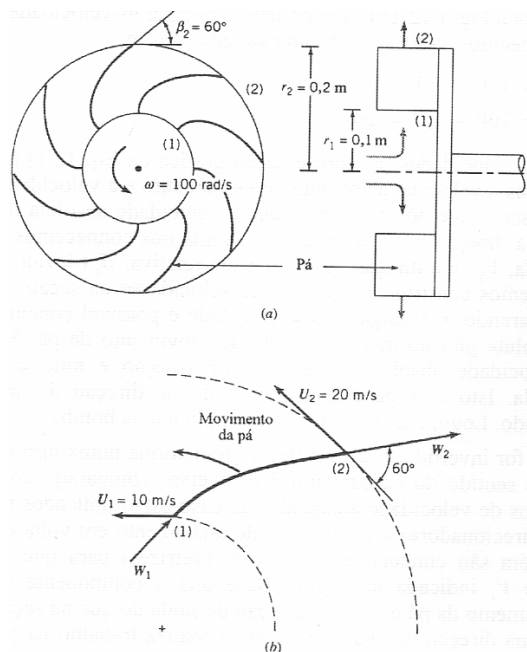


Figura 2.31 – Rotor de uma bomba centrífuga.

Nós podemos realizar uma experiência interessante num parque de diversões. Considere que você é uma partícula e que o carrossel é um rotor. Caminhe do centro para a borda do carrossel e observe as forças envolvidas. O carrossel realizará trabalho em você, há uma força “centrípeta” sobre você. Note que outra pessoa (ou máquina) deve aplicar um torque para que o carrossel mantenha uma velocidade angular constante (de modo análogo, se o motor que move uma bomba é desligado, a bomba obviamente irá desacelerar e parar). A pessoa (ou motor) fornece energia ao rotor que é transferida para você. A quantidade de energia despendida para manter a velocidade angular do carrossel constante depende do caminho tomado por você no carrossel (i.e. da forma da pá), ou da velocidade que você se move para a borda (i.e. da velocidade de saída), ou o quanto você pesa (i.e. da massa específica do fluido)? O que acontece se você caminhar da borda do carrossel para o centro? Lembre-se que o oposto de uma bomba é uma turbina.

### 2.8.2. Equação de Euler para Turbomáquinas

Nos textos de Mecânica dos Fluidos, principalmente vamos citar o livro de “Introdução à Mecânica dos Fluidos” (Fox e MacDonald) encontramos a dedução da equação do Momento da Quantidade de Movimento, e sua aplicação em turbomáquinas.

Uma série de partículas (um contínuo) escoam pelo rotor de uma máquina de fluxo. Logo, nós podemos aplicar a equação do momento da quantidade de movimento para analisar o escoamento num rotor. Se nós admitirmos que o regime do escoamento seja permanente, ou permanente em média, a equação pode ser aplicada, ou seja,

$$\sum (\vec{r} \times \vec{F}) = \int_{SC} (\vec{r} \times \vec{V}) \cdot \rho \vec{V} \cdot dA$$

$$\boxed{\vec{T}_{eixo} = \int_{SC} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V} \cdot dA)} \quad (2.3)$$

Lembre que o lado esquerdo desta equação representa a soma dos torques externos que atuam sobre o conteúdo do volume de controle e que o membro direito representa o fluxo líquido de momento da quantidade de movimento através da superfície de controle.

A equação vetorial acima é obtida tomando-se um ponto  $P$  qualquer no interior do volume de controle onde se encontra a partícula de fluido. Neste ponto a velocidade absoluta da partícula material é  $V$ , o ponto  $P$  é definido espacialmente pelo vetor posição  $r$ . A superfície elementar  $dA$  contém o ponto  $P$ . A Equação (2.3) que é a integração sobre todo o volume de controle, na superfície de controle, mostra o efeito total da passagem do fluido pelo rotor, cujo efeito é o momento de todas as forças desenvolvidas com relação ao ponto  $O$  (que também é denominado de **torque**).

Para analisar um escoamento de fluido por um volume de controle deve-se escolher um sistema de coordenadas confortável para facilitar o estabelecimento correto da direção e do sentido das grandezas vetoriais em jogo.

Nós vamos indicar a seção de entrada do rotor por seção (1) e a de saída por seção (2). Vamos escrever essa equação na forma escalar, ilustrando a sua aplicação a máquinas de fluxo axial e radial.

O termo a direita da Eq. (2.3) é o produto vetorial de  $r$  por  $V$ , que por sua vez multiplica analiticamente o produto escalar dos vetores  $(V \cdot dA)$ , que são multiplicados pela massa específica do fluido ( $\rho$ ), em cada seção do volume de controle onde o fluido passa, por exemplo nas seções de entrada (1) e saída do rotor (2).

Conforme mostrado na Fig. (2.32), selecionamos um volume de controle fixo que inclui um rotor genérico de uma turbomáquina, o sistema fixo de coordenadas é escolhido com o eixo  $z$  alinhado com o eixo de rotação da máquina. As componentes de velocidade idealizadas são mostradas na figura. Admite-se que o fluido entra no rotor na localização radial  $r_1$ , com velocidade absoluta uniforme  $\vec{V}_1$ ; o fluido sai do rotor na localização radial  $r_2$ , com velocidade uniforme absoluta  $\vec{V}_2$ .

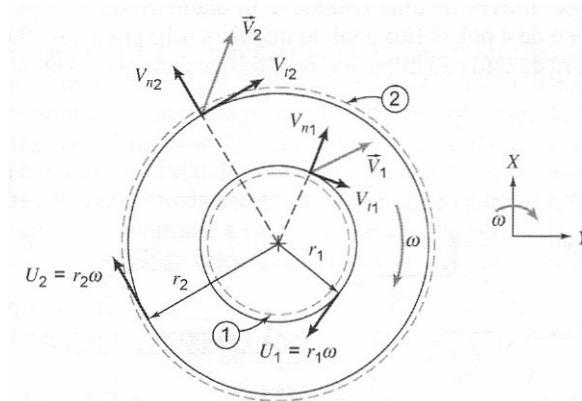


Figura 2.32 – Volume de controle finito e as componentes da velocidade absoluta para análise de quantidade de movimento angular.

Assim o fluxo de massa do fluido entra pela seção (1) e sai pela seção (2), no espaço (VC) formado pelas letras A e B, à direita e esquerda da Fig. (2.28) respectivamente.

Como:

$\dot{m} = \rho \cdot V dA$  - vazão em massa do fluido (vazão mássica) [kg/s];

$r_2$  - módulo do vetor  $\vec{r}_2$ , a saída do rotor [m];

$r_1$  - módulo do vetor  $\vec{r}_1$ , a entrada do rotor [m];

$\vec{u}_1$  - velocidade tangencial de um ponto situado na entrada do rotor [m/s];

$\vec{u}_2$  - velocidade tangencial de um ponto situado na saída do rotor [m/s];

$\vec{V}_{r1}$  - projeção do vetor  $\vec{V}_1$  sobre a velocidade da pá  $\vec{u}_1$ , à entrada do rotor [m/s];

$\vec{V}_{r2}$  - projeção do vetor  $\vec{V}_2$  sobre a velocidade da pá  $\vec{u}_2$ , à saída do rotor [m/s].

O integrando do lado direito da Eq. (2.3) é o produto vetorial  $\vec{r} \times \vec{V}$  pela vazão em massa ( $\rho \vec{V} \cdot dA$ ) em cada seção. Para escoamento uniforme entrando no rotor na seção (1), e saindo do rotor na seção (2), a Eq. (2.3) torna-se

$$\boxed{T_{eixo} \hat{k} = (r_2 V_{t_2} - r_1 V_{t_1}) \dot{m} \hat{k}} \quad (2.4)$$

ou na forma escalar,

$$T_{eixo} = -\dot{m}_1 (r_1 V_{t_1}) + \dot{m}_2 (r_2 V_{t_2})$$

$$\boxed{T_{eixo} = (r_2 V_{t_2} - r_1 V_{t_1}) \dot{m}} \quad (2.5)$$

onde  $T_{eixo}$  é o torque aplicado ao volume de controle. O sinal negativo é associado com fluxo de massa para dentro do volume de controle e o sinal positivo é associado com o fluxo para fora do volume de controle.

A Equação (2.5) é a relação básica entre torque e momento da quantidade de movimento para todas as turbomáquinas. É freqüentemente chamada de *Equação de Euler para Turbomáquinas*.

Cada velocidade que aparece na Eq. (2.5) é a componente tangencial da velocidade absoluta do fluido cruzando a superfície de controle. As velocidades tangenciais são escolhidas como positivas quando no mesmo sentido da velocidade da pá,  $\vec{u}$ . Essa convenção de sinal dá  $T_{eixo} > 0$  para bombas, ventiladores, sopradores e compressores, e  $T_{eixo} < 0$  para turbinas.

A taxa de trabalho realizado sobre um rotor de uma turbomáquina (a potência mecânica ou potência de eixo,  $\dot{W}_m$ ) é dada pelo produto escalar da velocidade angular do rotor,  $\vec{\omega}$ , pelo torque aplicado  $\vec{T}_{eixo}$ . Usando a Eq. (2.4), obtemos

$$\dot{W}_m = \vec{\omega} \cdot \vec{T}_{eixo} = \omega \hat{k} \cdot T_{eixo} \hat{k} = \omega \hat{k} \cdot (r_2 V_{t_2} - r_1 V_{t_1}) \dot{m} \hat{k}$$

ou

$$\boxed{\dot{W}_m = \omega T_{eixo} = \omega (r_2 V_{t_2} - r_1 V_{t_1}) \dot{m}} \quad (2.6)$$

De acordo com a (2.6), a quantidade de movimento angular do fluido é aumentada pela adição de trabalho no eixo. Para uma bomba,  $\dot{W}_m > 0$  e a quantidade de movimento angular do fluido deve aumentar. Para uma turbina,  $\dot{W}_m < 0$  e a quantidade de movimento angular do fluido deve diminuir.



A Equação (2.6) pode ser escrita em uma outra forma útil. Introduzindo  $u = r\omega$ , onde  $u$  é a velocidade tangencial do rotor no raio  $r$ , temos que:

$$\dot{W}_m = (u_2 V_{t_2} - u_1 V_{t_1}) \dot{m} \quad (2.7)$$

Dividindo a Eq. (2.7) por  $\dot{m}g$ , obtemos uma quantidade com as dimensões de comprimento, freqüentemente denominada *altura de carga*, ou *carga* simplesmente, adicionada ao escoamento<sup>3</sup>.

$$H_{th\infty} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m}g} = \frac{1}{g} (u_2 V_{t_2} - u_1 V_{t_1}) \quad (2.8)$$

$H_{th\infty}$  [m] - Altura teórica (energia teórica específica).

Se,  $H_{th\infty} > 0 \Rightarrow$  Máquina de fluxo operatriz “bomba”;

Se,  $H_{th\infty} < 0 \Rightarrow$  Máquina de fluxo motriz “turbina”.

A Equação (2.8) é uma das formas de apresentação da [Equação de Euler](#) para as turbomáquinas.

As Eqs. (2.3 a 2.8) são formas simplificadas da equação da quantidade de movimento angular para um volume de controle. Todas elas estão escritas para um volume de controle fixo com as suposições de escoamento permanente e uniforme em cada seção. As equações mostram que apenas a diferença no produto  $rV_t$  ou  $uV_t$ , entre as seções de saída e de entrada, é importante na determinação do torque aplicado ao rotor ou na transferência de energia para o fluido. Nenhuma restrição foi feita quanto à geometria; o fluido pode entrar e sair no mesmo ou em diferentes raios.

### 2.8.3. Diagramas de Velocidade

Os [triângulos de velocidades](#) expressam a equação vetorial das partículas que percorrem o rotor de uma máquina de fluxo.

**Equação de Euler** – equação fundamental para o estudo das turbomáquinas:

- Turbomáquinas hidráulicas: bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas;
- Turbomáquinas térmicas: turbocompressores, turbinas a vapor, turbinas a gás.

Como visto anteriormente, ainda que o escoamento numa máquina de fluxo seja muito complexo (tridimensional e transitório), a equação fundamental pode ser formulada considerando o escoamento médio como sendo unidimensional entre as seções de entrada e saída do rotor.

<sup>3</sup> Desde que  $\dot{W}_m$  tem dimensões de energia por unidade de tempo e  $\dot{m}g$  é a vazão em peso por unidade de tempo, a carga  $H$ , é, na realidade, a energia adicionada por unidade de peso do fluido em escoamento.

Para projetar uma máquina de fluxo, o engenheiro projetista parte, normalmente, de um conjunto de hipóteses ideais e simplificadoras, para, posteriormente, transformar tais condições ideais em reais pela introdução de fatores de correção.

Assim a **teoria unidimensional** que é ideal e simplificadora, admite as seguintes hipóteses:

1. O rotor será considerado como tendo um número infinito de palhetas (pás);
2. As palhetas serão consideradas como sendo infinitamente delgadas, ou seja, sem espessura.

Essas hipóteses são realmente simplificadoras, tendo em vista que:

1. Admitindo que exista um número infinito de palhetas, implica que para um mesmo raio não haverá variação na velocidade e na pressão para pontos que vão desde a face de ataque de uma palheta até a face dorsal da palheta consecutiva. Como considerando sendo infinito o número de palhetas, entre uma e outra palheta só pode fluir um filete de corrente, havendo para o mesmo raio somente um ponto entre as mesmas. Assim a velocidade e a pressão no ponto serão, então, a velocidade e a pressão do filete conforme Fig. (2.33).

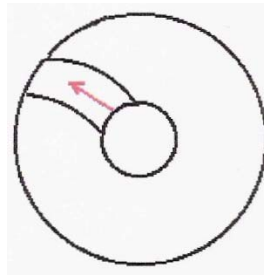


Figura 2.33 – Distribuição constante de velocidade e pressão num rotor ideal.

A consequência principal dessa hipótese reside no fato de que poderemos admitir que um só fio de corrente represente todos os demais e que a trajetória relativa do filete coincida com o perfil das palhetas. Essa situação idealizada não ocorre num rotor real, o que implica na necessidade de utilizarmos um fator de correção que considera o número de palhetas definido para o rotor. A corrente de fluido num rotor ideal é constituída pela composição de duas correntes:

- Corrente de fluxo, na qual o fluido penetra e tende a sair do rotor;
- Corrente de circulação, na qual o fluido tende a girar no espaço compreendido entre as palhetas assim que o mesmo é posto a girar.

Fazendo a composição destas duas correntes verifica-se que o efeito resultante na distribuição da velocidade e pressão no rotor é que as mesmas variam ao longo do canal formado pelas palhetas.

2. A segunda hipótese (admissão de palhetas infinitamente delgadas) implica na não existência de contração da secção de entrada provocada por palhetas espessas. Esta hipótese não é verdadeira para rotores reais, onde há a necessidade da aplicação de fatores de correção para serem aplicados nas equações idealizadas que interligam a vazão e as secções por onde escoo o fluido.

A Figura (2.34) apresenta um corte radial do rotor de uma bomba centrífuga.

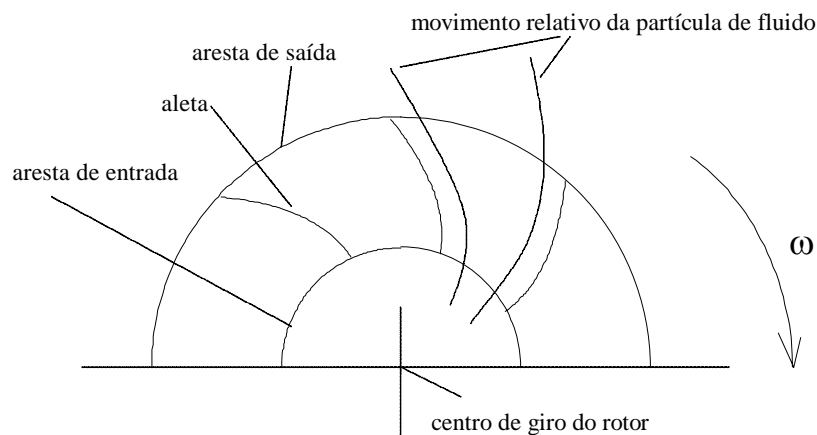


Figura 2.34 – Corte radial do rotor de uma bomba centrífuga.

A Figura (2.35) mostra os diagramas de velocidade numa passagem do rotor de uma máquina de fluxo. Observe que esta vista é de topo, ou seja, é obtida olhando-se radialmente e para o eixo do rotor.

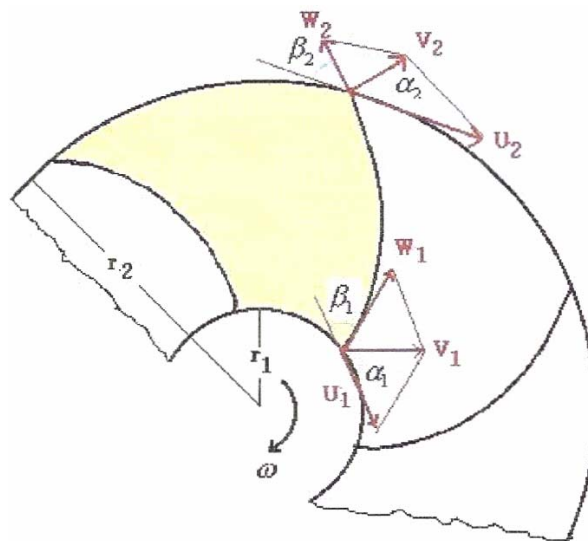


Figura 2.35 – Diagrama de velocidades para um rotor genérico de uma turbomáquina.

Na situação idealizada no ponto de projeto, o escoamento relativo ao rotor ( $W_1$  e  $W_2$ ) é admitido como entrando e saindo tangencialmente ao perfil da pá em cada seção.

Podemos notar que a velocidade absoluta do fluido que entra no rotor,  $V_1$ , é igual a soma vetorial da velocidade  $U_1$ , com a velocidade relativa  $W_1$ . Assim temos que:

$$\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1 \quad (2.9)$$

De forma análoga, na seção de saída do rotor temos:

$$\vec{V}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}_2 \quad (2.10)$$

Os triângulos de velocidade de entrada e saída provêm todas as informações necessárias para calcular o torque ou a potência ideal, absorvida ou entregue pelo rotor usando as equações. Os resultados representam o desempenho da turbomáquina sob condições ideais, no ponto de projeto, desde que admitamos que todos os fluxos sejam uniformes em cada seção. Esses resultados idealizados representam os limites superiores de desempenho para uma turbomáquina.

Para a aplicação dos triângulos de velocidades às máquinas de fluxo, considera-se a corrente líquida que circula através do rotor de um ventilador centrífugo, representando, esquematicamente, pelo corte segundo um plano meridiano que passa pelo eixo do rotor e pelo corte segundo um plano perpendicular ao eixo do rotor (Fig. 2.36).

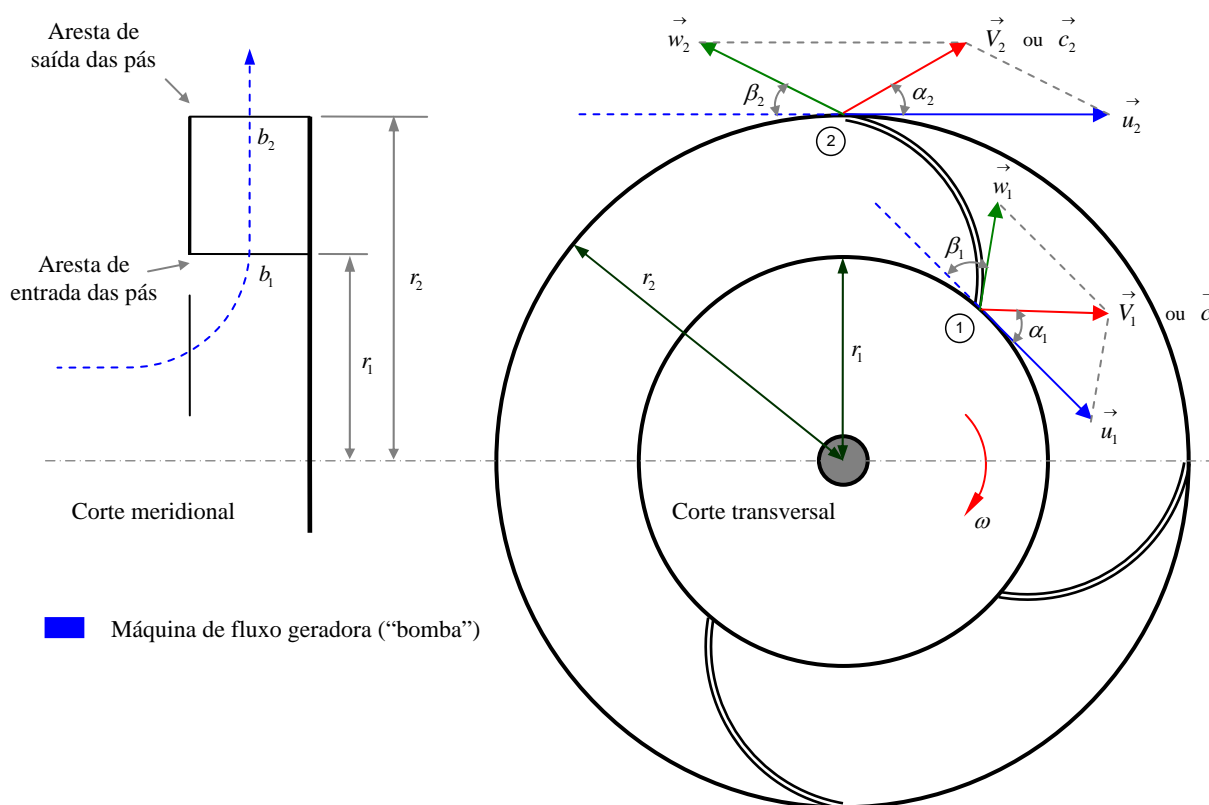


Figura 2.36 – Escoamento através do rotor de um ventilador centrífugo (máquina de fluxo geradora).

Em qualquer ponto do rotor, denomina-se:

$\vec{u}$  - velocidade da pá do rotor (tangencial)  $\vec{u} = \omega \cdot \vec{r}$  [m/s];

$\vec{r}$  - distância radial medida a partir do eixo da turbomáquina [m];

$\vec{V}$  - velocidade absoluta do fluido (vista por um observador estacionário) [m/s];

$\vec{W}$  - velocidade relativa da corrente fluida (vista por um observador solidário às pás) [m/s];

$\alpha$  - ângulo formado pelos vetores  $\vec{u}$  e  $\vec{V}$ ;

$\beta$  - ângulo formado pelos vetores  $\vec{W}$  e  $-\vec{u}$ , é chamado ângulo de inclinação das pás;

$\omega$  - velocidade angular constante  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$  [rad/s].



A estes vetores e suas componentes atribuem-se os seguintes índices:

- (1) – um ponto situado imediatamente depois da entrada do rotor, portanto, já no espaço entre as pás giratórias;
- (2) – um ponto situado imediatamente antes da saída do rotor, portanto, ainda no espaço entre as pás giratórias.

Esta convenção será válida tanto para máquinas de fluxo geradoras, como é o caso do ventilador centrífugo utilizado no exemplo, como para máquinas de fluxo motoras, estabelecendo uma correspondência entre algarismos e pontos da máquina no sentido da corrente fluida (Fig. 2.37).

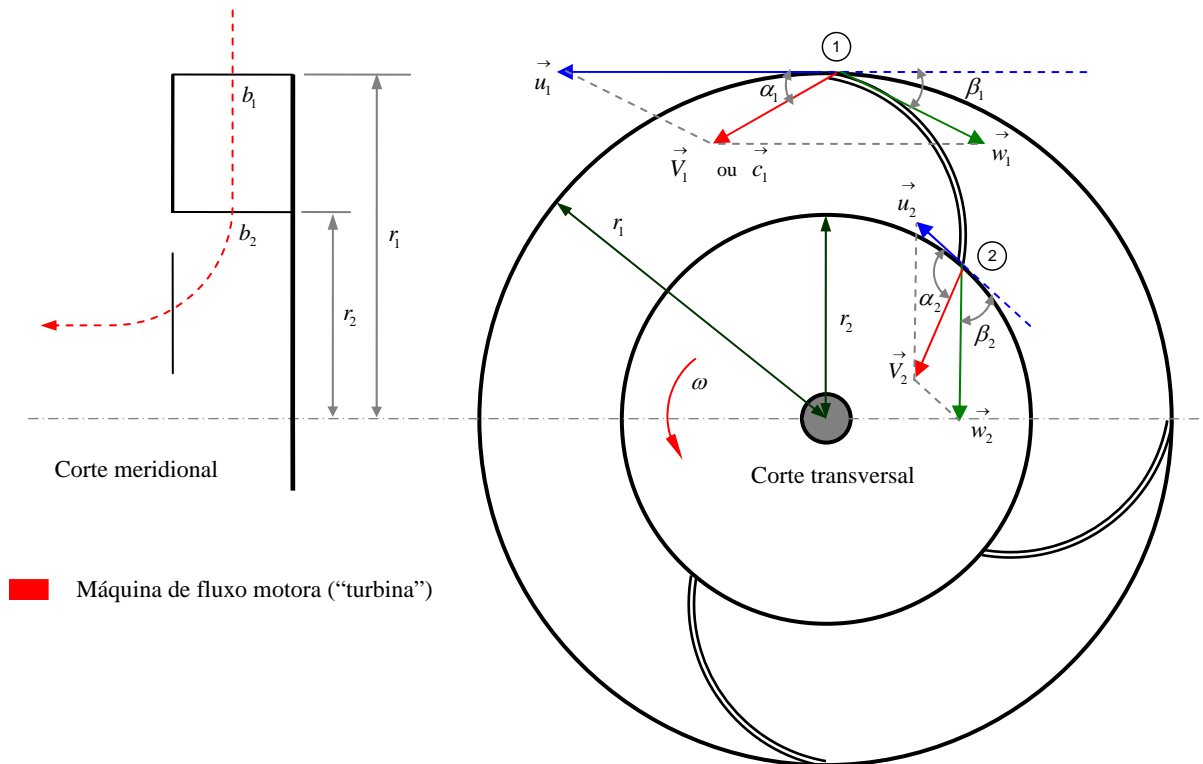


Figura 2.37 – Escoamento através do rotor de uma máquina de fluxo motora.

A velocidade absoluta da partícula de fluido  $V$  será decomposta em duas componentes, uma que é sempre tangente ao filete representativo da trajetória de uma partícula de fluido passando pelo rotor ( $W$ ) e uma que é sempre tangente à circunferência descrita por um raio genérico do rotor ( $u$ ). Aplicando então a decomposição nos pontos de entrada (1) e saída (2) do rotor, teremos conforme as Figs. (2.38 e 2.39) abaixo os triângulos de velocidades.

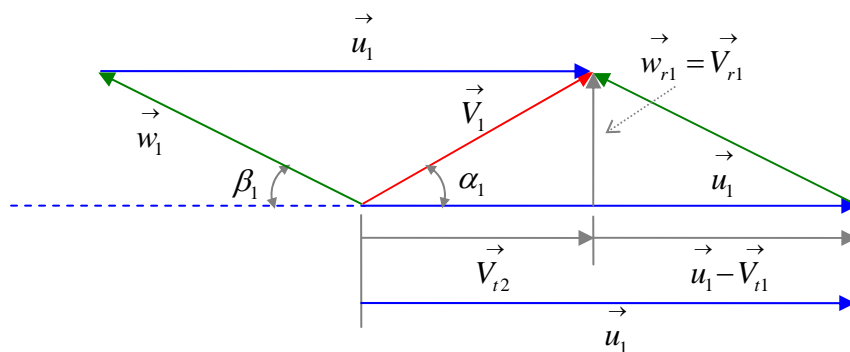


Figura 2.38 – Triângulo de velocidades do escoamento na seção de entrada do rotor.

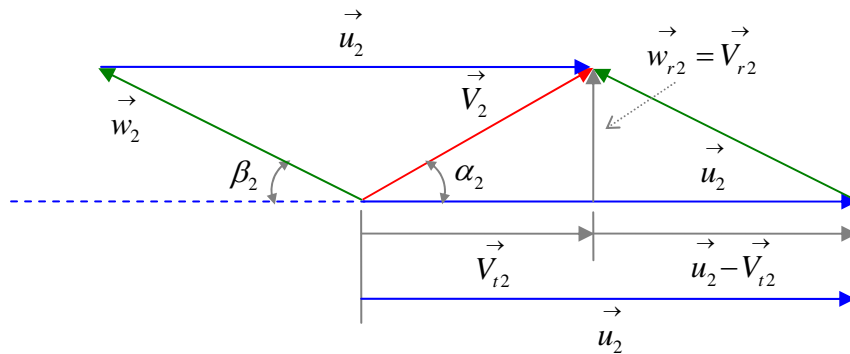


Figura 2.39 – Triângulo de velocidades do escoamento na seção de saída do rotor.

No projeto de máquinas de fluxo interessa-nos o conhecimento das seguintes grandezas:

- $\alpha$  – ângulo formado pelo vetor velocidade absoluta  $\vec{V}$ , com a do vetor velocidade circunferencial  $\vec{u}$ ;
- $\beta$  – ângulo formado pela direção do vetor velocidade relativa  $\vec{W}$ , com o prolongamento em sentido oposto do vetor  $\vec{u}$ . É chamado de ângulo de inclinação das pás;
- $\vec{W}_r$  e  $\vec{V}_r$  – componentes radiais ou também chamadas de meridianas da velocidade relativa e absoluta do fluido;
- $\vec{W}_t$  e  $\vec{V}_t$  – componentes tangenciais ou também denominadas de periféricas da velocidade relativa e absoluta do fluido.

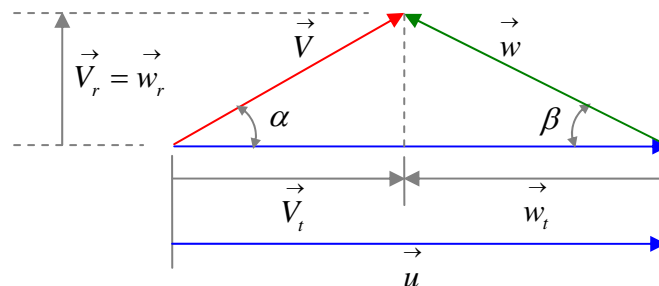


Figura 2.40 – Triângulo de velocidades genérico.

Enquanto a componente tangencial, de módulo  $\vec{V}_t$ , está intimamente ligada à energia específica intercambiada entre o rotor e o fluido, a componente radial (meridiana), de módulo  $\vec{V}_r$ , está vinculada à vazão da máquina, por meio da equação da continuidade.

$$\boxed{Q = A \cdot V_r} \quad (2.11)$$

onde:

$Q$  = vazão de fluido que passa pelo rotor, em  $[\text{m}^3/\text{s}]$ ;

$A$  = área de passagem do fluido, em  $[\text{m}^2]$ ;

$V_r$  = velocidade radial (meridiana), em  $[\text{m}/\text{s}]$ .

Pela condição de obtenção da equação da continuidade, a componente meridiana  $V_r$  da velocidade absoluta deve ser sempre perpendicular à área  $A$ .

Para as **máquinas radiais**, a componente meridiana possui a direção radial, enquanto a área de passagem, desprezando a espessura das pás, corresponde à superfície lateral de um cilindro (Fig. 2.41), ou seja:

$$A = \pi D b \quad (2.12)$$

Onde:

$A$  = área da seção de passagem do fluido, em  $[m^2]$ ;

$D$  = diâmetro da seção considerada, em  $[m]$ ;

$b$  = largura do rotor na seção considerada, em  $[m]$ .

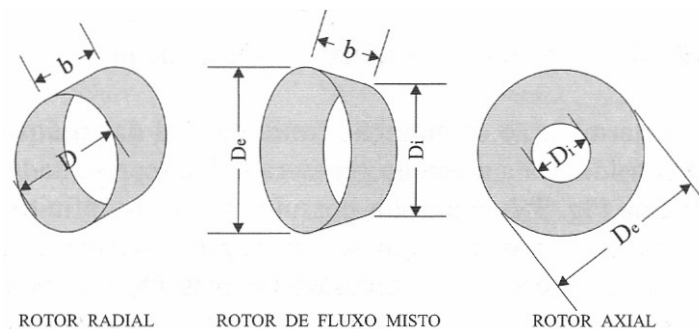


Figura 2.41 – Área de passagem da corrente fluida através dos diversos tipos de rotores.

Para as máquinas axiais, a componente meridiana tem a direção do eixo do rotor e a área de passagem é a superfície de uma coroa circular (Fig. 2.41), calculada por:

$$A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \quad (2.13)$$

onde:

$D_e$  = diâmetro exterior do rotor, em  $[m]$ ;

$D_i$  = diâmetro interior ou diâmetro do cubo do rotor, em  $[m]$

Já, nas máquinas diagonais ou de fluxo misto, a componente meridiana encontra-se numa direção intermediária entre a radial e a axial e a área de passagem corresponde à superfície lateral de um tronco de cone (Fig. 2.41), que pode ser expressa por:

$$A = \pi \left( \frac{D_e + D_i}{2} \right) b \quad (2.14)$$

onde:

$D_e$  = diâmetro da base maior do tronco de cone, em  $[m]$ ;

$D_i$  = diâmetro da base menor do tronco de cone, em  $[m]$ ;

$b$  = comprimento da geratriz do tronco de cone, em  $[m]$ .

Da análise dos triângulos de velocidade de entrada e saída do rotor podemos obter as seguintes relações trigonométricas:

Tabela 2.4 – Relações trigonométricas à entrada do rotor.

$W_1^2 = V_1^2 - 2u_1V_1 \cos \alpha_1 + u_1^2$
$V_{t1} = V_1 \cos \alpha_1$
$V_{r1} = W_1 \sin \beta_1$
$V_{r1} = V_1 \sin \alpha_1$
$V_{r1} = V_{t1} \tan \alpha_1$

Tabela 2.5 – Relações trigonométricas à saída do rotor.

$W_2^2 = V_2^2 - 2u_2V_2 \cos \alpha_2 + u_2^2$
$V_{t2} = V_2 \cos \alpha_2$
$V_{r2} = W_2 \sin \beta_2$
$V_{r2} = V_2 \sin \alpha_2$
$V_{r2} = V_{t2} \tan \alpha_2$

Nós podemos obter uma outra equação de Euler reescrevendo o lado direito da equação em função dos triângulos de velocidade no escoamento de entrada (subscrito 1) e saída do rotor (subscrito 2) conforme análise abaixo.

$$V_1^2 = V_{r1}^2 + V_{t1}^2$$

$$W_1^2 = V_{r1}^2 + (U_1 - V_{t1})^2$$

$$W_1^2 = V_{r1}^2 + U_1^2 - 2U_1V_{t1} + V_{t1}^2$$

$$W_1^2 = (V_{r1}^2 + V_{t1}^2) + U_1^2 - 2U_1V_{t1}$$

$$2U_1V_{t1} = V_1^2 + U_1^2 - W_1^2$$

$$U_1V_{t1} = \frac{V_1^2 + U_1^2 - W_1^2}{2}$$

$$V_2^2 = V_{r2}^2 + V_{t2}^2$$

$$W_2^2 = V_{r2}^2 + (U_2 - V_{t2})^2$$

$$W_2^2 = V_{r2}^2 + U_2^2 - 2U_2V_{t2} + V_{t2}^2$$

$$W_2^2 = (V_{r2}^2 + V_{t2}^2) + U_2^2 - 2U_2V_{t2}$$

$$2U_2V_{t2} = V_2^2 + U_2^2 - W_2^2$$

$$U_2V_{t2} = \frac{V_2^2 + U_2^2 - W_2^2}{2}$$

$$T_{eixo} = (r_2V_{t2} - r_1V_{t1})\dot{m}$$

$$\dot{W}_m = \omega T_{eixo}$$

$$\dot{W}_m = (U_2V_{t2} - U_1V_{t1})\dot{m}$$

$$\dot{W}_m = \left[ \left( \frac{V_2^2 + U_2^2 - W_2^2}{2} \right) - \left( \frac{V_1^2 + U_1^2 - W_1^2}{2} \right) \right] \dot{m}$$

$$\dot{W}_m = \left[ \left( \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) + \left( \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \right) + \left( \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} \right) \right] \dot{m} \quad (2.14)$$

Assim, a potência e o trabalho podem ser obtidos a partir da velocidade tangencial do rotor,  $U$ , da velocidade absoluta do fluido  $V$ , e da velocidade relativa do fluido em relação à pá ( $W$ ).

Dividindo a equação acima por  $\dot{m}g$ , obtemos a altura de carga ( $H_{th\infty}$ ), ou carga adicionada ao escoamento.

$$H_{th\infty} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m}g} \quad (2.15)$$

$$H_{th\infty} = \frac{1}{2g} \left[ (V_2^2 - V_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) \right] \quad (2.16)$$

Se  $H_{th\infty} > 0 \Rightarrow$  Máquina de fluxo operatriz (MFO) - bombas, compressores, ventiladores, sopradores.

Se  $H_{th\infty} < 0 \Rightarrow$  Máquina de fluxo motriz (MFM) - turbinas.

---



## 2.9. Exercícios

- 1) O rotor mostrado na Fig. (2.42) abaixo apresenta velocidade angular,  $\omega$ , constante e igual a 100 rad/s. O fluido se aproxima do rotor na direção axial e o escoamento promovido pelas pás é praticamente radial (veja figura 2.42). Algumas medidas realizadas no escoamento indicam que as velocidades absolutas nas seções de entrada e saída do rotor são  $V_1=12$  m/s e  $V_2 = 25$  m/s. Este dispositivo é uma bomba ou uma turbina?

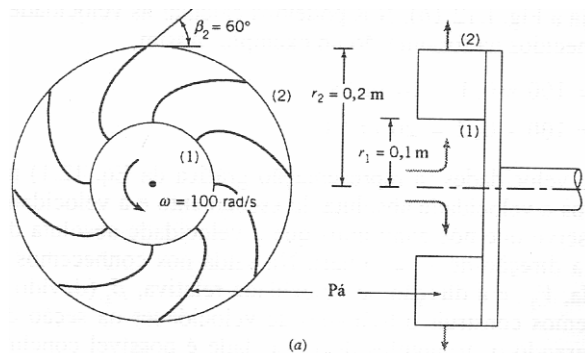


Figura 2.42 – Geometria do rotor.

- 2) A vazão de água numa bomba centrífuga que opera a 1750 rpm é  $0,0883$  m<sup>3</sup>/s. O rotor apresenta pás com alturas,  $b$ , uniformes e iguais a 50,8 mm,  $r_1 = 48,3$  mm,  $r_2 = 177,8$  mm, e ângulo de saída da pá,  $\beta_2$ , igual a 23° (Fig. 2.43). Admita que o escoamento no rotor é ideal e que a componente tangencial da velocidade,  $V_{t1}$ , da água entrando na pá é nula ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ). Determine:
- a componente tangencial da velocidade na saída do rotor,  $V_{t2}$ ;
  - a carga (ideal) adicionada ao escoamento ( $H_{th}$ );
  - a potência,  $\dot{W}_{eixo}$ , transferida ao fluido.

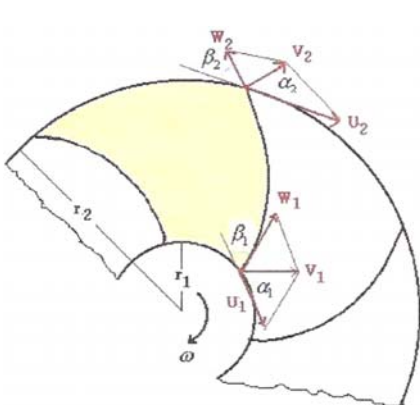


Figura 2.43 – rotor de uma bomba centrífuga.

