

Cap. IV – Máquinas de Fluxo - Turbomáquinas

Introdução - Máquinas de Fluxo

• **Máquinas de fluxo**, são classificadas como de deslocamento positivo ou volumétricas e dinâmicas ou turbomáquinas.

• De **deslocamento positivo** são aquelas em que a transferência de energia é feita por variações de volume que ocorrem enquanto o fluido está confinado numa câmara ou passagem.

•As **turbomáquinas** direcionam o fluido através de um conjunto de palhetas fixadas num elemento rotativo (rotor) e neste tipo de máquina o fluido não fica completamente confinado.

•**Objetivo**: estudar as características e propriedades das **turbomáquinas hidráulicas** que são as **bombas** e **turbinas**

•Neste capítulo serão estudadas as bombas hidráulicas, cuja função é adicionar energia de pressão e cinética a uma corrente líquida.

Introdução - Máquinas de Fluxo

Tipos de Turbomáquinas (segundo a geometria da trajetória do fluido):

• **Fluxo Radial ou Centrífugas**: a trajetória do fluido é essencialmente radial, com mudanças significativas de raio, da entrada para a saída.

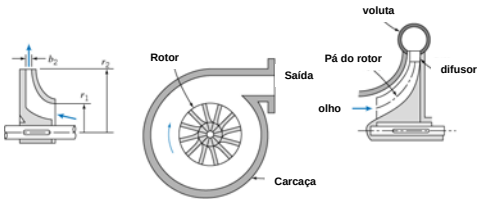
• **Fluxo Axial**: a trajetória do fluido é aproximadamente paralela à linha de centro da máquina e o raio do percurso não varia significativamente.

• **Fluxo Misto**: o raio da trajetória do fluido varia moderadamente.

Introdução - Máquinas de Fluxo

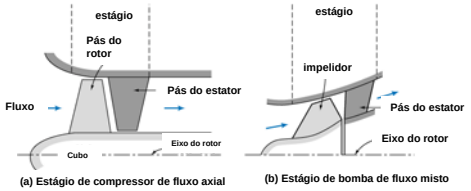
Tipos de Turbomáquinas

Centrífugas



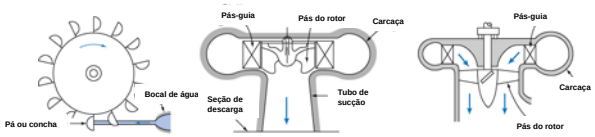
(a) Bomba centrífuga (b) Soprador centrífugo (c) Compressor centrífugo

Fluxo Axial e Misto



(a) Estágio de compressor de fluxo axial (b) Estágio de bomba de fluxo misto

Turbinas



(a) Turbina de impulsão (roda Pelton) (b) Turbina de Reação (Tipo Francis) (b) Turbina de hélice (Tipo Kaplan)

Análise das Turbomáquinas

Do Princípio do Quantidade de Movimento Angular para um volume de controle estacionário:

$$\sum \vec{M} = \left(\frac{d\vec{H}}{dt}\right)_{sistema}$$

$$\left(\frac{d\vec{H}}{dt}\right)_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} \vec{r}\times\vec{V}\,\rho\, d\forall + \int_{sc} \vec{r}\times\vec{V}\,\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

$$\sum \vec{M} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} \vec{r}\times\vec{V}\,\rho\, d\forall + \int_{sc} \vec{r}\times\vec{V}\,\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

$$\vec{r}\times\vec{F}_s + \int_{vc} \vec{r}\times g\,\rho\, d\forall + \vec{T}_{eixo} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} \vec{r}\times\vec{V}\,\rho\, d\forall + \int_{sc} \vec{r}\times\vec{V}\,\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

Análise das Turbomáquinas

Considerando um volume de controle fixo, abrangendo o impelidor, a inexistência de torques decorrentes de forças superficiais e de forças de massa (peso), além do escoamento em regime permanente (vazão cte), temos:

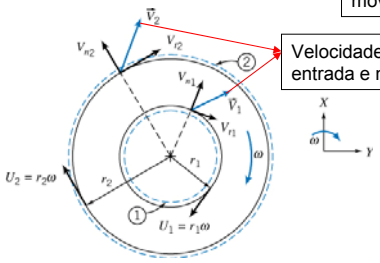
$$\vec{r}\times\vec{F}_s + \int_{vc} \vec{r}\times g\,\rho\, d\forall + \vec{T}_{eixo} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} \vec{r}\times\vec{V}\,\rho\, d\forall + \int_{sc} \vec{r}\times\vec{V}\,\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

0 0 0

Requerido (bombas)
Fornecido (turbinas)

$$\vec{T}_{eixo} = \int_{sc} \vec{r}\times\vec{V}\,\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

Variação da quantidade de movimento angular do fluido

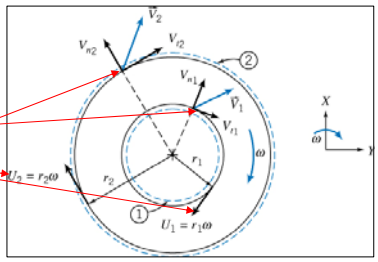


Velocidades absolutas na entrada e na saída do rotor

Análise das Turbomáquinas

V_t = componente tangencial da vel. do fluido

U = velocidade linear da pá



$$\vec{T}_{eixo} = \int_{sc} \vec{r} \times \vec{V}\, \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$ → vazão de massa ($\dot{m}$)

Para o escoamento uniforme, entrando na seção 1 e saindo na seção 2:

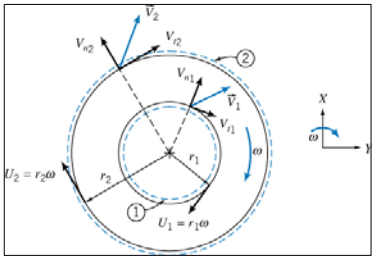
$\vec{r} \perp \vec{V}_t$ e $\vec{r} \parallel \vec{V}_r$

$$T_{eixo}\vec{k} = \left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}\right)\dot{m}\,\vec{k}$$

Na forma escalar: $$T_{eixo} = \left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}\right)\dot{m}$$

Equação de Euler para turbomáquinas

Análise das Turbomáquinas



Torque aplicado ao eixo (rotor):

$$T_{eixo} = \left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}\right)\dot{m}$$

Para bombas:

V_t e U no mesmo sentido

$$V_{t1} \; e \; V_{t2} > 0$$
$$V_{t2} > V_{t1} \Rightarrow T_{eixo} > 0$$

Para turbinas:

V_t e U em sentidos opostos

$$V_{t1} \; e \; V_{t2} < 0$$
$$V_{t2} > V_{t1} \Rightarrow T_{eixo} < 0$$

Convenção de sinais

Análise das Turbomáquinas

A taxa de trabalho realizado sobre o rotor de uma turbomáquina (a potência mecânica), ou ainda, a taxa de transferência de energia ao fluido é dada por:

$$\dot{W}_m = \vec{\omega} \cdot \vec{T}_{eixo} = \omega \vec{k} \cdot \vec{T}_{eixo} \vec{k} = \omega \vec{k} \cdot \left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1} \right) \dot{m} \vec{k}$$

$$\dot{W}_m = \omega \cdot T_{eixo} = \omega \left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1} \right) \dot{m}$$

Para bombas: $\dot{W}_m > 0$ A quantidade de movimento angular do fluido aumenta

Para turbinas: $\dot{W}_m < 0$ A quantidade de movimento angular do fluido diminui

Análise das Turbomáquinas

Sendo: $U = r\omega$ velocidade linear do rotor no raio r, temos

$$\dot{W}_m = \left(U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1} \right) \dot{m}$$

Dividindo por $\dot{m} g$:

$$H = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m} g} = \frac{1}{g} \left(U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1} \right)$$

Altura de carga (head), ou carga - adicionada pela bomba ao escoamento, ou retirada do escoamento pela turbina – que é a energia por unidade de peso do fluido em escoamento, cuja dimensão é de comprimento.

Análise das Turbomáquinas

$$T_{eixo} = \left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}\right)\dot{m}$$

$$\dot{W}_m = \omega\left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}\right)\dot{m}$$

$$\dot{W}_m = \left(U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}\right)\dot{m}$$

$$H = \frac{1}{g}\left(U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}\right)$$

O torque aplicado ao rotor, ou ainda, a energia transferida ao fluido depende apenas da diferença dos produtos rV_t ou UV_t entre a saída e a entrada do VC

Análise das Turbomáquinas

Carga adicionada (bombas) ou extraída (turbinas) do escoamento: $H = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m}\,g}$

Taxa de adição ou extração de energia do escoamento (potencia hidráulica), **no caso ideal**:

$$\dot{W}_h = \dot{W}_m = \dot{m}\,g\,H_b = \rho\,Q\,g\,H_b$$ bombas

$$\dot{W}_h = \dot{W}_m = \dot{m}\,g\,H_t = \rho\,Q\,g\,H_t$$ turbinas

Taxa de fornecimento de energia mecânica ao eixo (potencia mecânica), **no caso ideal**:

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

No caso real, considerando as perdas (por atrito, desvios em relação ao escoamento uniforme e desvios de direção em relação às pás, e outras), temos, pela definição de eficiência ou rendimento:

$$\eta_b = \frac{\dot{W}_h}{\dot{W}_m} = \frac{\rho\,Q\,g\,H_b}{\omega\,T_{eixo}}$$ bombas

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_h} = \frac{\omega\,T_{eixo}}{\rho\,Q\,g\,H_t}$$ turbinas

Análise das Turbomáquinas

$$\dot{W}_h = \dot{m} g H_b = \rho Q g H_b$$

bombas

$$H_b = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\overline{V}^2}{2g} + z \right)_{descarga} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\overline{V}^2}{2g} + z \right)_{sucção}$$

$$\dot{W}_h = \dot{m} g H_t = \rho Q g H_t$$

turbinas

$$H_t = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\overline{V}^2}{2g} + z \right)_{entrada} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\overline{V}^2}{2g} + z \right)_{saída}$$

Análise das Turbomáquinas

bombas

$$\dot{W}_h = \dot{m} g H_b = \rho Q g H_b$$

$$H_b = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\overline{V}^2}{2g} + z \right)_{descarga} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\overline{V}^2}{2g} + z \right)_{sucção} \Rightarrow \dot{W}_h \simeq Q \Delta p$$

turbinas

$$\dot{W}_h = \dot{m} g H_t = \rho Q g H_t$$

$$H_t = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\overline{V}^2}{2g} + z \right)_{entrada} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\overline{V}^2}{2g} + z \right)_{saída}$$

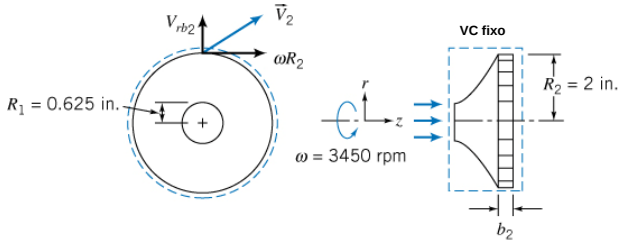
0 0 0

Condição desejada na saída para aumento da potência máxima da turbina

Bombas Centrífugas - Análise

Ex. 10.1 - Escoamento em uma bomba centrífuga ideal (sem perdas)

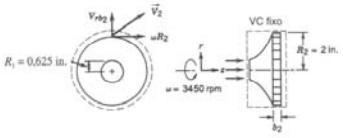
Água a 150 gpm entra no impelidor de uma bomba centrífuga, axialmente, através de uma entrada com diâmetro 1,25 in. A velocidade de entrada é axial e uniforme. O diâmetro de saída do impelidor é de 4 in. O fluxo sai do impelidor a 10 ft/s relativos às pás, que são radiais na saída. A velocidade do impelidor é de 3450 rpm. Determine a largura de saída do impelidor, b_2, o torque mínimo entregue ao impelidor (torque de entrada) e a potência mínima requerida.



Fox 4ª. edição

DADOS: Escoamento conforme mostrado na seguinte figura: $V_{rb_2} = 10$ ft/s, $Q = 150$ gpm.

DETERMINAR: (a) b_2,
(b) T_{eixo}
(c) W_{eixo}.



SOLUÇÃO:

Aplique a equação do momento da quantidade de movimento a um volume de controle fixo.

Equações de cálculo:

$$\vec{T}_{eixo} = \int_{vc} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \qquad (11.1a)$$

$$= 0 \quad (2)$$

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho d\forall + \int_{sc} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Hipóteses: (1) Despreze os torques devidos às forças superficiais e de massa
(2) Escoamento permanente
(3) Escoamento uniforme nas seções de entrada e de saída
(4) Escoamento incompressível

Da equação da continuidade,

$$0 = \left\{-\left|\rho V_1 \pi R_1^2\right|\right\} + \left\{\left|\rho V_{rb_2} 2\pi R_2 b_2\right|\right\}$$

$$\rho Q = \rho V_{rb_2} 2\pi R_2 b_2$$

De modo que

$$b_2 = \frac{Q}{2\pi R_2 V_{rb_2}} = \frac{1}{2\pi} \times 150 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times \frac{1}{2 \text{ in}} \times \frac{\text{s}}{10 \text{ ft}} \times \frac{\text{ft}^3}{7,48 \text{ gal}} \times \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \times 12 \frac{\text{in}}{\text{ft}}$$

$$b_2 = 0,0319 \text{ ft ou } 0,383 \text{ in}$$

Equação da quantidade de movimento na forma escalar:

$$T_{eixo} = \left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}\right)\dot{m}$$

Para uma entrada axial, a velocidade tangencial $V_{t1}=0$, e para pás de saída radial $V_{t2}=R_2\omega$, logo:

$$T_{eixo} = R_2^2\,\omega\,\dot{m} = \omega\, R_2^2\,\rho\, Q$$

Portanto,

$$T_{eixo} = \omega R_2^2 \rho Q = 3450\ \frac{rev}{\min} \times (2)^2\ \text{in}^2 \times 1{,}94\ \frac{\text{slug}}{\text{ft}^3} \times 150\ \frac{\text{gal}}{\min} \times 2\pi\ \frac{\text{rad}}{\text{rev}} \times \frac{\min^2}{3600\text{s}^2} \times \frac{\text{ft}^3}{7{,}48\text{gal}} \times \frac{\text{ft}^2}{144\text{in}^2} \times \frac{\text{lbf}\cdot\text{s}^2}{\text{slug}\cdot\text{ft}}$$

$$T_{eixo} = 6{,}51\text{ft}\cdot\text{lbf}$$

e

$$\dot{W}_{ax} = \omega T_{eixo} = 3450\ \frac{\text{rev}}{\min} \times 6{,}51\text{ft}\cdot\text{lbf} \times 2\pi\ \frac{\text{rad}}{\text{rev}} \times \frac{\min}{60\text{s}} \times \frac{\text{HP}\cdot\text{s}}{550\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}$$

$$\dot{W}_{ax} = 4{,}28\ \text{HP}$$

Este problema ilustra a aplicação da equação do momento da quantidade de movimento para um volume de controle fixo a uma má de fluxo centrífuga sob condições idealizadas, admitindo perfeita orientação do fluido. O torque real absorvido e os requisitos de p cia podem ser maiores do que o previsto pela análise teórica. Entretanto, o aumento previsto de altura de carga pode não ser obtid causa de orientação imperfeita do fluido que deixa o impelidor.