

# توربوماشین ها

## فصل چهارم: توربوماشین های جریان محوری

میلاذ نادری

[t.me/Hydrodynamic](https://t.me/Hydrodynamic)

[www.lecturenote.blog.ir](http://www.lecturenote.blog.ir)

دانشکده مهندسی مکانیک و هوافضا

۱۳۹۹

# توربین پلتون

در این بخش توربین پلتون صرفاً از آن جهت که از نوع توربوماشین های شعاعی نیست، در دسته توربوماشین های محوری طبقه بندی نموده ایم.

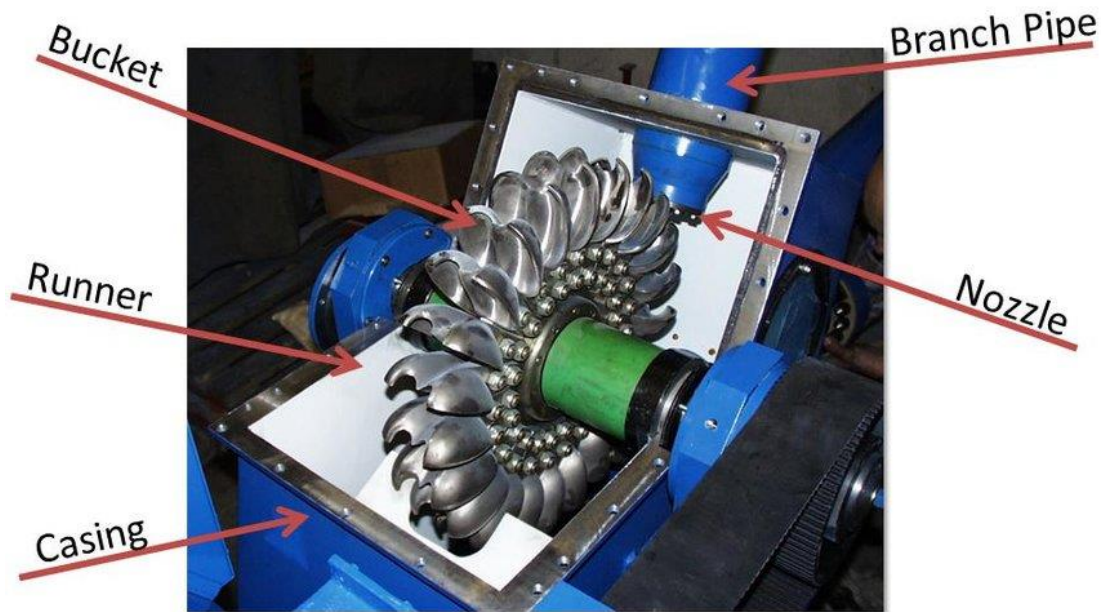
از عمده ترین و بااستفاده ترین توربین های آبی است. از نوع ضربه ای در نتیجه فشار در طول روتور ثابت باقی می ماند و سیال حین برخورد با پره های متحرک (قاشقکها) با هوای محیط تماس داشته و دارای فشار اتمسفر است.

از مزیت های این توربین قابل کنترل بودن دور و قدرت آن است. و نیروی محوری در آنها بسیار ناچیز است.



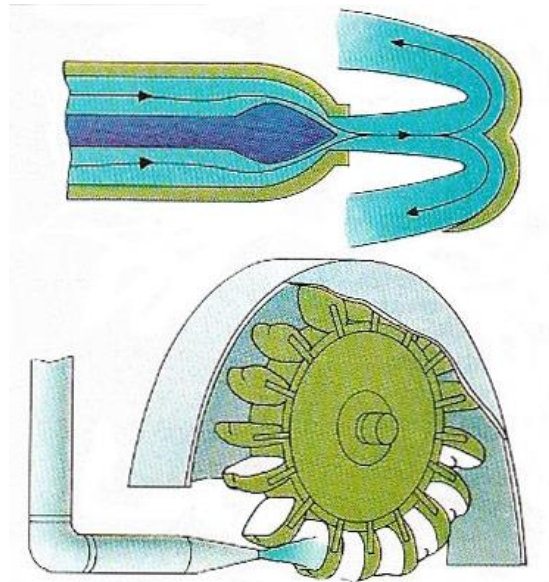
# اجزای اصلی توربین پلتون

- نازل که سیال از آن خارج و به قاشقکها برخورد می کند
- سیستم کنترل دبی خروجی از نازل
- چرخ دوار
- قاشقکها
- پوسته
- سیستم کنترل سریع دور (منحرف کننده ، جداکننده ، ترمز کننده).



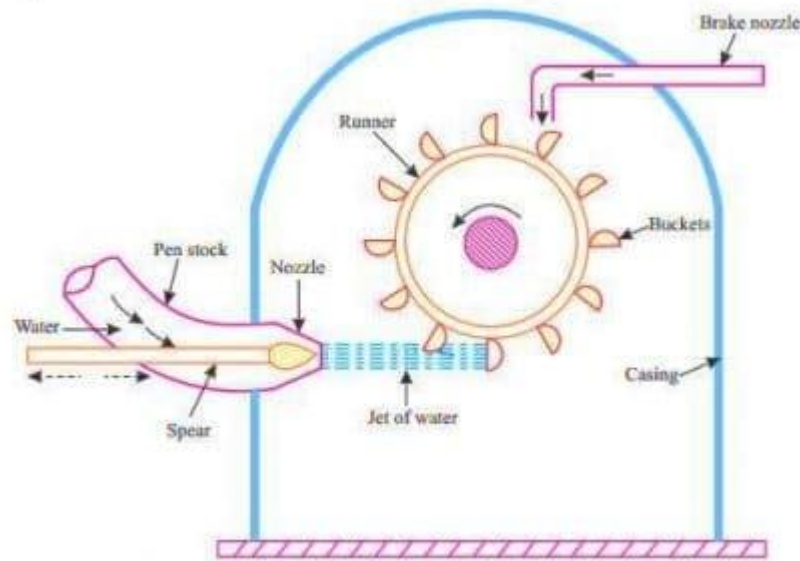
# اجزای اصلی توربین پلتون

- تعداد نازل‌های توربین اغلب بین یک تا شش نازل است. اگر نازل از یک بیشتر باشد، محور چرخ پلتون باید قائم باشد.
- سیستم کنترل دبی آب خروجی از نازل شامل یک سوزن مخروطی شکل است که با جابجا شدن آن سطح مقطع نازل تغییر میکند بدون اینکه افت زیادی در جریان ایجاد گردد.
- قاشقکها که روی محیط روتور هستند، تیغه ای در وسط خود دارند که دبی سیال در حین حرکت و برخورد به آنها به دو قسمت تقسیم می شود. لبه انتهایی قاشقکها بریدگی دارد تا از برخورد آب به لبه قاشقکها و در نتیجه تداخل جریان و افت جلوگیری کند. لذا سیال به جای برخورد به لبه انتهایی قاشقکها به وسط قاشقکهای بعد برخورد می کند.

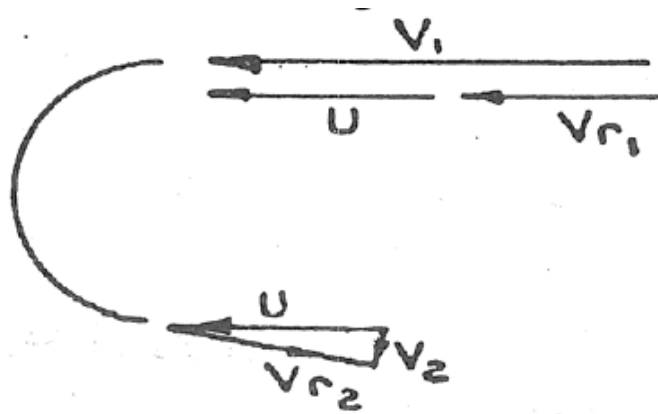


# اجزای اصلی توربین پلتون

- پوسته (محفظه) نقش عملی و مهمی ندارد و فقط برای حفاظت از چرخ و جلوگیری از پاشش آب به اطراف به کار می رود.
- سیستم کنترل سریع دور: به علت کاربرد این توربین در نیروگاه جهت تولید قدرت الکتریکی، دور آن باید در محدوده خاصی ثابت بماند تا در موقع تغییر بار الکتریکی فرکانس برق تغییرات اساسی نکند.
- ترمز کننده برای کاهش دور چرخ، سیال را توسط نازلی به پشت قاشقکها می فرستد تا سرعت آن کم شود. برای کاهش سرعت دبی را کم و یا توسط انحراف دهنده ها میزان آب برخوردی به قاشقکها را کم و یا زیاد می کنند.



# روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون



- مثلث سرعت در چرخ پلتون

$$A_j = \frac{Q}{V_1}$$

$A_j$  سطح مقطع جت آب

$V_1$  = سرعت ورود آب

$Q$  = دبی آب

ممان زاویه ای :

$$\tau = \rho Q (r_1 V_{u1} - r_2 V_{u2})$$

# روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

در چرخ پلتون شعاعهای ورود و خروج برابرند. ( $r_2 = r_1$ ) از طرفی سرعت خطی وسط قاشقکها  $U = r\omega$  در نتیجه  
با فرض اینکه جت آب کاملاً عمود بر قاشقکها بر خورد کند. زاویه ورود  $\alpha = 0$  در نتیجه مثلث ورودی یک  
خط است. (مطابق شکل)

$$V_1 = U + V_{r1}$$

اگر از اصطکاک بین آب و قاشقکها و نیز آب و هوا صرفنظر کنیم (بعدا این فرض را کنار گذاشته و روابط را تعدیل  
می‌دهیم) پس داریم:

$$V_{r1} = V_{r2}$$

اما از مثلث سرعت خروجی از قاشقکها داریم:

$$V_{u2} = U - V_{r2} \cos \beta$$

از فرض بالا و مثلث سرعت ورودی کمک می‌گیریم:

$$V_{u2} = U - (V_1 - U) \cos \beta$$

حال مماس زاویه‌ای را به شکل زیر می‌نویسیم.

$$\tau = \rho Q r (V_1 - U) (1 + \cos \beta)$$

# روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

قدرت چرخ پلتون :

$$P = \tau\omega = \rho QU(V_1 - U)(1 + \cos \beta^2)$$

هد مفید چرخ پلتون :

$$H = \frac{P}{\rho g Q} = \frac{U(V_1 - U)(1 + \cos \beta^2)}{g}$$

راندمان قاشقکها :

$$\eta_b = \frac{p}{1/2 \rho Q V_1^2} = 2 \frac{U}{V_1} \left(1 - \frac{U}{V_1}\right) (1 + \cos \beta^2)$$

راندمان ماکزیمم قاشقکها با مشتق‌گیری از رابطه فوق بر حسب  $U$  و مساوی صفر قرار دادن بدست می‌آید.

$$\frac{d\eta_b}{d(U/V_1)} = 0 \rightarrow \frac{U}{V_1} = \frac{1}{2} \rightarrow \eta_{b \max} = 1/2 (1 + \cos \beta^2)$$



# روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

حال فرض صرفنظر کردن از اصطکاک بین آب با قاشقکها و هوا را کنار گذاشته و روابط را برای این حالت کلی می نویسیم.  
در این حالت سرعت نسبی ورودی و خروجی برابر نیستند بلکه دارای رابطه‌ی زیرند :

$$C_b < 1$$

$$V_{r2} = C_b \cdot V_{r1}$$

قدرت چرخ پلتون :

$$p = \rho Q g (V_1 - U)(1 + C_b \cos \beta_2)$$

هد مفید چرخ پلتون :

$$H = \frac{U(V_1 - U)(1 + C_b \cos \beta_2)}{g}$$

راندمان قاشقکها :

$$\eta_b = 2 \frac{U}{V_1} \left(1 - \frac{U}{V_1}\right) (1 + C_b \cos \beta_2)$$

راندمان ماکزیمم قاشقکها می شود :

$$\eta_{b \max} = 1/2 (1 + C_b \cos \beta_2)$$

# روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

حال اگر افت بین منبع آب (از سد تا خروجی از نازل) را ندیده بگیریم ، سرعت ایده آل جت آب با هد  $H$  (ارتفاع آب منبع تا نازل) چنین است :

$$V_{1i} = \sqrt{2gH}$$

با در نظر گرفتن افت فوق ، سرعت واقعی خروجی از نازل چنین است :

$C_{vn}$ : ضریب افت لوله‌ی نازل

$$0.96 < C_{vn} < 0.99$$

$$V_1 = C_{vn}V_{1i} = C_{vn}\sqrt{2gH}$$

راندمان هیدرولیکی کل می شود :

$$\eta_t = \frac{p}{1/2 \rho Q V_{1i}^2} = 2 \frac{U}{V_{1i}} \left( C_{vn} - \frac{U}{V_{1i}} \right) (1 + \cos \beta_2)$$

# روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

ضریب بهره‌دهی نیز به شکل زیر در خواهد آمد :

$$\varepsilon = \frac{E}{1/2\rho V_1^2} = 2 \frac{U}{V_1} \left(1 - \frac{U}{V_1}\right) (1 + \cos \beta_2)$$

که برای ماکزیمم آن بعد از مشتق‌گیری و برابر صفر قراردادن رابطه سرعتها به شکل زیر می‌شود .

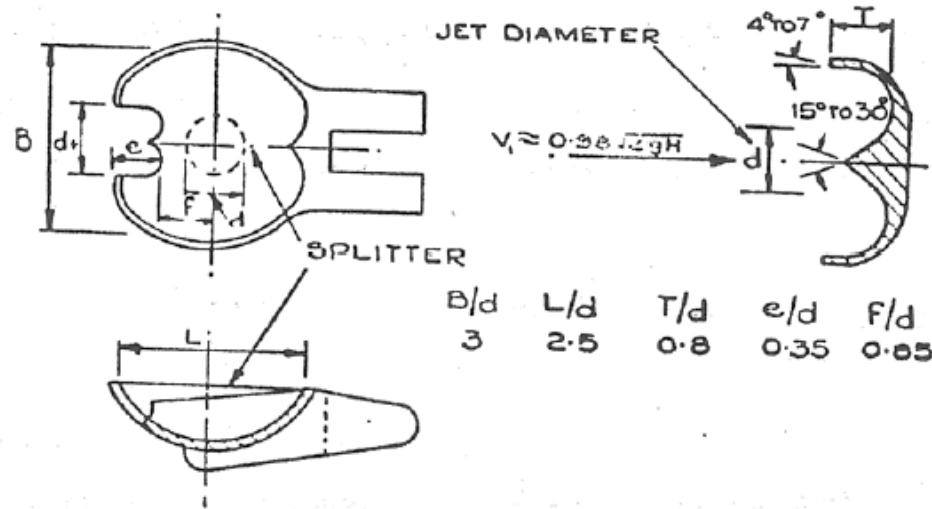
$$\frac{U}{V_1} = 1/2 \rightarrow \varepsilon_{max} = \frac{1}{2} (1 + \cos \beta_2)$$

سرعت مخصوص با دبی و تعداد نازلها به صورت زیر متناسبند :

$$N_s \propto \sqrt{Q}$$

$$N_s \propto \sqrt{n}$$

# ابعاد تقریبی چرخ پلتون



ارتفاع فاشقکها  $L = (2.2 \text{ تا } 2.8)d_j$

فاصله‌ی مرکز تا محل بریدگی فاشقکها  $f = 0.85d_j$

دهانه بدیده فاشقکها  $d_+ = 1.1d_j$

زاویه در محل انتهای فاشقکها  $\beta_2 = (5 \text{ تا } 7)$

فاصله بریدگی تا انتهای فاشقکها  $e = 0.35d_j$

$d_j$  قطر جت است که همهی ابعاد دیگر تابعی از آنند.

ابعاد و روابط موجود به شرح زیرند :

دهانه  $B = (2.8 \text{ تا } 3.2)d_j$

زاویه در محل ترک سیال  $\beta_2 = 10 \text{ تا } 20$

# ابعاد تقریبی چرخ پلتون

تعداد قاشقک ها بر اساس سه معیار زیر تعیین می شود:

- ۱- حد اقل اصطکاک: تعداد کمتر قاشقک ها باعث حد اقل شدن اصطکاک میشود چون تعداد برخورد ها حد اقل می شود.
- ۲- حداکثر استفاده از دبی اب: اگر فاصله کم باشد اب بعد از جدا شدن از قاشقکهای جلو به وسط قاشقکهای عقب برخورد می کند.
- ۳- عمود بودن جت اب با سطح قاشقکها: که حداکثر تغییر ممنوم و انتقال انرژی را باعث میشود.

رابطه هایی برای تخمین تعداد قاشقکها وجود دارد:

$$Z = 0.5m + 15 \quad m = \frac{D}{d_j} \quad 10 < m < 14 \quad \text{۱-رابطه ی تیگان}$$

$$20 < z < 22$$

۲-رابطه ی گیسون

$$16 < z < 22 \quad Z = C \sqrt{\frac{m}{2}}$$

برای چرخ های بزرگ  $C=7$  و برای چرخ های کوچک  $C=8$  پیشنهاد شده است.  $D$  قطر چرخ نباید کوچک باشد چون در این صورت دور زیادی را داریم و دور زیاد در نیروگاه ژنراتور کوچک را طلب می کند که مطلوب نیست.

# ابعاد تقریبی چرخ پلتون

اطلاعات لازم برای تعیین ابعاد چرخ پلتون؛ ارتفاع آب مخزن (H) و دبی آب (Q) میباشند. داریم  $H = V_{1i}^2/g$

سپس  $V_1 = C_v \sqrt{2gH}$  در نهایت:

$$d_j = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_v \sqrt{2gH}}}$$

سرعت دورانی چرخ (محور) N را با رعایت راندمان ماکزیمم چرخ انتخاب می کنیم.  $U = \frac{\pi ND}{60}$  که N بر حسب rpm است.

نیز داریم:

چرخ پلتون با یک جت در راندمان بالا دارای سرعت مخصوص 6 تا  $N_s=4$  است.

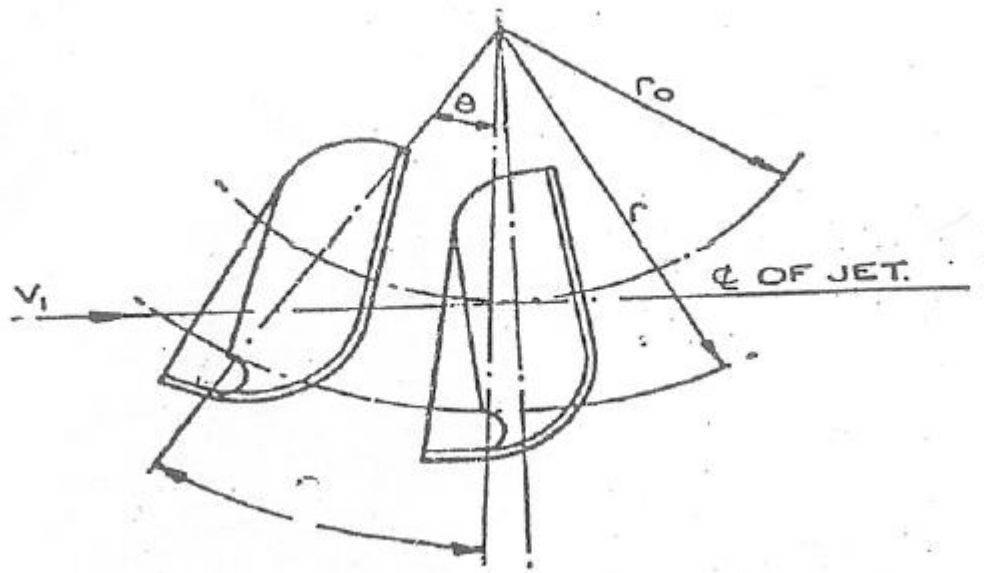
# ابعاد تقریبی چرخ پلتون

## فاصله ی قاشقک ها

برای جلوگیری از تداخل سیال باید فاصله ی قاشقکها که همان گام نام دارد را مناسب انتخاب کرد. که رابطه ی زیر مقدار فاصله بین دو قاشقک را برای حالت اپتیمم و با توجه به شکل بیان می کند . عبارات مربوط به رابطه روی شکل نشان داده شده اند.

$$P = K(\theta - 2 \frac{r \cdot U_0}{r_0 \cdot V_1} \sin \frac{\theta}{2})$$

$$K = 0.75$$



# ابعاد تقریبی چرخ پلتون

## نازل سوزنی

برای اینکه جت آب به شکل یکنواخت و استوانه ای از نازل خارج شود ، نازل را سوزنی شکل و مطابق شکل زیر می سازند. که دارای محدودیتهای زیر می باشد.

$$d_1 = (1.2 \text{ تا } 1.4)d_j$$

$$d_2 = (3 \text{ تا } 4)d_j$$

$$d_3 = (1.25 \text{ تا } 1.5)d_j$$

$$\alpha = 60 \text{ تا } 90$$

$$\beta = 40 \text{ تا } 60$$

$$\eta_n = C_{vm}^2 = (0.95 \text{ تا } 0.98) \text{ بازده نازل}$$

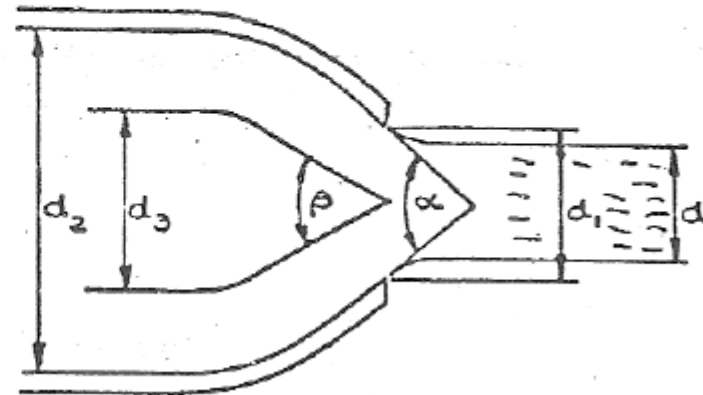
$$d_1/d = 1.2 - 1.4$$

$$d_2/d = 3 - 4$$

$$d_3/d = 1.25 - 1.5$$

$$\alpha = 60^\circ - 90^\circ$$

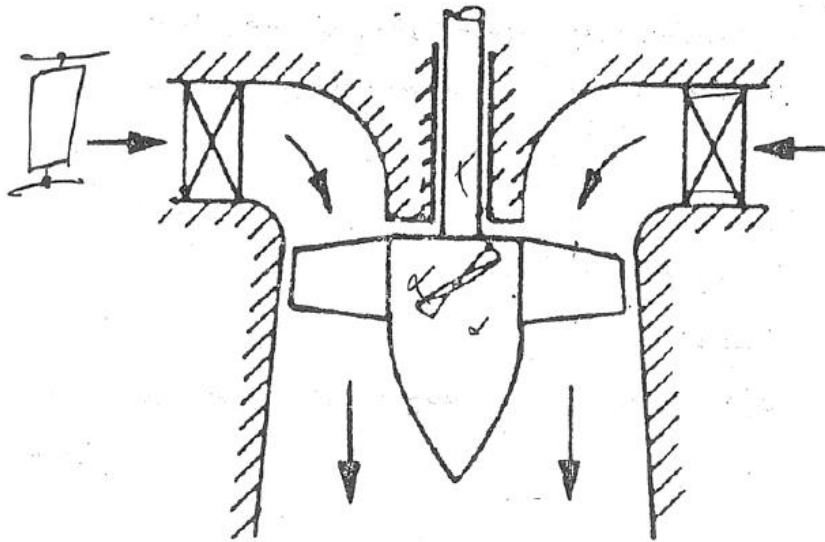
$$\beta = 40^\circ - 60^\circ$$





# توربین کاپلان

توربین کاپلان یکی از انواع توربین های آبی جریان محوری است. این توربین با سیال غیر قابل تراکم و با جریان محوری کار می کند و محفظه ی آن ثابت فرض می شود ، روی یک محور چند تیغه ی قابل تنظیم قرار می گیرد .



# توربین کاپلان

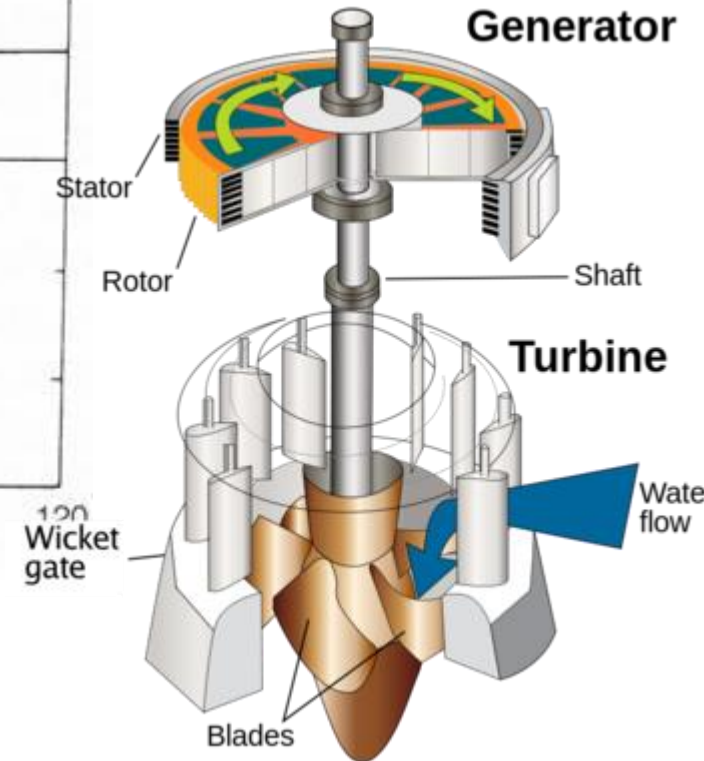
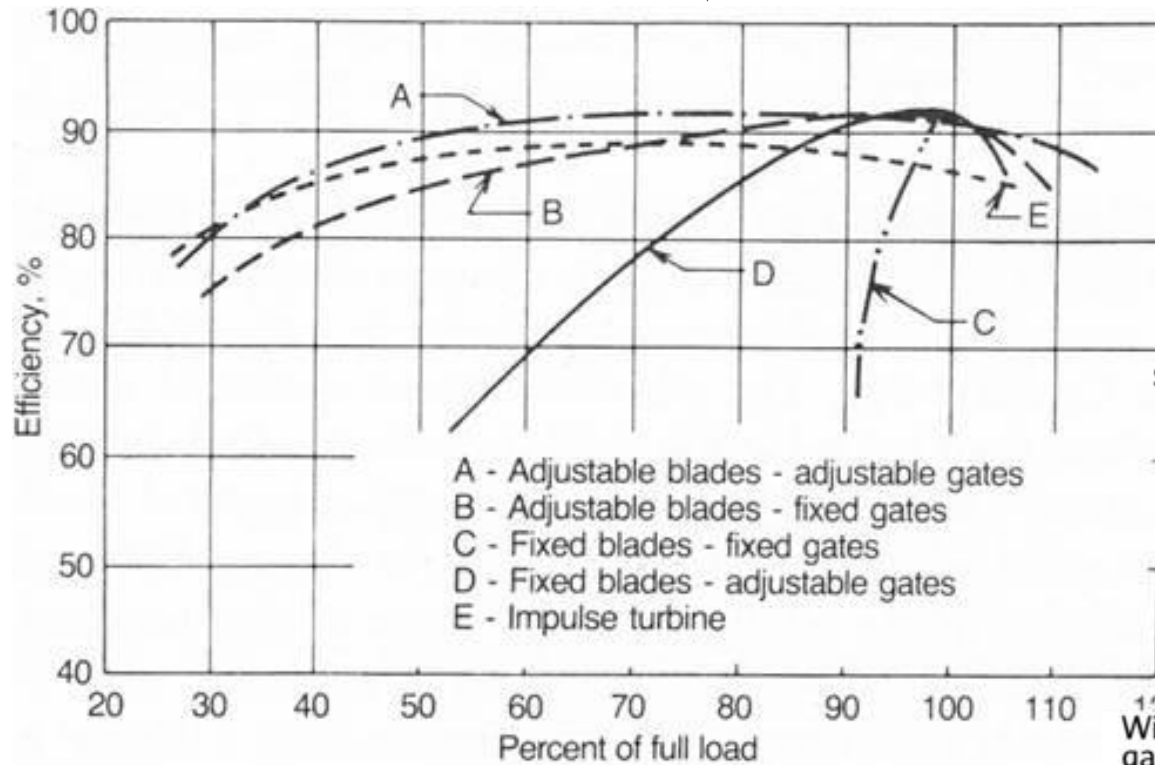
تیغه ها در پایه ی خود ضخیمر و خمیدگی بیشتری نسبت به نوک دارند ، ولی عرض نوک بیشتر است. چون آب زیادی به پره ها برخورد می کند ، طول پره ها زیاد است و تعداد پره کم است

$$\frac{S}{C} = 1 \text{ تا } 1.5$$

- تیغه ها در پایه ی خود ضخیمر و خمیدگی بیشتری نسبت به نوک دارند ، ولی عرض نوک بیشتر است.
- چون آب زیادی به پره ها برخورد می کند ، طول پره ها زیاد است و تعداد پره کم است
- پایه ی پره ها گشتاور زیادی را تحمل می کند . چون عرض پره ها زیاد است ، تعداد پره های اطراف محور کم و معمولاً حدود چهار تا شش پره است. یک ردیف آن حدود ۱۰۰۰۰۰ hp توان تولید می کند راندمان آن به حدود ۹۳٪ رسیده است و به علت ساخت آسان و ساده اش کاربرد زیادی دارد.
- سطح مقطع خروجی بعد از روتور افزایش پیدا کرده ، نظیر بخش واگرای شیپوره می شود. از مزیت های مهم توربین کاپلان تبدیل شدن آسان آن به پمپ با تغییر جهت چرخش روتور توسط یک موتور م یباشد ، که یکی از بهترین پمپ ها برای سیال غیر قابل تراکم است. در نیروگاه هایی که با کمبود آب پشت سد مواجه هستند ، در زمان مصرف کم انرژی از اینگونه پمپها برای انتقال آب به پشت سد استفاده کرده تا ساعات مصرف بالای انرژی از آن استفاده کنند

# توربین کاپلان

مقایسه راندمان توربین کاپلان با پره ها و گیت های ثابت و قابل تنظیم



# پمپ جریان محوری

یک پمپ جریان محوری از پروانه دوار نوع ملخی در محفظه ای که فاصله بین نوک تیغه و دیوار محفظه بسیار کم است تشکیل شده است.

هد ماکزیمم برای این نوع پمپ ها حدوداً ۲۰ متر است.  
مشخصه این پمپها هد پایین و دبی بالا میباشد.

تعداد تیغ هها معمولاً بین ۲ تا ۸ پره و نسبت قطر پایه به پروانه بین ۰,۳ تا ۰,۶ است. در بیشتر موارد فاصله بین پره ها (گام) ثابت اما در بعضی موارد قابل تنظیم است تا اجازه دهد تغییرات بار را تحمل کند.  
پمپ جریان محوری نظیر توربین کاپلان است با این فرق که جهت سیال فرق می کند.

**ویژگی های این پمپ عبارتند از :**

۱- برای سیال غیر قابل تراکم

۲- یک مرحله ای

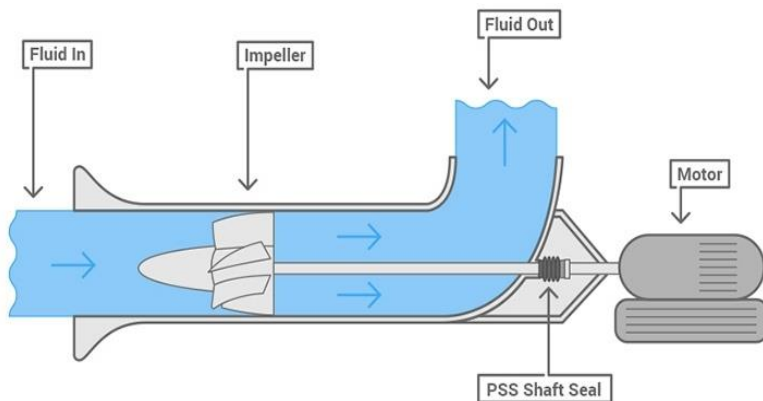
۳- در یک سرعت ثابت کار می کند ، چون با موتور می چرخد.

۴- محدوده ی کاری کوچکتری نسبت به پمپ های دیگر دارد.

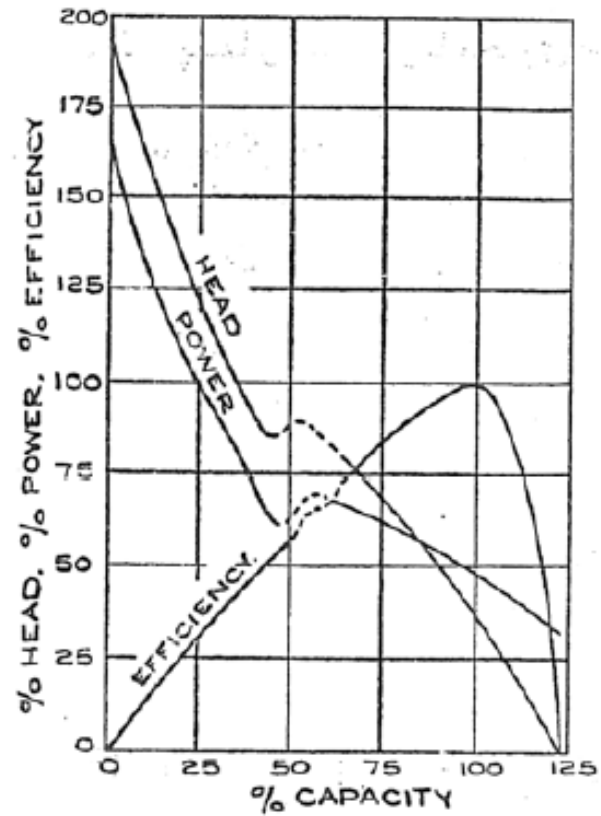
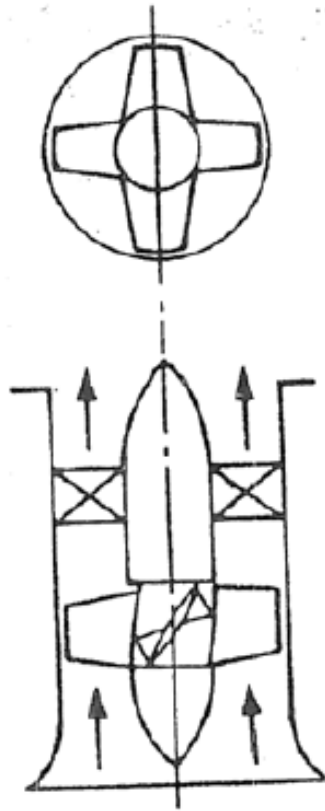
۵- سرعت مخصوص بین ۱۰ تا ۱۵ ، هد کم ، دبی بالا.

۶- عرض تیغه ها زیاد ، تعداد تیغه ها کم

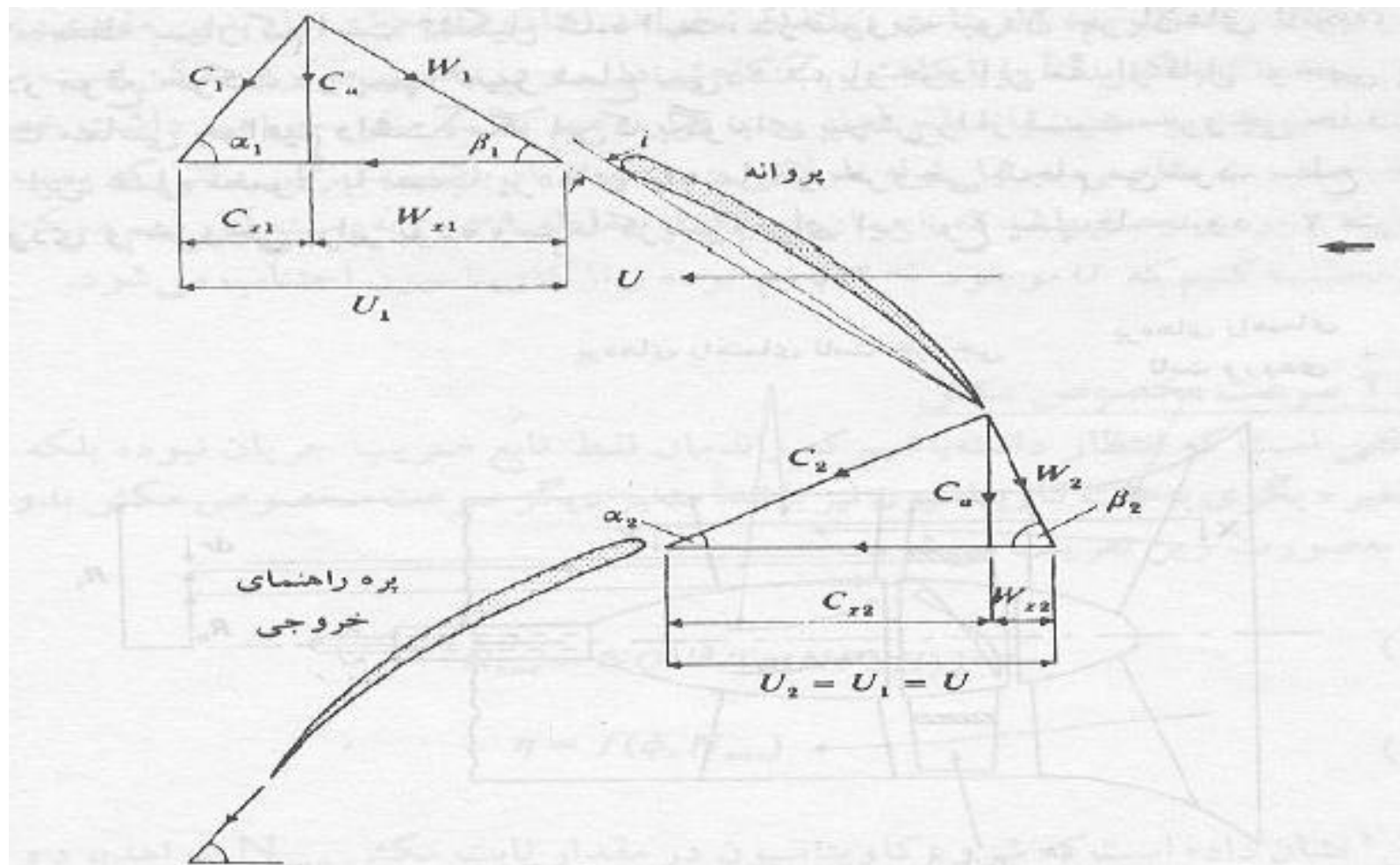
۷- طراحی شبیه کمپرسورهای جریان محوری



# پمپ جریان محوری



# روابط پمپ جریان محوری



# روابط پمپ جریان محوری

تغییرات در شرایط سیال در شعاع متوسط ثابت اتفاق می افتد بنابراین

$$U_1 = U_2 = U = \omega r$$

همچنین فرض می کنیم یک سطح مقطع ثابت جریان در ورودی و خروجی داشته باشیم

$$V_{r1} = V_{r2} = V_r = C_a$$

توجه داشته باشید که سطح مقطع جریان به صورت تاج دایره بین پایه و نوک تیغه است و می توان نوشت

$$m = \rho c_a \pi (R_t^2 - R_h^2)$$

# روابط پمپ جریان محوری

رابطه انتقال انرژی:

$$E = U(C_{x2} - C_{x1})/g$$

برای انرژی منتقل شده ماکزیمم لازم است که

$$C_{x1}=0 \text{ در } \alpha_1=90$$

یعنی سرعت مطلق ورودی برای انتقال انرژی ماکزیمم محوری می شود.

داریم

$$\cot \beta_2 = (U - C_{x2})/C_a$$

یا

$$C_{x2} = U - C_a \cot \beta_2$$

با جایگذاری رابطه بالا در فرمول انتقال انرژی، انرژی منتقل شده ماکزیمم بدست می آید:

$$E = U(U - C_a \cot \beta_2)/g$$



# روابط پمپ جریان محوری

برای محاسبه هد با توجه به مثلث سرعت ها داریم :

$$V_1 = V_a$$

$$V_{u1} = 0$$

مقدار هد می شود :

$$H = U(V_{u2} - V_{u1}) = UV_{u2}$$

که با توجه به بارگذاری از مثلث سرعت :

$$H = U(U - V_a \tan \alpha_2)$$

$$\frac{dH}{dQ} \propto \frac{dH}{dV_a} \propto -U \tan \alpha_2$$