

بسم الله الرحمن الرحيم

توربوماشین

فهرست فصلها:

فصل اول: مقدمه و تاریخچه

۱-۱ تعاریف توربوماشین

۱-۲ اجزای تشکیل دهنده توربوماشین

۱-۳ انواع توربوماشین از نظرهای مختلف

۱-۴ مختصری از تاریخچه توربوماشین

فصل دوم: آنالیز ابعادی

فصل سوم: تعاریف و تئوری توربوماشین ها

فصل چهارم: توربوماشین های جریان محوری

فصل پنجم: توربوماشین های جریان شعاعی

برای دریافت نمونه سوالات، جزوات و کتب بیشتر به ما پیوندید در

https://t.me/iust_scientific

فصل اول:

مقدمه و تاریخچه

چند تعریف درباره توربو ماشین:

کلمه (*Turbo*) یا توربینس (*Turbinis*) یک کلمه لاتینی است که درباره اجسام گردنده بکار می رود. از لحاظ لغوی کلمه توربو ماشین نیز به معنای ماشین های دوار یا گردنده است. به عبارت دیگر به هر دستگاهی که بتواند با استفاده از گردش محور ماشین از یک جریان مداوم سیال انرژی بگیرد و یا به آن انرژی بدهد اصطلاحاً توربو ماشین گویند. تعریف عمومی توربو ماشین، بخش وسیعی از ماشین ها نظیر پروانه کشتی، آسیاب بادی، چرخ آبی، توربین گازی و آبی را در بر می گیرد.

قبل از بیان تعریف توربو ماشین انواع ماشین هایی که در تبادل انرژی با سیال می باشند را معرفی می کنیم:

(۱) توربو ماشین ها (*Turbomachines*)

(۲) ماشین های رفت و برگشتی (*Reciprocating machines*)

(۳) ماشین های دوار (*Rotary machines*)

کاربرد این سری ماشین ها عمدتاً صنعتی، کشاورزی و خدماتی است.

تعریف های مختلفی از توربو ماشین شده است که به دو تعریف زیر اکتفا می کنیم:

تعریف Daily از توربو ماشین: وسیله ای است که برای تبادل انرژی بین نیروی هیدرو دینامیکی سیال جاری و یک روتور (یا استاتور) مورد استفاده قرار می گیرد.

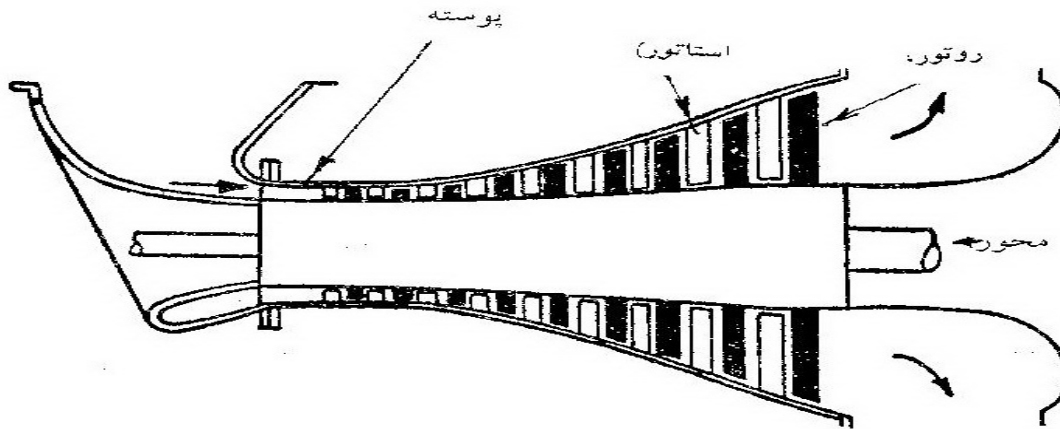
تعریف Wisliceneuse از توربو ماشین: وسیله ای است که در آن تبدیل انرژی بین یک سیال و یک المان چرخنده که بعلاوه عمل دینامیکی می چرخد و در نتیجه فشار و مومنتوم به سیال می دهد، صورت می گیرد. انتقال انرژی از سیال به ماشین و یا بالعکس خواهد بود و منظور از سیال در حال حرکت برای حالت دائمی است.

فرق توربو ماشین ها با ماشین های رفت و برگشتی: در توربو ماشین ها عامل انتقال انرژی بین سیال و ماشین، حرکت دورانی محور (مجموعه پره ها و شفت) است ولی در ماشین های رفت و برگشتی تغییر مکان خطی پیستون عامل انتقال انرژی است یعنی انتقال سیال از یک محل به محل دیگر بدون اینکه دوران محور نقشی داشته باشد، صورت می گیرد. اما تفاوت اصلی بین این دو ماشین در حالت سیال هنگام توقف است. در توربو ماشین در یک لحظه توقف حالت سیال تغییر می کند ولی در ماشین های دیگر حالت سیال مثل لحظه قبل از توقف است.

انواع توربو ماشین های مصرفی: توربو ماشین ها مصارف مختلفی دارند که عمده آنها عبارتند از: آسیابهای آبی، آسیابهای بادی، انواع پروانه ها، فن های مختلف، انواع پمپ ها، کمپرسورها، توربین های هیدرولیکی، گازی و بخاری که

با اخذ انرژی از سیال برای تولید برق، گردش یک موتور، انجام کار و... یا دادن انرژی به سیال با بالا بردن فشار یا جابجا کردن سیال مورد استفاده قرار می گیرند.

اجزاء تشکیل دهنده توربو ماشین :



- ۱) قسمت دوار (رانر، روتور، **propeler impeler**) : این قسمت در تمام توربو ماشینها وجود دارد و در امتداد حرکت سیال قرار می گیرد و می توان گفت مهمترین بخش توربو ماشین است.
- ۲) قسمت ثابت (استاتور) : معمولاً برای تغییر جهت دادن به سیال و یا انتقال سیال به روتور استفاده می شود.
- ۳) محور : برای انتقال انرژی به روتور یا از روتور به روتور وصل می شود.
- ۴) محفظه (بدنه) : پوسته ای که قسمت های دیگر درون آن قرار می گیرند و نقشهای مهمی دارد که مهمترین نقش آن کنترل فشار است. هنگامی که تغییرات فشار موجب انجام کار می شود ، اگر اختلاف فشار زیاد نباشد محفظه یا پوسته لازم نیست مانند پنکه سقفی و یا در چرخ پلتون که پوسته داریم اما فشار را کنترل نمی کند.

تقسیم بندی توربو ماشین ها از نقطه نظر های مختلف:

الف) از نظر انتقال انرژی یا قدرت:

- ۱) تولید کننده قدرت (**Power generatin**) : یا مولد قدرت مثل توربین ها
- ۲) جاذب قدرت (**Power absorbtion**) : یا مصرف کننده قدرت مثل پمپ ها و کمپرسورها
- ۳) انتقال دهنده قدرت (**Power transmitin**) : نه قدرت تولید می کند نه مصرف، بلکه انتقال دهنده قدرت است مثل: کلاچ روغنی.

ب) از نظر نوع سیال:

(۱) سیال تراکم ناپذیر: مانند آب، روغن که دانسیته این نوع سیال در ماشین ثابت است که به این نوع توربو ماشین ها، هیدرولیکی می گویند.

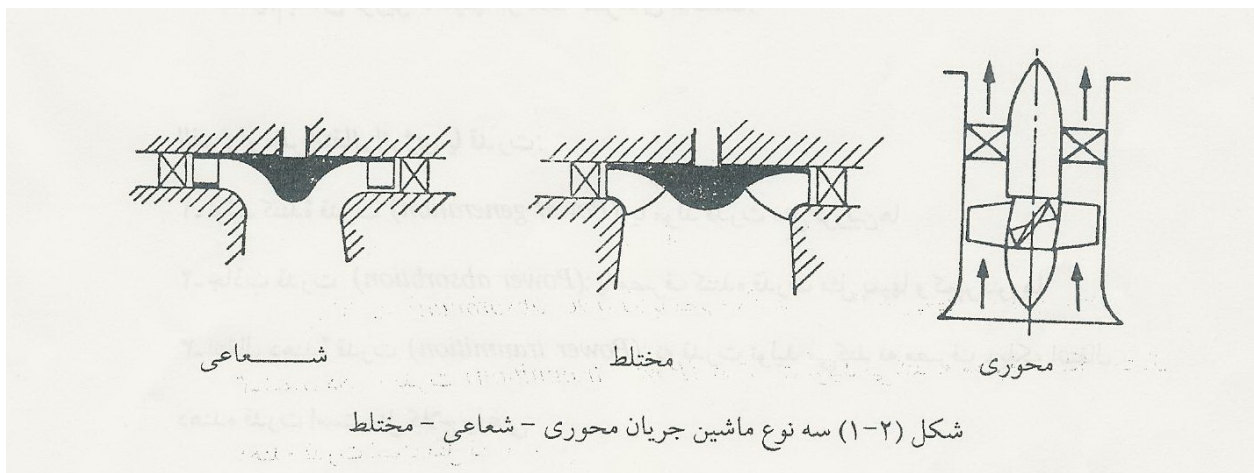
(۲) سیال تراکم پذیر: مانند هوا، بخار و دیگر گازهای مختلف با دانسیته متغیر که به این نوع توربو ماشینها، نوعاً حرارتی گویند.

(ج) از نظر جهت جریان سیال: مسیر حرکت سیال در داخل ماشین :

وقتی صحبت از جریان است منظور ورودی یا خروجی نیست بلکه زمانی که سیال روی پره روتور قرار دارد مورد نظر است لذا با توجه به این امر انواع جهت ها عبارتند از:

- (۱) جریان محوری : یعنی سیال در امتداد محور چرخش روتور حرکت کند. نظیر توربین کاپلان یا پمپ ملخی
- (۲) جریان شعاعی: سیال در جهت عمود بر محور روتور خارج یا وارد می شود. نظیر: توربین ها، پمپ ها و کمپرسورهای شعاعی
- (۳) جریان مختلط: حالتی بین دو حالت فوق است یعنی جریان سیال دارای دو مؤلفه محوری و شعاعی است مانند توربین فرانسیس که مختلط است.

شکل زیر سه نمونه ماشین را نشان می دهد:



(د) از نظر نوع تحول درجه عکس العمل:

- (۱) بازتابی (Reaction): سیال در طول پره متحرک یا روتور در یک سیستم بسته و توأم با تغییر فشار در روتور جریان دارد. نظیر توربین کاپلان، پمپ و کمپرسور جریان محوری

۲) ضربه ای (impulse) : جریان سیال به صورت جت و بدون تغییر فشار به روتور برخورد می کند. نظیر چرخ پلتن، چرخ کورتیس (در مرحله اول توربین بخار وجود دارد).

ه) مقدار سلول یا طبقات :

- ماشین یک طبقه : فقط یک روتو استاتور دارد
- ماشین چند طبقه : دارای چندین روتور و استاتور به تعداد طبقات دارا می باشد.

بطور خلاصه کاربرد وسیع توربو ماشین ها به دلیل مزایای زیر است :

- ✓ انتقال قدرت بالادرجم و وزن کم در مقایسه با سایر ماشین ها
- ✓ داشتن بازده بالا
- ✓ عدم نیاز به تبدیل حرکت رفت و برگشتن به دورانی
- ✓ قیمت ارزان ماشین نسبت به قدرت مفید تولیدی
- ✓ دایمی بودن تبادل انرژی بین ماشین و سیال

مختصری از تاریخچه توربو ماشین ها:

اولین چرخ آبی ۷۰ سال قبل از میلاد در روم و به قولی ۵۰۰ سال قبل از میلاد در ایران ساخته شد. ساخت توربین بخار ۶۲ سال قبل از میلاد مطرح شد.

در سال ۱۵۵۶ فردی به نام جورجیوس استفاده از چرخ آبی را برای تولید انرژی پیشنهاد کرد. در سال ۱۶۲۹ برانکا طرح توربین بخار را داد ، ولی نقی الدین گفته است که اولین توربین بخار را مسلمانان در سال ۱۵۵۱ ساختند. اولین کتاب درباره پمپ و فن گریز از مرکز در سال ۱۷۰۵ توسط دنیس پاپن نوشته شد. برنارد فورتیست چهار جلد کتاب از سال ۱۷۳۷ تا سال ۱۷۵۳ نوشت. در سال ۱۷۰۵ اویلر تئوری توربین هیرو را تبیین کرد.

با آزمایشی که پسرش انجام داد معادله اویلر در سال ۱۷۵۴ منتشر شد. در سال ۱۸۰۴ یک چرخ آبی شبیه چرخ هیرو ساخته شد. کلمه توربو ماشین در سال ۱۸۰۷ توسط کلودو بوردن فرانسوی معرفی شد.

فرانسه چون آب جاری زیادی داشت به سراغ توربین های آبی رفت و انگلیسی ها چون جنگل و زغال سنگ زیاد داشتند به سراغ ماشین های بخار رفتند. فرانسه برای افزایش بازده توربین های آبی جایزه بزرگی گذاشت. کارنو با ارائه اصول زیر بازده را از ۳۰٪ به ۶۰٪ رسانید. دو اصل کارنو برای توربین آبی این بود که "سیال با کمترین ضربه وارد روتور شود و با کمترین انرژی خارج شود." این توربین در سال ۱۸۲۶ توسط پانسلو ساخته شد. «بنوا» با ادامه کار روی توربین بازده را به

۸۵٪ رساند و جایزه بزرگ را برد. توربین فرانسیس از سال ۱۸۵۱ تا ۱۸۷۵ ساخته شد که مهمترین تحول در توربین آبی بود.

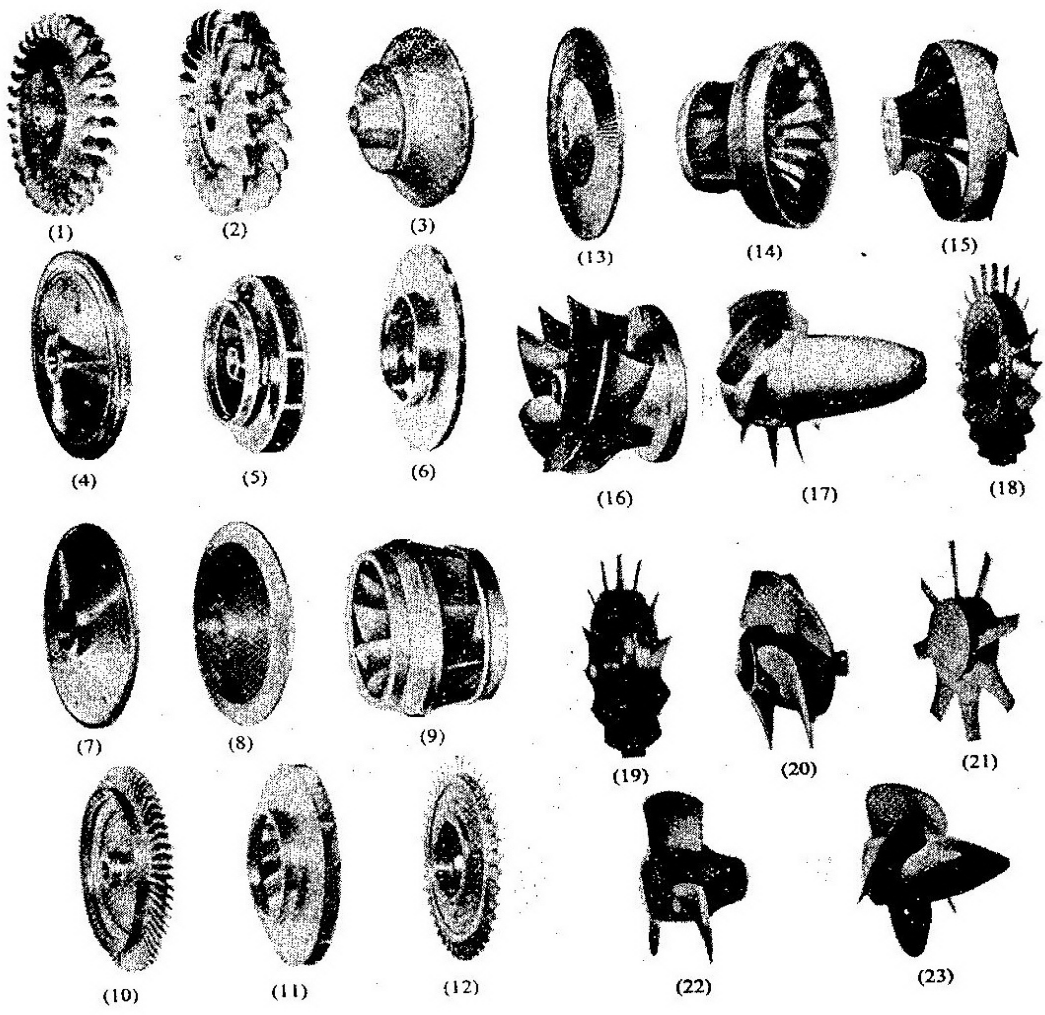
پمپ: کار روی پمپ از سال ۱۸۳۰ توسط "الی بلیک" شروع شد و در این حین تغییراتی روی پره آن انجام داد. در سال ۱۸۷۵ "اوزیون رینولدز" پمپ های گریز از مرکز را ساخت.

کمپرسور: برای اولین بار در سال ۱۸۸۴ توسط "چارلز پارسون" اختراع شد. در سال ۱۸۸۷ کمپرسور جریان محوری سه مرحله ای ساخته شد. او در سال ۱۸۹۷ کمپرسور جریان محوری ۸۱ مرحله ای را ساخت.

توربین بخار: توربین بخار هیرو ۶۲ سال قبل از میلاد بدون داشتن قدرت خروجی ساخته شد. برانکا در ۱۶۲۹ طرح توربین بخار را داد که اصلاً ساخته نشد. در حقیقت اولین توربین بخار در سال ۱۸۳۱ توسط "ویلیام آوری" ساخته شد که برای اره دوار بود. رینولدز یک توربین بخار چند مرحله ای را در سال ۱۸۸۵ ساخت، اما اولین توربین چند مرحله ای با دور ۱۸۰۰۰ و قدرت ۱۰ اسب بخار در سال ۱۸۸۴ توسط پارسون ساخته شد که بعداً با یک گروه پنج نفری ۳۰۰ توربین در پنج سال ساختند. در سال ۱۹۲۵ توربینی ساخت که $50MW$ قدرت داشت. "لاوال" توربینی ساخت که ۱۲۰۰۰ دور در دقیقه داشت بعداً دور آن را به ۳۰۰۰۰ دور رساند.

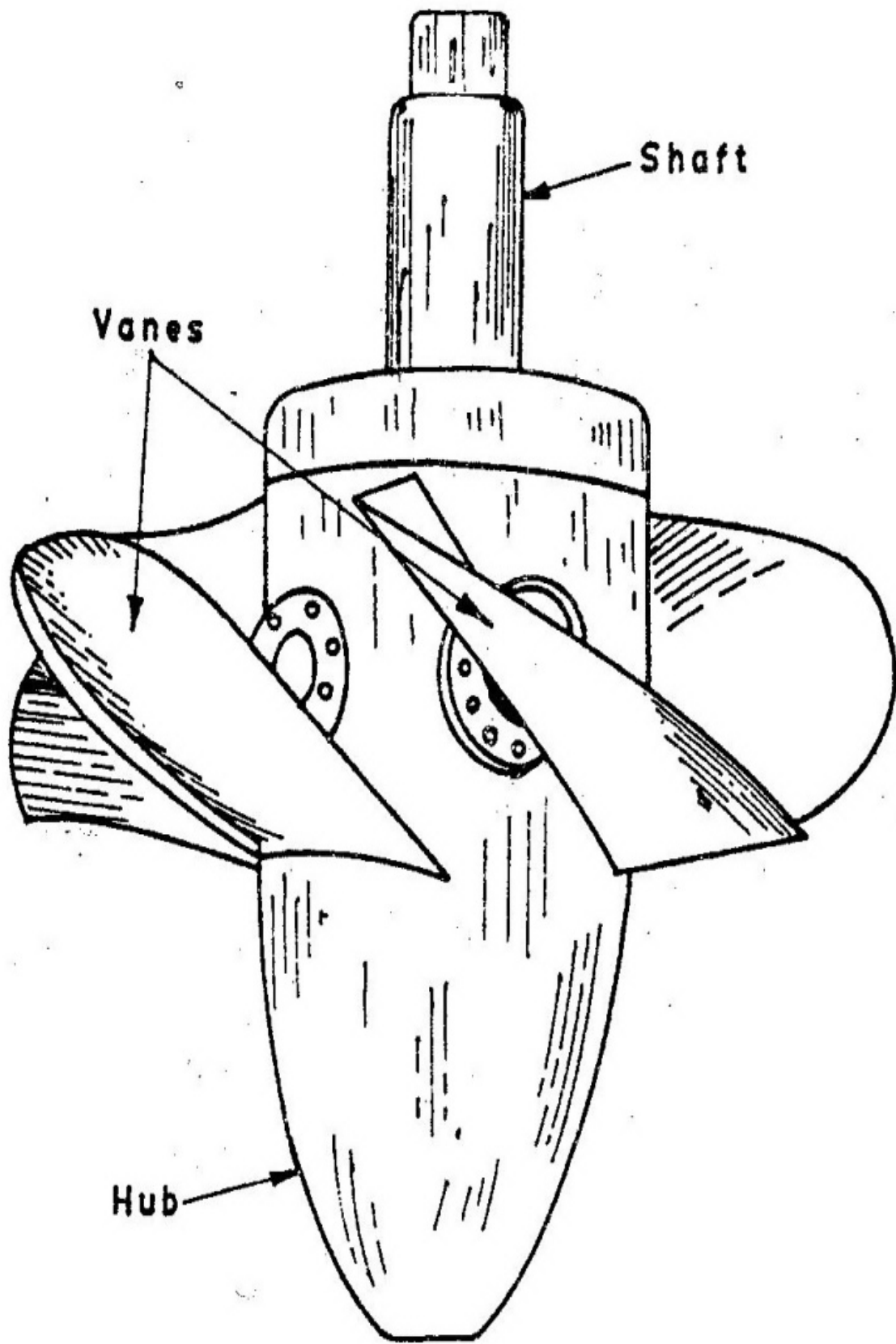
توربین گازی: اولین بار توسط "جان باریر" در سال ۱۷۹۱ طرح توربین گازی داده شد. در سال ۱۸۷۲ "استولز" توربین گازی را طراحی و در سال ۱۹۰۲ ساخت ولی کاری انجام نمی داد. ولی "الینگ" سوئدی ۱۸۸۲ طرحی داد که توانست ۱۱ اسب بخار قدرت داشته باشد. در سال ۱۹۰۴ قدرت را به ۴۴ اسب بخار رساند. "استودلا" در دانشگاه زوریخ در سال ۱۹۲۷ چهار کتاب درباره توربین گاز نوشته (در سال ۱۹۲۷) بود که بعد از آن توربین گاز، توسعه لازم را پیدا کرد.

توربو جت: اولین توربو جت توسط اویتل انگلیسی در سال ۱۹۲۹ ساخته شد. سپس توسط واگنر آلمانی توربو جت دیگری ساخته شد. بعد از آن اویتل برای ادامه کار خود به آمریکا رفت و در ۱۹۴۲ برای جنرال الکتریک توربو جت را ساخت و در ۱۹۴۳ آن را پرواز داد و بعد هم او را بیرون کردند. او به انگلستان آمد و در آنجا شرکتی تاسیس کرد که چون ۵ پوند برای ثبت لازم بود و او نتوانست تهیه کند، ثبت شرکت را رها کرد و در کارخانه رولزرویس استخدام و مشغول به کار شد. کارخانه رولزرویس امروزه یکی از مهمترین کارخانه های سازنده توربو جت است.



N_s		N_s	
1/6	(13) توربین بخار	0/05	(1) چرخ پلتون
1/72	(14) توربین فرانسس	0/13	(2) چرخ پلتون
2/14	(15) توربین فرانسس	0/38	(3) توربین فرانسس
2/14	(16) پمپ جریان مختلط	0/4	(4) توربین بخار
2/41	(17) توربین کاپلان	0/54	(5) پمپ گریز از مرکز
2/41	(18) کمپرسور جریان محوری	0/54	(6) کمپرسور شعاعی
3/21	(19) کمپرسور جریان محوری	0/54	(7) توربین بخار
3/21	(20) پمپ پروانه‌ای	1/07	(8) توربین بخار
4/82	(21) دمنده جریان محوری	1/18	(9) پمپ گریز از مرکز
5/36	(22) پمپ پروانه‌ای	1/34	(10) کمپرسور شعاعی
5/36	(23) توربین کاپلان	1/6	(11) کمپرسور جریان محوری

نمایش روتورهای مختلف توربوماشین و سرعت مخصوص آنها



فصل دوم:

« آنالیز ابعادی »

۱) مقدمه بخش تحلیل ابعادی :

به سبب نیاز ما در صنعت به یک سری ماشین هایی که بتوانند هد یا فشار سیالات را بالا برده و یا انرژی سیال را به انرژی مکانیکی و سایر انرژی ها درآورد به توربوماشین ها احتیاج داریم .

اما برای طراحی هر سیستمی به اطلاعاتی درباره رفتار و اساس کارکرد آن سیستم نیازمندیم . داشتن این اطلاعات در طراحی مقدماتی ماشین ، انتخاب نوع ماشین برای ساخت به منظورهای خاص و همچنین استفاده صحیح در بهره برداری و بالا بردن راندمان کاری ماشین مؤفقیت ما را تضمین می کند. با توجه به مطالب فوق دانستن رفتار توربوماشین برای طراحی آن از دیدگاه مهندسی امری ضروری است.

برای حصول به این هدف سه روش وجود دارد که تحلیل ابعادی یکی از این روشهاست.

خلاصه روش ها:

روش اول: شناسایی نیروها و خطوط جریان سیال از هنگام ورود به توربو ماشین تا هنگام خروج از آن، که بین این دو عامل وابستگی وجود دارد و به پارامترهایی مانند هد، دبی، دور، قدرت و... وابسته اند. از این وابستگی استفاده کرده، روابط بین پارامترها بدست می آیند. این روابط رفتار توربو ماشین را بیان می کنند.

روش دوم : با انجام آزمایشات مختلف و نتایج حاصله ، اثرات هر متغیر در رفتار توربو ماشین تعیین شده و روابط بین متغیرها بدست می آید.

روش سوم: روش تحلیل ابعادی است که به دلیل دقت بیشتر، ارزان تر و سریعتر بودن آن را مورد بررسی قرار می دهیم.

در این روش متغیرهای مختلف مشخص توربو ماشین را با روش ریاضی و در نظر گرفتن فیزیک مسئله به هم ربط می دهند. از مجموعه پارامترها و روابط کلی بدست آمده، رفتار کلی توربو ماشین ها قابل بررسی است.

این روش نسبتاً قدیمی بوده و از دیرباز نه تنها درباره توربو ماشین ها بلکه در مورد سایر سیستم ها و دیگر علوم مثل شیمی، فیزیک و... کاربرد داشته است.

این روش در بررسی توربوماشین ها، بسیار قوی بوده و نتایج پربار و مفیدی در طرح و بررسی مقدماتی توربوماشین ارائه داده است. نتایج بدست آمده برای انواع توربوماشین ها چه جاذب قدرت چه تولید کننده قدرت و برای انواع سیال (تراکم پذیر یا تراکم ناپذیر) صادق است. معمولاً در رشته های مختلف به سراغ آن دسته از اعداد بدون بعد می رویم که مربوط به

آن رشته است. زیرا اعداد بدون بعد زیادی وجود دارند که یقیناً درست و مفید بوده ولیکن خارج از بحث مورد نظر مثلاً توربوماشین می باشند.

خلاصه مزایای روش تحلیل ابعادی :

۱. نقش عمده ای در بررسی مسائل توربو ماشین ها دارد.
۲. به سادگی نتایج بسیار مفید در طراحی، انتخاب و بررسی رفتار کلی توربو ماشین ها را در اختیار قرار می دهد.
۳. پارامترهای مهم را که ارتباط متغیرهای مختلف را تعیین می کنند، مشخص می کند.
۴. با دانستن رفتار یک توربوماشین خاص، رفتار توربوماشین های مشابه آن به این روش قابل تعیین است.
۵. با استفاده از مشخصات داده شده می توان ، توربوماشین را با بالاترین بازده انتخاب کرد.
۶. می توان رابطه ای که بین متغیرهای فیزیکی (سرعت، فشار، ابعاد و خواص سیال) وجود دارد را پیدا کرده و به شکل عدد بدون بعد نمایش داد.

ضمناً برای کاملتر بودن بحث تحلیل ابعادی ، مفاهیم تئوری π باکینگهام، روش تحلیل ابعادی در بررسی مسائل و موضوع تشابه را به اختصار توضیح می دهیم.

۲) تئوری π باکینگهام :

این تئوری اساس تحلیل ابعادی می باشد و نقش آن کاهش تعداد متغیرهای یک رابطه ریاضی (بین تعدادی متغیر فیزیکی) به رابطه ای با متغیرهای کمتر، که این متغیرها همان اعداد بدون بعد می باشند و با علامت π نشان داده می شوند.

روش پیدا کردن رابطه های وابسته و حذف آنها :

اگر n تعداد متغیرهای رابطه و k تعداد دیمانسیون مستقل موجود و m تعداد متغیرهای مستقل بدون بعد باشد رابطه زیر بین آنها برقرار است:

$$m = n - k$$

با کمی دقت می توان دریافت که روابط اضافی که باعث اشتباه و تکرار بی مورد در بررسی رفتار یک توربوماشین می شوند اصلاح شده و به رابطه های اصلی برای تحلیل و بررسی رفتار توربوماشین می رسیم. بجای n بار آزمایش m مرتبه آزمایش لازم است یعنی k مرتبه کمتر. لذا می توان نوشت:

$$Q_1 = f(Q_2, Q_3, \dots, Q_n)$$

$$\pi_1 = q(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_m)$$

با استفاده از تئوری π :

$$m < n$$

روش تحلیل بعدی در بررسی مسائل :

هر مسأله در سه مرحله زیر تحلیل بعدی می شود:

مرحله ۱) تعیین متغیرهای مؤثر مسأله (n): این متغیرها پارامترهایی هستند که با تغییر آنها رفتار سیستم نیز تغییر می کند این مرحله مهمترین مرحله تحلیل ابعادی بوده زیرا با انتخاب اشتباه چه از لحاظ نوع پارامترهای مؤثر و چه از لحاظ تعداد پارامترها، مسأله ناصحیح خواهد شد و بررسی ها پیچیده می شود. انتخاب این متغیرها نیاز به تجربه و دیدگاه مهندسی دارد.

مرحله ۲) تعیین پارامترهای بدون بعد مستقل (m): برای این کار روند زیر را پی می گیریم :

الف) قرارداد کردن دیمانسیون یا کمیات مستقل (البته قراردادهایی در این مورد وجود دارد که قرارداد اصلی به این صورت است که دیمانسیون های جرم، طول، زمان، شدت جریان الکتریکی و درجه حرارت را به عنوان دیمانسیون مستقل در نظر می گیرند، قراردادهای دیگر اینکه گاهی دیمانسیون نیرو مستقل و دیمانسیون جرم وابسته باشد. دیگری دیمانسیون قدرت یا توان را مستقل و دیمانسیون زمان وابسته باشد. به این ترتیب با استفاده از قرارداد دیمانسیون تعداد دیمانسیون مستقل (k) تعیین می شود.

ب) باید به تعداد دیمانسیون های مستقل (k) با متغیر مستقل از بین n متغیر مؤثر مسأله طوری انتخاب کنیم که دیمانسیون آنها شامل کلیه دیمانسیون های مستقل باشد.

ج) با تعیین (k) و (n) اعداد بدون بعد یا پارامترهای مستقل جدید (m) را تعیین می کنیم.

حاصلضرب توانهایی مشخص از k متغیر مستقل انتخاب شده و یک متغیر از بین m متغیر مؤثر باقی مانده را برابر واحد قرار می دهیم و با جمع کردن توانهای دیمانسیون های یکسان مستقل و حل آن توانهای نا مشخص، معلوم میشوند. بدین ترتیب عدد بدون بعد متغیر مؤثر انتخاب شده بدست می آید. با تکرار این عملیات برای سایر متغیرهای مؤثر دیگر عددهای بدون بعد متغیرهای مؤثر مسأله بدست می آیند.

مرحلهٔ ۳) بین متغیرهای مؤثر مسأله اغلب رابطه ای اضافی خواهد بود که باید حذف شود. این رابطه به شکلی دیگر بین اعداد بدون بعد ظاهر می شود که عموماً از طریق تجربه و آزمایش حاصل می شود.

مثالی دربارهٔ روش بدست آوردن اعداد بدون بعد :

برای مثال تحلیل ابعادی افت فشار جریان غیر قابل تراکم لزج در لولهٔ مستقیم را بررسی ابعادی می کنیم.

مرحله اول:

متغیرهای شناخته شدهٔ مؤثر در این پدیده :

(۱) افت فشار ΔP ، (۲) سرعت متوسط V ، (۳) لزجت μ ، (۴) قطر داخلی لوله D ، (۵) طول لوله L ، (۶) دانسیته سیال ρ ، (۷) زبری لوله e

در نتیجه :

$$n = 7$$

مرحله دوم:

دیمانسیون های موجود در این متغیرها عبارتند از: جرم M ، طول L ، زمان T در نتیجه $K = 3$

لذا $m = n - k = 7 - 3 = 4$ تعداد متغیرهای مستقل، خواهد بود حال از بین متغیرهای مؤثر، دانسیتهٔ سیال ρ ، سرعت متوسط V ، لزجت μ و سه متغیر طول را برگزیده و با استفاده از توانهای مجهول رابطهٔ آن را با ΔP بدست می آوریم.

$$[\Delta P] = [\rho]^a, [\mu]^b, [V]^c, [L]^d, [D]^f, [e]^g$$

ابعاد را جایگذاری می کنیم :

$$\left[\frac{M}{LT^2} \right] = \left[\frac{M}{L^3} \right]^a \left[\frac{M}{LT} \right]^b \left[\frac{L}{T} \right]^c [L]^d [L]^f [L]^g$$

توان هر بعد را بدست آورده تا مساوی صفر قرار دهیم:

$$M \Rightarrow 1 = a + b$$

$$L \Rightarrow -1 = -3a - b + c + d + f + g$$

$$\text{برای } T \Rightarrow -2 = -b - c$$

حال با فرض اینکه ΔP بر حسب متغیرهای دیگر بیان شود به شکل های زیر در می آید:

$$\Delta P = f(\rho, \mu, V, L, D, e)$$

کمیتی را که مایلیم در یک گروه بدون بعد حاضر شوند را با حذف توانهای مربوطه آنها بر حسب کمیات دیگر بیان می کنیم.

ρ, V, D را به عنوان کمیتی تکراری انتخاب می کنیم.

معیار انتخاب غالباً به این صورت است که پارامتری از دینامیک سیال مثل سرعت V ، پارامتری از خصوصیت سیال مثل دانسیته ρ ، و پارامتری از بعد لوله مثل قطر D .

پس در فرمول بالا a, c, f را حذف و g, d, b را بر حسب آنها بدست می آوریم.

$$a = 1 - b, \quad c = 2 - b, \quad f = -b - d - g$$

$$\Delta P = k (\rho^{1-b}) (\mu^b) (V^{2-b}) (L^d) (D^{-b-d-g}) (e^g)$$

کمیتی که به توان های برابر رسیده اند را در یک گروه آورده و حاصل را در مورد سایر جملات تعمیم می دهیم .

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = k^1 \left[\frac{\mu}{\rho v d} \right]^{b1} \left[\frac{L}{D} \right]^{d1} \left[\frac{e}{D} \right]^{g1} + k^2 \left[\frac{\mu}{\rho v d} \right]^{b2} \left[\frac{L}{D} \right]^{d2} \left[\frac{e}{D} \right]^{g2} + \dots$$

با توجه به خصوصیت بسط سری فوق می توان معادله بالا را به شکل زیر نوشت:

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = f \left[\left[\frac{\mu}{\rho v d} \right] \cdot \left[\frac{L}{D} \right] \cdot \left[\frac{e}{D} \right] \right]$$

که:

$$E_{ul} = \frac{\Delta P}{\rho V^2} \quad \text{عدد اولر}$$

$$Re = \left(\frac{\mu}{\rho v d} \right) \quad \text{عکس عدد رینولدز}$$

$$\frac{L}{D} \quad \text{نسبت طول به قطر لوله}$$

$$\frac{e}{D} : \text{نسبت زبری به قطر لوله}$$

که همه اعداد فوق بدون بعد هستند و می توان رابطه افت فشار در لوله را بر حسب آنها نوشت .

تشابه :

قانونی است که در تحلیل ابعادی وارد شده است و برای بررسی رفتار توربو ماشین استفاده می شود.

بیان تشابه:

رفتار فیزیکی دو سیستم در صورتی با هم یکسانند که پارامترهای بدون بعد آنها بدون توجه به مقدار تک تک متغیرهای مؤثر آنها با هم برابر باشند .

یکی از کاربردهای مهم قانون تشابه، برای بررسی و شناخت رفتار یک سیستم در اندازه ها و شرایطی است که انجام آزمایش مشکل و بدون صرفه اقتصادی است. با رعایت قانون تشابه از سیستمی در آزمایشات استفاده می کنیم که از نمونه اصلی کوچکتر بوده و مدل نام دارد. در این صورت با بوجود آوردن شرایط مشابه سیستم اصلی در آزمایشگاه و رعایت قوانین دیگری در این رابطه به شناسایی رفتار سیستم پردازیم .

منظور از این قوانین مثل قانون حرکت سیال و جسم نسبت به یکدیگر می باشند چه جسم در حال حرکت سیال ثابت و چه جسم ثابت سیال در حال حرکت باشد رفتار سیستم یکسان است .

برای ایجاد تشابه کامل سه شرط زیر باید رعایت شود :

۱) تشابه هندسی: بدین معنی که نسبت اندازه های متناظر هر سیستم باید با یکدیگر برابر باشند و زوایا تغییر نکند.

۲) تشابه سینماتیکی : یعنی نسبت سرعت های متناظر با هم برابر باشند .

۳) تشابه دینامیکی: بدین معنی که نسبت نیروهای متناظر وارد بر دو سیستم یکسان باشند.

البته امکان ایجاد تشابه دقیقاً کامل وجود ندارد اما با استفاده از وسایل دقیق و تلورانسهای پائین بین دو سیستم اصلی و مدل و بکارگیری تجربه و قوانین آزمایشگاهی می توان به تشابه کامل نزدیکتر شد حتی در بعضی موارد با مرئی سازی جریان سیال در اطراف اجسام با روشهای مختلف از تشابه خطوط جریان سیال نیز در ایجاد شرایط تشابه کامل می توان استفاده نمود. به هر حال هرچه تشابه کاملتر باشد جوابهای بدست آمده دقیقترند. از طرفی متعدد بودن اعداد بدون بعد نیز در مشکلتر کردن ایجاد تشابه کامل مؤثرند.

دوپمپ را از یک تیپ گوییم هنگامی که از نظر هندسی مشابه باشند. یعنی تمام ابعاد خطی یکی از پمپ ها از ضرب عددثابتی (مقیاس) در ابعاد متناظر پمپ دیگر بدست می آید. مثلاً زوایای ورود و خروج سیال در هر دو پمپ مساوی هستند. کلیه پمپ هایی که تشابه هندسی دارند یک فامیل را تشکیل می دهند. دو پمپ از یک تیپ هنگامی تشابه کاری دارند که در تمام جفت نقاط متناظر مثلث های سرعتها مشابه باشند و یا بردارهای سرعت موازی بوده، دارای نسبت یکسان باشند مثلاً اگر دو نقطه در چرخ دو پمپ مشابه را در نظر بگیریم و اضلاع مثلث های سرعت مربوطه را به سرعت های محیطی آن ها تقسیم کنیم مثلث های حاصله برابر می شوند.

توربوماشین ها و تحلیل بعدی :

روند ارائه مطالب در این فصل به ترتیب زیر خواهد بود:

الف) کاربرد تحلیل ابعادی در توربوماشین ها با سیال غیر قابل تراکم

ب) بررسی رفتار توربوماشین با سیال غیر قابل تراکم

ج) انتخاب و تعیین ابعاد توربوماشین با سیال غیر قابل تراکم

د) کاربرد و آنالیز ابعادی در توربوماشین ها با سیال قابل تراکم

ه) بررسی رفتار توربوماشین با سیال قابل تراکم

و) تأثیر عدد رینولدز بر عملکرد توربوماشین ها.

الف) کاربرد تحلیل ابعادی در توربوماشین ها با سیال غیر قابل تراکم:

بررسی تئوریک جریان سیال به علت پیچیده بودن جریان سیال در داخل توربوماشین بسیار پیچیده است لذا از روش های تجربی در طراحی، بررسی رفتار و انتخاب استفاده می شود از طرفی به خاطر ویژگی آسان کنندگی، تحلیل ابعادی در این موارد از اولویت خاصی برخوردار می باشد.

برای این منظور پارامترهایی مؤثر در توربوماشین با سیال غیر قابل تراکم را با استفاده از تجربه و دید مهندسی می یابیم :

– دبی حجمی سیال : $Q(L^3 T^{-1})$

– هد توربوماشین مشخصه انرژی پتانسیل سیال یا (L) $H(L^2 T^{-2})$

– قدرت (توان) توربوماشین : $P(M L^2 T^{-3})$

– سرعت دورانی روتور : $N(T^{-1})$

– جرم مخصوص سیال : $\rho(M L^{-3})$

– ابعاد توربوماشین : $D(L)$

– لزجت (ویسکوزیته) سیال : $\mu(M L^{-1} T^{-1})$

تراکم پذیری : $e = -\rho \frac{dp}{d\rho}$

با استفاده از روش تحلیل ابعادی برای مسائل و تئوری π که قبل از این شرح داده شده $8-3=5$ عدد بدون بعد زیر بدست می آیند.

– ضریب ظرفیت (یا دبی) : $\pi_1 = \frac{Q}{ND^3}$

– ضریب هد : $\pi_2 = \frac{H}{N^2 D^2}$

– ضریب قدرت : $\pi_3 = \frac{P}{\rho N^3 D^5}$

– ضریب ویسکوزیته (عدد رینولدز) : $\pi_4 = \frac{\rho N D^2}{\mu}$

– ضریب زبری : $\pi_5 = \frac{e}{\rho N^2 D^2} = \frac{-\rho \frac{dp}{d\rho}}{\rho V^2} = -\frac{C^2}{V^2} = -\frac{1}{M^2}$

به دلیل ρ ثابت و لزجت کم دو عدد بدون بعد π_4, π_5 معمولاً قابل چشم پوشی است.

در حقیقت ضریب قدرت (π_3) از حاصلضرب π_2, π_1 بدست می آید.

اینک با ضرایب و اعداد بدون بعد فوق و استفاده از تلفیق آنها دو عدد بدون بعد که پارامترهای مهمی در توربوماشین ها می باشند حاصل می شوند. ابتدا با حذف متغیر بعد (D) از دو پارامتر ضریب هد و دبی ، سرعت مخصوص $\Omega = \frac{NQ^{0.5}}{(gH)^{0.75}}$ بدست می آید.

و از حذف سرعت دورانی (N) از دو پارامتر بدون بعد هد و دبی ، قطر مخصوص (Δ) بدست می آید:

$$\Delta = D^2 \sqrt{\frac{H}{Q^2}}$$

هفت پارامتر بدون بعد فوق ارتباط بین متغیرهای مؤثر در رفتار توربوماشین را بیان می کنند. با توجه به شرایط تشابه در صورت وجود تشابه هندسی باید پارامترهای بدون بعد نمونه اصلی و مدل آزمایشی برابر هم باشد.

$$\frac{\text{سایر اندازه های نمونه اصلی}}{\text{سایر اندازه های مدل}} = \frac{D_a}{D_m} = Cte$$

برای ساده تر و ملموس تر شدن پارامترهای فوق از یک سری هم ارزی به شکل زیر استفاده می کنیم:

$$Q \sim VD^2 , U \sim ND \text{ (سرعت پره)} \Rightarrow \phi = \frac{V}{U} \quad \text{معرف ضریب شکل مثل سرعت}$$

$$H \sim \frac{\Delta P}{\rho} , U \sim ND \Rightarrow \psi = \frac{\Delta P}{\rho V^2} \quad \text{ضریب فشار (ضریب هد)}$$

$$P \sim \rho QH , U \sim ND \Rightarrow P = \psi \cdot \phi$$

اما به علت بالا بودن عدد رینولدز در توربوماشین ها و ثابت بودن ضریب اصطکاک در این محدوده و مستقل بودن رفتار توربوماشین از عدد رینولدز در محدوده کاری آن یا نداشتن ویسکوزیته می توان از عدد رینولدز در بررسی های اولیه صرف نظر نمود، اما در بند (و) شرح داده خواهد شد. در مورد سرعت مخصوص و اهمیت آن و فرق آن در پمپ ها و توربین ها در بند (ج) شرح داده می شود.

ضرایب بی بعد:

دو پمپ از یک تیپ راکه بطور مشابه کار می کنند در نظری می گیریم برای تعیین ضرایب بی بعدی که برای دو پمپ یکسان است داریم :

ضرایب ارتفاع :

$$\frac{gH}{U_2^2} = cte \rightarrow \psi = \frac{gH}{U_2^2}$$

دو پمپ از یک تیپ که تشابه کاری داشته باشند دارای ضریب ارتفاع یکسانی هستند.

ضریب دبی :

$$\frac{Q}{U_2 R_2^2} = cte \rightarrow \varphi = \frac{Q}{U_2 R_2^2}$$

دو پمپ از یک تیپ که تشابه کاری داشته باشند دارای ضریب دبی یکسانی خواهند بود.

ضریب قدرت:

$$\frac{P'}{\rho U_2^3 R_2^2} = cte \rightarrow \pi = \frac{p'}{\rho U_2^3 R_2^2}$$

که در رابطه فوق قدرت داخلی ماشین است.

بازده داخلی:

$$\eta_i = \frac{\phi \cdot \psi}{\pi} = cte$$

دو پمپ از یک تیپ که تشابه کاری داشته باشند دارای بازده داخلی یکسان خواهد بود.

درعین حال تأثیر زبری مبنی نیز در محدوده تغییراتی که عملاً وجود دارد چندان زیاد نیست. بدین لحاظ در عمل با صرف نظر کردن از تأثیر عدد رینولدز و زبری مبنی از قوانین تشابه فوق الذکر استفاده می کنند لذا همواره باید تقریبی بودن محاسبات و حدود تقریب آنها را در نظر گرفت.

تذکر: در کلیه مواردی که بابه حال ذکر شده است فرض بر این بود که سیال در یک فاز است و تغییر فاز می دهد. در صورت تغییر فاز سیال هندسه جریان کاملاً تغییر کرده و تشابه کاری به هم می خورد. وقوع پدیده کاویتاسیون که همراه با تبدیل ذرات مایع به حباب های بخار است یک نمونه محتمل از تغییر فاز بخصوص در سرعت های دورانی زیاد است که قوانین تشابه را بی اعتبار می کند.

ب) بررسی رفتار توربو ماشین با سیال غیر قابل تراکم با استفاده از اعداد بدون بعد :

روابط بند الف کلی بوده و برای ابعاد مختلف و انواع سیالات کاربرد دارد. برای یک توربو ماشین و سیال خاص ابعاد ماشین، دانسیته و ویسکوزیته ثابت است و ضرایب هد و دبی و قدرت به شکل زیر ارزیابی می شوند :

$$\frac{H}{N^2}$$

– ضریب هد

$$\frac{Q}{N}$$

– ضریب دبی

$$\frac{P}{N^3}$$

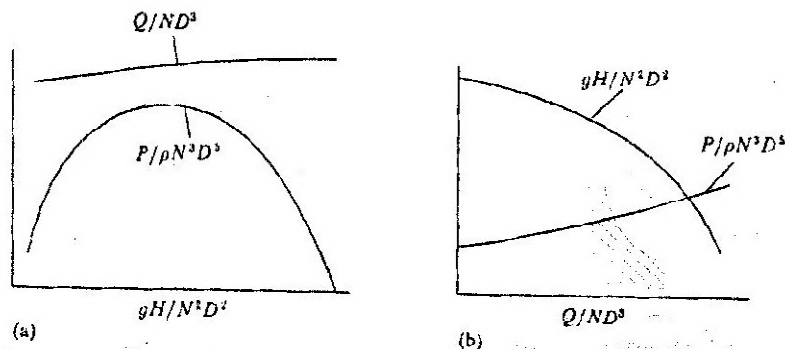
– ضریب قدرت

برای ایجاد تشابه در توربو ماشین های خاص ثابت های زیر اهمیت پیدا می کنند :

$$\frac{H}{N^2} = a_1 , \quad \frac{Q}{N} = a_2 , \quad \frac{P}{N^3} = a_3 \quad (a_3, a_2, a_1 \text{ ثابتند})$$

این ساده سازی ها برای آسانتر شدن بررسی ها و کمتر شدن آزمایشات انجام می شود.

برای آشنایی بیشتر با چگونگی پیاده کردن نتایج آزمایشات دو نوع نمودار یکی نقاط مورد استفاده برای کار کردن و دیگری به صورت صفحه ای که مجموعه نقاط قابل استفاده در شکل نشان داده شده است.



شکل ۲-۱ مشخصه های عملکرد ماشین های هیدرولیکی که برحسب گروه بدون بعد رسم شده است

(a) توربین هیدرولیکی (b) پمپ هیدرولیکی

ج) انتخاب و تعیین ابعاد توربو ماشین با سیال غیر قابل تراکم:

این بخش مهمترین بحث این فصل می باشد که برای انتخاب نوع توربو ماشین برای حالت خاص با راندمان بالا با بحث روی سرعت مخصوص مطرح می شود. نوع توربو ماشینهای مورد بحث در این قسمت پمپها به عنوان توربو ماشین با سیال

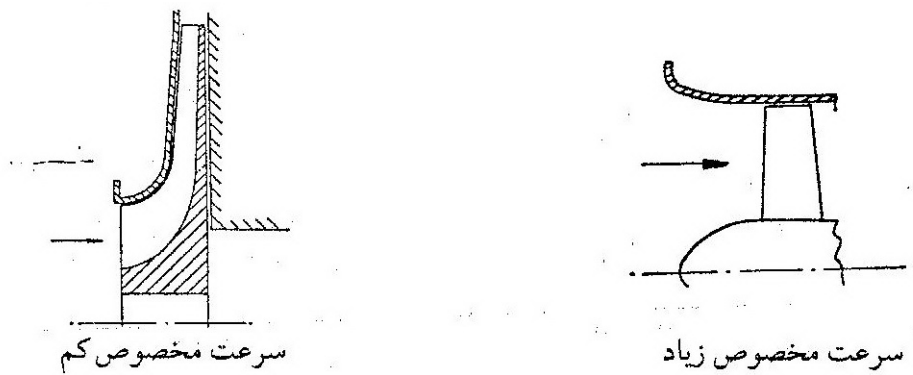
غیر قابل تراکم جاذب توان، دیگری توربینها به عنوان توربو ماشین با سیال غیر قابل تراکم مولد توان و در نهایت کمپرسور ها به عنوان توربو ماشین با سیال قابل تراکم و جاذب توان می باشد.

سرعت مخصوص در پمپها: یکی از شرایط تشابه برابری سرعت مخصوص ها می باشد و سرعت مخصوص پمپها با رابطه

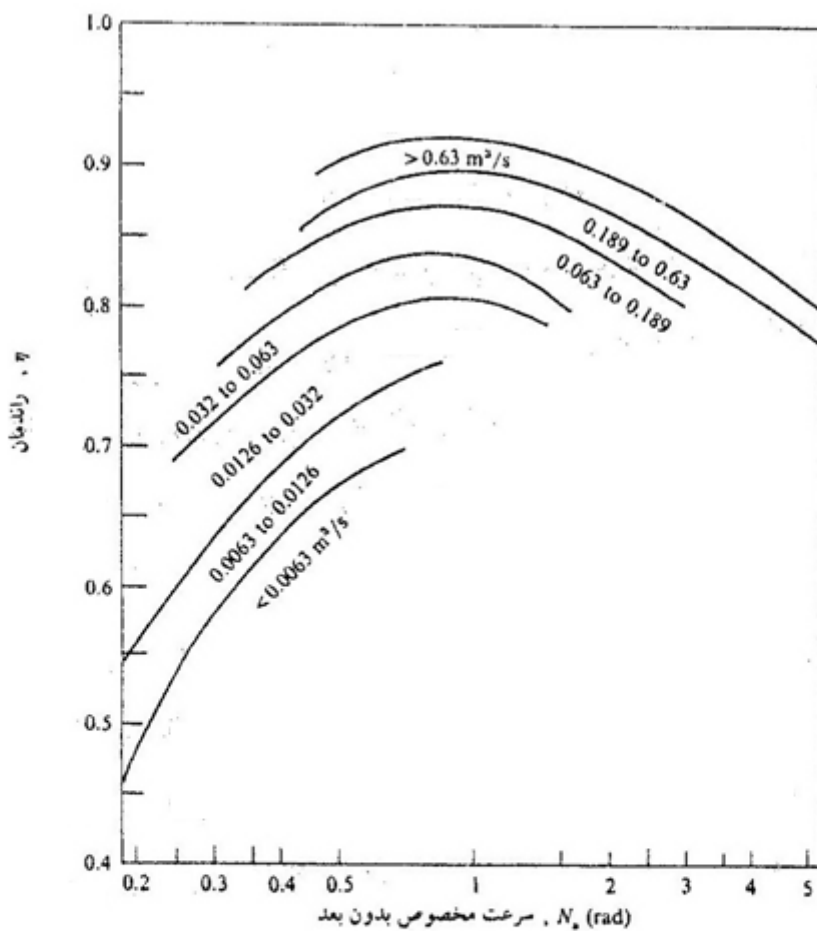
دبی حجمی می باشد و به ابعاد توربو ماشین بستگی ندارد. سرعت مخصوص هر توربو ماشین می تواند بین صفر تا بی

نهایت باشد اما در محدوده خاصی از سرعت مخصوص توربو ماشین دارای راندمان ماکزیمم است. این واقعیت سرعت مخصوص را در انتخاب نوع و طراحی توربو ماشین حائز اهمیت می کند.

در اینجا شرایط راندمان بالا را برای سه نوع پمپ موجود بیان می کنیم و سپس با ارائه منحنی ها به دلایل آن می پردازیم پمپ گریز از مرکز در سرعت مخصوص کم، پمپ مختلط در سرعت مخصوص متوسط و پمپ محوری در سرعت مخصوص زیاد دارای راندمان ماکزیمم می باشد.



شکل ۲-۲ دو تیغ روتور سرعت مخصوص کم و زیاد پمپ



شکل (۲-۳) نمایش نمودار پمپ با سرعت مخصوصهای مختلف

پمپ گریز از مرکز دارای قطر پره زیاد و عرض پره کم است، دارای هد بالایی است چون هد متناسب با مربع قطر پره است. از طرفی دارای دبی سیال کم است چون عرض آن کم بوده و مسیر جریان در طول پره زیاد است و سرعت سیال کم است در غیر این حالت اگر سرعت سیال در حین عبور از پره ها زیاد باشد باعث افت هیدرولیکی زیادی خواهد شد و راندمان پایین می آید لذا راندمان بالا یعنی هد زیاد و دبی کم و این یعنی سرعت مخصوص کم.

حال اگر هد و دبی پمپ را ثابت نگه داریم و بخواهیم راندمان ثابت باشد یعنی در حالت ماکزیمم باقی بماند و دور را افزایش دهیم، لازم است شکل پره را تغییر دهیم. چون $H \propto N^2 D^2$ ، ثابت بودن H و افزایش دور (N) لازم است قطر کاهش یابد و چون $Q \sim V_n$ یا $Q \sim V_n \cdot bD$ و ثابت بودن دبی (Q) و همچنین با افزایش V_n به علت کاهش راندمان η باید عرض (b) را زیاد کنیم. با ثابت نگهداشتن دبی (Q) و هد (H) و راندمان بالای η و افزایش دور پمپ (N) باید از قطر (D) کم کرده و به عرض (b) بیفزاییم.

اما با ادامه این کار به حالتی می رسیم که سیال به محض ورود باید به اندازه ۹۰ درجه چرخش کند این عمل باعث افت زیاد و کاهش راندمان می شود برای برطرف کردن این مورد پره را به شکل پره پمپ مختلط و در دوره‌های خیلی بالاتر به شکل پره پمپ محوری (e) تغییر می دهیم.

تغییر در سرعت مخصوص از طرف هر متغیری که باشد اثر واحدی دارد و در هر توربو ماشینی عددی خاص را نشان می دهد که برای ساخت با راندمان بالا باید در محدوده سرعت مخصوص خود، طراحی شوند. بسته به نیاز ما به پمپ، در اندازه ها و وزن های دلخواه، دور، هد و دبی پمپ را تعیین می کنیم و با محاسبه سرعت مخصوص زیر بدون بعد هم نیست،

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \left[\frac{rpm \cdot \sqrt{gpm}}{ft^{3/4}} \right]$$

پمپی را که بیشترین راندمان را در این شرایط داراست انتخاب کنیم.

اگر ضرایب ارتفاع و دبی را بصورت زیر بازنویس کنیم :

$$\psi = \frac{gH}{U_2^2} = \frac{gH}{R_2^2 \omega^2} \quad \text{و} \quad \phi = \frac{Q}{U_2 R_2^2} = \frac{Q}{\omega R_2^2}$$

و شعاع خارجی R_2 چرخ را از روابط فوق بدست آوریم داریم :

$$R_2 = \left(\frac{gH}{\psi \omega^2} \right)^{1/2} = \left(\frac{Q}{\pi \omega} \right)^{1/3} \rightarrow Q \left(\frac{g}{\psi} \right)^{3/2} = \frac{\omega^2 Q}{H^{3/2}} = cte$$

عبارت فوق برای کلیه پمپ هایی که از یک فایل هستند و بطورمشابه کار می کنند برابر است لذا به کمک رابطه فوق سرعت مخصوص تعریف می شود:

$$\frac{\omega Q^{1/2}}{H^{3/4}} = cte$$

سرعت مخصوص یک پمپ ω_s عبارت است از سرعت دورانی پمپی از همان فامیل که هد واحدرا در دبی واحد تولید نماید یعنی :

$$\omega_s = \frac{1^{1/2}}{1^{3/4}} = \frac{\omega Q^{1/2}}{H^{3/4}} \rightarrow \omega_s = \omega \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

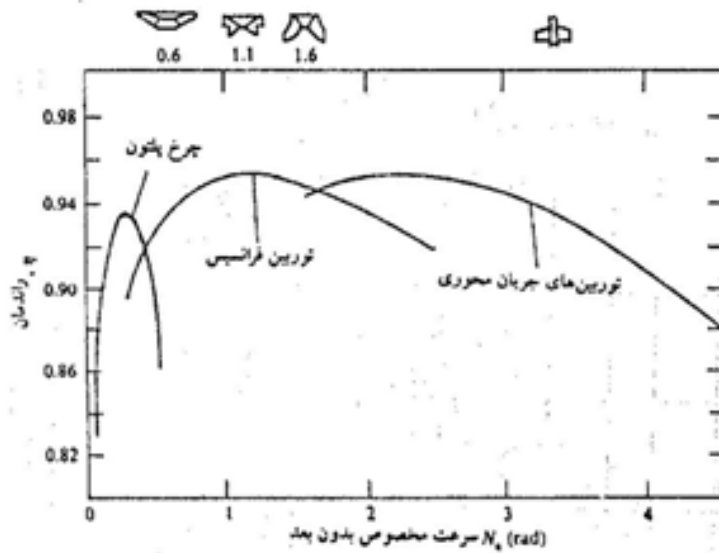
مشخص است که ω_s بدون واحد نبوده و به واحد های مورد استفاده وابسته است.

لازم به تذکر است که سرعت مخصوص فقط در نقطه بهترین بازده پمپ تعریف می شود. بنابراین دو پمپ با سرعت مخصوص برابر باید دارای بازده ماکزیمم برابر نیز باشد.

تذکر: ضریب ارتفاع، ضریب دبی و ضریب قدرت بصورت های متفاوت دیگری نیز تعریف می شوند در نتیجه در هنگام استفاده از نمودارهای تجربی که در مراجع مختلف ارائه می شود باید به تعاریف آنها توجه نمود.

- **سرعت مخصوص و توربینها:** توربین مورد بحث ما در اینجا منظور توربین آبی است که پارامترها یا متغیرهای مهم آن در طراحی عبارتند از هد، قدرت و دور توربین، برای این منظور سرعت مخصوص قبلی را به شکل زیر در می آوریم.

$$P \sim \rho Q H \Rightarrow \Omega = \frac{N \sqrt{P}}{H^{5/4} \sqrt{\rho}} ; N_s = \frac{N \sqrt{P}}{H^{5/4}} \left[\frac{rpm \cdot \sqrt{hp}}{ft^{5/4}} \right]$$



شکل (۲-۴) سه نوع توربین با سرعت مخصوص مختلف

سه نوع مهم توربینهای آبی عبارتند از چرخ پلتن، توربینهای فرانسس و توربین کاپلان (شعاعی، مختلط و محوری). شرایط راندمان آنها طبق منحنی فوق به صورت زیر می باشد.

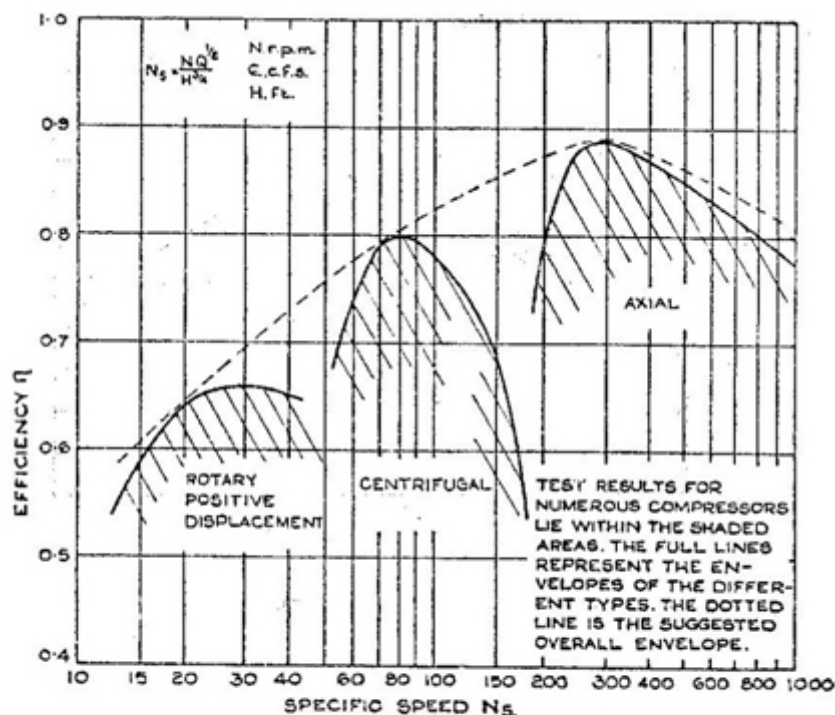
چرخ پلتن: سرعت مخصوص کم، هد زیاد و دبی کم.

توربین های فرانسس: سرعت مخصوص متوسط هد متوسط و دبی متوسط

توربین کاپلان: سرعت مخصوص بالا، هد کم و دبی زیادتر دارای راندمان ماکزیممند.

سرعت مخصوص و کمپرسورها:

بررسی راندمان بر حسب سرعت مخصوص کمپرسورها با تقریب خوبی مانند بحث پمپهاست. شرایط راندمان کمپرسورها با توجه به منحنی زیر به قرار زیر است:



شکل (۲-۵) سرعت مخصوص در کمپرسورهای مختلف

کمپرسور گریز از مرکز: با سرعتهای مخصوص کم، هد زیاد و دبی کم

کمپرسورهای مختلط (که در منحنی نیامده): با سرعتهای مخصوص، دبی و هد متوسط

کمپرسورهای محوری: با سرعتهای بالا، هد کم و دبی زیاد دارای راندمان ماکزیمم می باشند.

راندمان کمپرسورهای رفت و برگشتی در سرعتهای مخصوص پایین ماکزیمم است.

د) کاربرد تحلیل ابعادی توربو ماشین های با سیال قابل تراکم:

سیال قابل تراکم دارای روابط ریاضی پیچیده تری نسبت به سیال غیر قابل تراکم حتی اگر گاز کامل به حساب آیند می

باشند. متغیرهای مؤثر در این رابطه به قرار زیرند:

دبی (Q)، بعد (D)، هد (H)، و خواص سیال یعنی لزجت (ویسکوزیته) (μ) جرم مخصوص (ρ) و پارامترهای دیگری چون توان (p)، بازده (η)، دور (N)، سرعت صوت (c)، نسبت گرمای ویژه سیال در فشار و حجم ثابت (k).

فرض گاز کامل بودن در مورد کمپرسورها و توربین های گازی کاملاً صادق و در مورد توربینهای بخار با تقریب خوبی صادق می باشد. در سیال قابل تراکم پارامترهای مؤثر را به شکل زیر بکار می برند، بجای دبی حجمی (Q) از دبی جرمی (m) و بجای هد (H) از تغییرات آنتالپی کلی ایزنتروپیک (Δh_{os}) استفاده می شود. بر خلاف حالت الف در اینجا دانسیته ρ و سرعت صوت سیال متغیر می باشند.

از رابطه سرعت صورت گاز کامل نیز استفاده می شود. $C_{01} = \sqrt{KRT_{01}}$

بعد از تحلیل ابعادی و تئوری π پارامترهای بدون بعد زیر حاصل می شوند:

$$M = \frac{ND}{C_{01}} = \frac{U}{C_{01}} \quad \text{➤ عدد ماخ:}$$

$$\phi = \frac{m}{\rho_{01} C_{01} D^2} \quad \text{➤ ضریب دبی:}$$

$$Re = \frac{\rho_{01} ND^2}{\mu} = \frac{\rho_{01} UD}{\mu} \quad \text{➤ عدد رینولدز:}$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{➤ نسبت گرمای ویژه ها:}$$

$$P = \frac{P}{\rho_{01} N^3 D^5} \quad \text{➤ ضریب توان:}$$

با استفاده از روابط موجود برای گاز کامل از جمله روابط زیر پارامترهای بدون بعد فوق ساده تر می شوند تا تحلیل بحث و بررسی آسانتر باشد. O_1 شرایط سکون قبل از ورود سیال به سیستم.

برای کمپرسور:

$$\Delta h_{os} = C_p (T_{O_{2s}} - T_{O_1}) = C_p T_{O_1} \left(\frac{T_{O_{2s}}}{T_{O_1}} - 1 \right)$$

برای توربین (گاز و بخار):

$$\Delta h_{os} = C_p (T_{O_1} - T_{O_{2s}})$$

$$\frac{\Delta h_{os}}{C_p T_{O_1}} = 1 - \left(\frac{P_{O_2}}{P_{O_1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{\Delta h_{os}}{C_{O_1}^2} = \frac{\frac{T_{O_2}}{T_{O_1}} - 1}{k-1}$$

فرمولهای ساده شده به شکل زیر می باشند:

$$\frac{\Delta h_{os}}{C_{O_1}} = f\left(\frac{P_{O_2}}{P_{O_1}}, k\right)$$

- ضریب دبی: $\phi = \frac{m\sqrt{T_{O_1}}}{P_{O_1}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{R}{K}}}{D^2}$

- ضریب توان: $P = \frac{P}{\rho_{O_1} N^3 D^5} = \frac{\Delta T_{O_1}}{T_{O_1}} \cdot \frac{1}{k-1} = \frac{C_p \Delta T_{O_1}}{N^2 D^2}$

- بازده (طبق تعریف می باشد) η

- نسبت تغییرات دما به دمای سکون ورودی $\frac{\Delta T_{O_1}}{T_{O_1}}$

- نسبت فشار سکون خروجی به ورودی $P_{r_0} = \frac{p_{O_2}}{p_{O_1}}$

- عدد ماخ $M = \frac{N \cdot D}{\sqrt{KRT_{O_1}}}$

- عدد رینولدز $Re = \frac{\rho_{O_1} N D^2}{\mu}$

- نسبت گرماهای ویژه $K = \frac{C_p}{C_v}$

نکته: ضریب توان و نسبت تغییرات دما به دمای سکون ورودی دارای یک مفهوم می باشند. برای ایجاد تشابه کامل علاوه بر تشابه هندسی اعداد بدون بعد فوق نیز باید مساوی باشند. برای یک توربو ماشین خاص و یک سیال مشخص مقادیر K, R ثابت خواهند بود.

ه: بررسی رفتار توربو ماشین های با سیال قابل تراکم:

در این قسمت با ساده کردن روابط تجزیه و تحلیل را آسان می کنیم.

با ثابت بودن D, R, K ناچیز بودن تغییرات عدد رینولدز روابط کلی فوق به شکل زیر ساده می شوند.

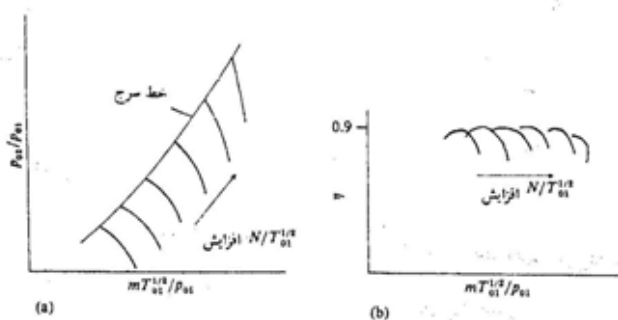
$$\frac{P_{O_2}}{P_{O_1}} = a_1 \quad \frac{m\sqrt{T_{O_1}}}{P_{O_1}} = a_2 \quad \frac{N}{\sqrt{T_{O_1}}} = a_3 \quad \frac{\Delta T_O}{T_{O_1}} = a_4 \quad \eta = a_5$$

با ثابت بودن a_5, a_4, a_3, a_2, a_1 اعدادی ثابتند. منحنی زیر مربوط به عملکرد کمپرسور می باشد که $\frac{P_{O_2}}{P_{O_1}}$ را بر حسب

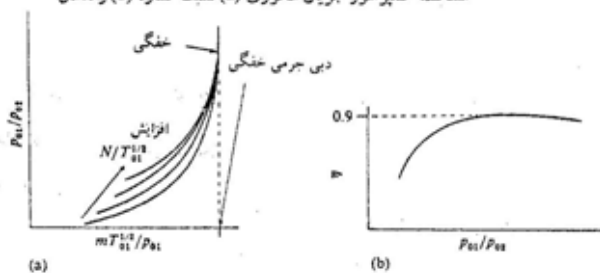
در $\frac{m\sqrt{T_{O_1}}}{P_{O_1}}$ و $\frac{N}{\sqrt{T_{O_1}}}$ های مختلف نشان می دهد که a مربوط به نسبت فشار و b مربوط به راندمان است.

با مشاهده شکل در هر $\frac{N}{\sqrt{T_{O_1}}}$ ثابت با افزایش ضریب دبی، $\frac{P_{O_2}}{P_{O_1}}$ کاهش می یابد ولی این افزایش محدود بوده و تا وقتی

که عدد ماخ در مقطع داخل کمپرسور به یک برسد ادامه دارد و بعد از آن شوک یا خفگی روی می دهد.



مشخصه کمپرسور جریان محوری (a) نسبت فشار، (b) راندمان



مشخصه توربین گاز جریان محوری (a) نسبت فشار (b) راندمان

شکل (۲-۶) منحنی های کمپرسور و توربین

و همچنین در مقدار $\frac{N}{\sqrt{T_{o1}}}$ مشخص با کاهش ضریب دبی $\frac{Po_2}{Po_1}$ افزایش می یابد اما با ادامه دادن کاهش ضریب دبی و

جریان سیال در توربو ماشین ناپدید می شود این حالت را سرچینگ و مکان هندسی خطوط مشخصه این محدوده را خط سرچ گویند. منحنی مربوط به کمپرسور که یک جاذب قدرت است.

منحنی دیگر مربوط به توربین است که مولد قدرت است این منحنی تغییرات $\frac{Po_2}{Po_1}$ را بر حسب $\frac{m\sqrt{T_{o1}}}{Po_1}$ در $\frac{N}{\sqrt{T_{o1}}}$ های

مختلف نشان می دهد.

موارد قابل توجه این نمودار این است که در توربینها نیز ناحیه خفگی وجود دارد که حداکثر دبی عبوری از توربین را نشان

می دهد نکته جالب، ناچیز بودن تأثیر $\frac{N}{\sqrt{T_{o1}}}$ بر رفتار توربین بود در حالی که در کمپرسور تأثیر بسیار اساسی روی

عملکرد آن داشته است.

و: تأثیر عدد رینولدز بر عملکرد توربو ماشینها:

در بحثهای قبلی از اثر تغییرات عدد رینولدز بر رفتار توربو ماشینها صرفنظر کردیم و تقریب نسبتاً خوبی بود. چون در اکثر

توربو ماشینها عدد رینولدز بالا بوده، جریان سیال کاملاً آشفته و ضریب اصطکاک ناچیز است برای دقت بیشتر در استفاده

از تشابه و مقایسه مدل و نمونه اصلی که به علت تغییرات زیاد ابعاد و سرعت، تغییر عدد رینولدز زیاد است و راندمان تغییر

زیادی دارد اثر تغییرات عدد رینولدز را مطرح می کنیم. پنج رابطه مهم و معروف در این زمینه و حالات آن و نوع توربو

ماشین مربوطه را ذکر می کنیم زیر نویس a نمونه اصلی و زیر نویس m مدل ماشین می باشد.

۱- رابطه مودی:

$$\frac{1 - \eta_m}{1 - \eta_a} = \left(\frac{D_a}{D_m} \right)^n \quad n = 0.2$$

این رابطه برای مواردی است که عدد رینولدز خیلی بزرگ باشد مثل توربین های آبی بزرگ.

۲- رابطه ویسلینوس:

$$\frac{0.95 - \eta_m}{0.95 - \eta_a} = \left(\frac{\log Q_a}{\log Q_m} \right)^2 \quad Q(qpm)$$

این رابطه بر اساس آزمایش روی پمپهای گریز از مرکز در اعداد رینولدز بالا بدست آمده.

$$\frac{1 - \eta_m}{1 - \eta_a} = \left(\frac{Re u_a}{Re u_m} \right)^n \quad \text{۳- رابطه دیویس، کوتاس، مودی:}$$

این رابطه برای پمپها، کمپرسورها و توربینهای گازی با عدد رینولدزی که بر حسب سرعت نوک پره ها حساب شده، بدست آمده نتایج آزمایشها مقادیری برای n مشخص کرده.

$0.25 < n < 0.56$ که اگر $0.1 < n < 0.25$ باشد تقریب مناسبی برای راندمان است.

۴- رابطه اکرت:

$$\frac{1 - \eta_m}{1 - \eta_n} = 0.5 + 0.5 \left(\frac{Re_a}{Re_m} \right)^{1/5} \quad Re = \frac{\rho D \sqrt{2H}}{\mu}$$

رابطه اکرت در اروپا استفاده می شود و با این فرض بدست آمده است که ماکزیمم راندمان هنگامی بدست می آید که نیمی از تلفات هیدرولیکی به علت اصطکاک تماسی باشد.

۵- رابطه هوتن: اکثراً برای توربین کاپلان بکار می رود:

$$\frac{1 - \eta_m}{1 - \eta_a} = 0.3 + 0.7 \left(\frac{Re_a}{Re_m} \right)^{1/5}$$

و شرط آن ۷۰٪ افت از شرایط اصطکاک و ۳۰٪ افت خروج انرژی جنبشی از توربو ماشین باشد.

این روابط برای نقطه طراحی (راندمان حدود ماکزیمم) بدست آمده و برای سایر نقاط راندمان را پیش بینی نمی کند.

چند نمونه از توربو ماشین (روتور آن) همراه با ذکر سرعت مخصوص آنها ارائه می دهیم.

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

(a) توربینهای آبی:

مقدار g_c :

$$f = \frac{ma}{g_c}$$

در فرمول مقابل مقدار عددی g_c به صورت واحدهای جدول زیر است

در اینجا برای روشن تر شدن چگونه استفاده g_c جدول زیر را می آوریم. اگر $F = mg_c$ باشد.

واحد	g_c	نیرو	جرم
$\frac{lbf \cdot ft}{lbm \cdot s^2}$	32.16	lbf	lbm
$\frac{slug \cdot ft}{lbm \cdot s^2}$	1	lbf	slug
$\frac{gr \cdot Cm}{Nyn \cdot s^2}$	1	dyn	gr
$\frac{mkg \cdot m}{s^2 \cdot N \cdot s^2}$	1	N	kg
$\frac{kgm \cdot m}{kgf \cdot s^2}$	9.806	kgf	kg.m

حدود اعتبار قوانین تشابه :

در بدست آوردن ضرایب بی بعد در بخش قبلی فرض کردیم که ضرایب اصطکاک ثابت باقی می ماند. چنین فرضی کاملاً صحیح نبوده و با تقریب همراه است در حقیقت ضریب اصطکاک (f) تابعی از عدد رینولدز (Re) و زبری نسبی است. اما بطوریکه می دانیم در جریان آشفته در اعداد رینولدز بزرگ تأثیر این پارامتر (Re) بر ضریب اصطکاک ضعیف است لذا در جریان آرام (سیال بالزجت بالا) این تأثیر زیاد بوده و باید در محاسبات منظور شود.

فصل سوم

« تعاریف و تئوری توربو ماشین ها »

مقدمه:

این فصل از نظر ارائه اصول و خواص کلی توربو ماشینها و پارامترهای معیارها و ویژگیهای آن، فصل مهمی است و اطلاعات خاصی برای ارزیابی و تحلیل و بررسی عمیق تر نسبت به تحلیل ابعادی و یا تحلیلهای دیگر به ما می دهد. در ضمن این فصل مقدمه لازم برای فصل بعدی که انواع توربو ماشینهای موجود و خصوصیات ویژه هر کدام را شرح می دهد می باشد. از لحاظ پیوستگی مطالب این فصل و چگونگی ارائه مطالب بر حسب نیازمان به تحلیل و آشنایی با اصول طراحی و شناسایی مقدماتی توربو ماشینها می پردازیم. و بدین لحاظ مطالب ارتباط چندانی به یکدیگر ندارند و برای بهتر ارائه شدن مطالب آنها را به دو دسته تقسیم کرده ایم: دسته اول تعاریف و دسته دوم تئوریهایی که بیشتر شامل روابط ریاضی می باشند.

آشنایی با پره ها و عملکرد آن در توربو ماشین :

جریان اطراف یک پره:

غالباً برای طراحی و انتخاب پره از شرایط کلی جریان، نرخ انرژی انتقالی بین سیال و پره ها و سرعت پره ها کمک می گیرند. زوایای سرعت مطلق و نسبی سیال در ابتدا و انتهای پره ها را از طریق بدست آوردن مثلثهای سرعت مناسب سیال برای راندمان بالا و تعداد مراحل مناسب تعیین می کنند. در نتیجه پره را به شکلی می سازند که زوایا و مثلثهای سرعت حساب شده را ارضا کند. برای دست یابی به چنین حالتی لازم است با پارامترهایی از پره نظیر ارتفاع، با حداقل افت انرژی پره، فاصله پره ها از یکدیگر، طول مقطع (وتر)، قسمت‌های ورودی و خروجی و شکل بدنه پره ها آشنا شویم.

شکل مقطع پره ها:

پره ها اغلب به شکل ایرفویل متقارن ساخته می شوند و درست کردن و ساختن پره ها به شکل ایرفویل مشکل و هزینه بالایی دارد و بدلیل غیر اقتصادی بودن در ساخت، آنرا معمولا ساده می سازند. در شکل زیر یک ایرفویل متقارن با پارامترهای آن نشان داده شده است که عبارتند از:

۱- لبه راهنما LE

۲- لبه پایانی TE

۳- محل ضخامت ماکزیمم X

۴- طول (وتر) C

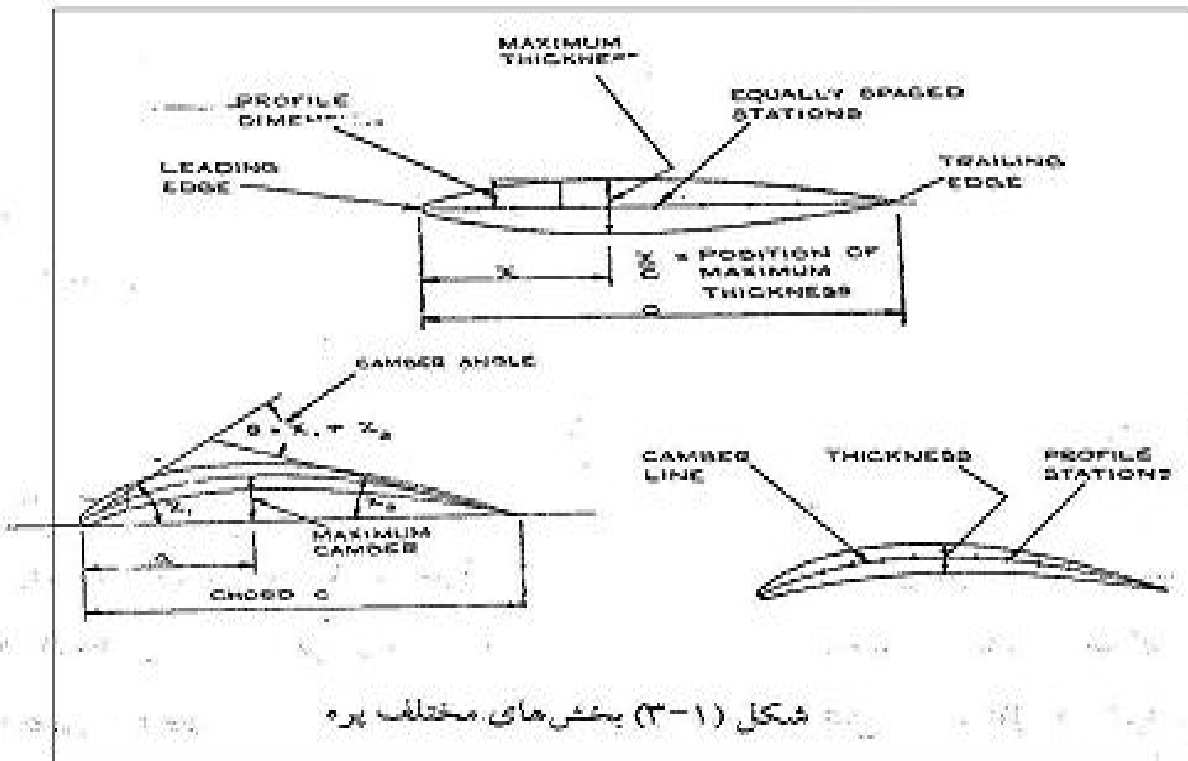
۵- خط کمبر (خمیدگی)

۶- زاویه کمبر $\theta = x_1 + x_2$

۷- زاویه هندسی پره β

۸- محل های فاصله مساوی

مقطع ایرفویلها معمولا از چند سهمی مختلف در کنار هم ساخته می شوند و لبه ابتدایی آنها بصورت دایره ای است که برای جلوگیری از ایجاد سرعتهای نامناسب بیضوی ساخته می شوند و انتهای آنها نازک ساخته می شود که از افتهای احتمالی بکاهد. طول وتر از بررسیها و طراحی مکانیکی تعیین می شود و سپس با محاسبه نیروها و تنشها، جنس ایرفویل (پره) بدست می آید.



شکل (۳-۱) بخش‌های مختلف پره

طریقه قرار گرفتن پره بر روی محور توربو ماشین توسط زاویه حمله تعیین می شود که آن زاویه بین خط مبنا و خطی که از ابتدا و انتها پره می گذرد می باشد. خط مبنا اختیاری است ولی در توربو ماشینهای محوری در جهت محور و در برخی موارد خط عمود بر جهتی که ردیف پره ها قرار گرفته اند می باشد.

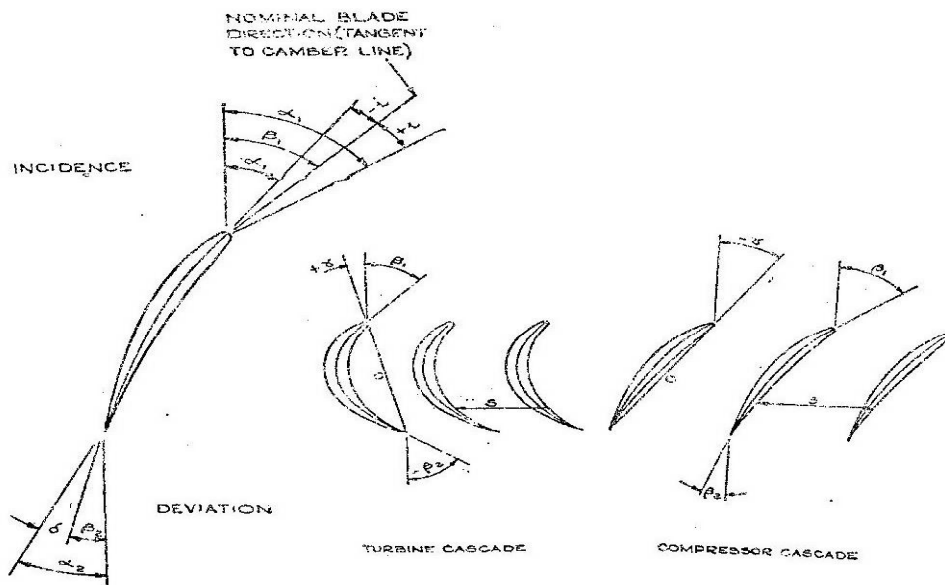
زاویه هندسی پره در حقیقت زوایای ابتدا و انتهای پره β_1 و β_2 که زاویه بین خط مبنا و خط مماس بر محور ایرفویل در ابتدا و انتها می باشد زاویه خمیدگی یا کمبر از تفاضل β_1 و β_2 حاصل می شود.

$$\theta = \beta_1 - \beta_2$$

خط مبنا در این بحث در امتداد محور توربو ماشین انتخاب شده است.

زاویه حمله γ وقتی مثبت است که جهت زاویه از خط مبنا تا خط گذرنده از ابتدا و انتهای پره خلاف جهت حرکت عقربه های ساعت باشد. β_1 و β_2 وقتی مثبت است که جهت زاویه از خط مبنا تا مماسها هم جهت حرکت عقربه های ساعت باشد. زاویه ورود سیال زاویه بین امتداد حرکت سیال تا خط مبنا می باشد (β'_1) و زاویه خروج نیز زاویه بین امتداد حرکت سیال هنگام خروج از پره تا خط مبناست. (β'_2)

در بعضی مراجع برای عدم اشتباه بین β, β' این زاویه ها را α_1, α_2 می گیرند.



شکل (۲-۳) نمایش زاویای مختلف پره

زاویه برخورد اختلاف بین β_1, β'_1 یعنی $i = \beta'_1 - \beta_1$ می باشد.

حالتهای ممکن برای زاویه حمله:

$$i = 0 \Rightarrow \beta'_1 = \beta_1$$

$$i > 0 \Rightarrow \beta'_1 > \beta_1 ; +i$$

$$i < 0 \Rightarrow \beta'_1 < \beta_1 ; -i$$

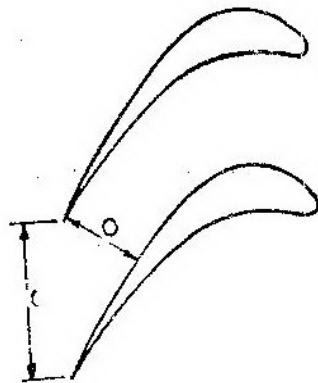
زاویه انحراف اختلاف بین زاویه خروجی پره و زاویه خروجی سیال یعنی $\delta = \beta'_2 - \beta_2$ می باشد. δ برای کمپرسور ها مثبت $\beta'_2 > \beta_2$ و در توربینها منفی $\beta'_2 < \beta_2$ است.

زاویه چرخش سیال در طول پره با رابطه زیر بدست می آید.

$$\varepsilon = (\beta'_1 - \beta'_2) = (\beta_1 \pm i) - (\beta_2 \pm \delta)$$

نکته قابل توجه اینکه زاویه ورودی به پره دلخواه و قابل تغییر است ولی زاویه خروجی به پارامترهایی همچون زاویه انتهای پره، فاصله بین پره ها (S) و شرایط جریان سیال بین پره ها بستگی دارد. در محدوده کاری توربو ماشینها زاویه انحراف حدود ده درجه می باشد. این زاویه بر روی هد و دبی جریان اثر زیادی در هنگام محاسبه نسبت به حالت ایده آل که صفر در نظر می گیریم دارد. وجود زاویه انحراف به علت اختلاف فشاری که در دو طرف سیال وجود دارد می باشد. همچنین ارتفاع لایه مرزی در دو طرف یکسان نبوده و نیز وجود جریان ثانویه بین پره ها نیز در ایجاد زاویه انحراف نقش دارند. زاویه انحراف را از رابطه ساده زیر نیز حساب می کنند.

$$\delta = (\beta'_2 - \beta_2) = \sin^{-1} \frac{O}{S}$$



O = گلوگاه پره

S = گام پره

شکل (۳-۳) نمایش گلوگاه و گام دسته پره

0 کمترین فاصله عمودی بین دو پره در انتهای پره ها که معمولاً پس از نصب با ساچمه اندازه می گیرند و S فاصله بین دو پره در نقاط مشابه در امتداد عمود بر محور قرار گرفتن پره ها روی محور توربو ماشین است. شکل پره ها را با داشتن توزیع فشار روی پره می توان بدست آورد.

نیروی بالابر (برآ) بستگی به مقدار ورتکس و سیرکولاسیون جریان دارد $F_L = \rho hVT$ در این رابطه v سرعت جریان آزاد سیال، h طول پره در امتداد عمود بر سطح ایرفویل، T سیرکولاسیون.

فرمول تجربی در رابطه با محاسبه ضریب بالابر در ایرفویلها به شکل زیر است.

β_1 زاویه بین بردار سرعت نسبی متوسط و یک خط مبناست.

$$C_L = 2\pi \sin\beta_1$$

نیروی بالابر در پره ها به دو عامل بستگی دارد:

۱- خمیدگی پره ها

۲- زاویه ورودی سیال به پره.

اگر دو عامل فوق یکدیگر را خنثی کنند نیروی بالابر صفر می شود.

۳-۱-۳ ایرفویلهای استاندارد :

ایرفویلها معمولاً با استاندارد NACA ارائه می شود و بر حسب ضخامت و خمیدگی محور به شکل زیر تقسیم بندی می شوند.

ایرفویلهای چهار شماره ای: مثل NACA 2415

Y_t نسبت ضخامت ایرفویل به طول وتر با رابطه زیر بیان می شود. t نسبت ضخامت ماکزیمم به طول وتر (C)

$$Y_t = \frac{t}{0.1} (0.2969 \sqrt{x} - 0.126x - 0.3516x^2 + 0.2843x^3 - 0.1015x^4)$$

X فاصله ابتدایی ایرفویل تا هر نقطه تقسیم بر طول وتر

t (نسبت شعاع لبه ابتدایی ایرفویل به طول وتر)

$$r_t = 1.1019t^2$$

Y_c نسبت فاصله عمودی بین محور و خط وتر بر طول وتر. x_p نسبت فاصله ابتدایی ایرفویل تا محل $Y_c \max$ بر طول وتر.

$$Y_c = \frac{Y_c \max}{x_p} (2x_p x - x^2) \quad x \leq x_p$$

$$Y_c = \frac{Y_c \max}{(1-x_p)} \{ (1-2x_p) + 2x_p x - x^2 \} \quad x \geq x_p$$

اولین شماره مشخصه ایرفویل معرف درصد $Y_c \max$ در مثال ۲٪

دومین شماره مشخصه ایرفویل معرف ده برابر x_p در مثال، 0.4C

و دو شماره آخر معرف نسبت درصد ضخامت ماکزیمم به طول و تر $Y_c \max$ است که در مثال فوق ، C ۰/۱۵

درضمن دو شماره اول معرف منحنی خمیدگی محور بوده و لذا تمام ایرفویل‌های NACA24 دارای خمیدگی یکسانی می باشند

ایرفویل‌های پنج شماره ای : مثل NACA23012

تفاوت آن با ایرفویل چهار شماره ای در خمیدگی محور است که از رابطه زیر بدست آید.

$$Y_c = 1/6K_1 \{ x^3 - 3x_m x^2 + x_m^2 (3-x_m)x \} \quad 0 < x < x_m$$

$$Y_c = 1/6k_1 \{ x_m^3 (1-x) \} \quad x_m < x < 1$$

محل $Y_c \max$ به ابتدای ایرفویل نزدیکتر و ضریب بالا بر بیشتر است. X_m تابع $Y_c \max$ می باشد. x_p محل ماکزیمم

خمیدگی است اولین شماره معرف ضریب بالا بر نقطه طراحی است برای مثال فوق ۲ است که باید در $\frac{3}{20}$ ضرب شود

یعنی:

$$C_L = 2 \times \frac{3}{20} = 0.3$$

$$x_p = \frac{30}{2} = 0.15c \text{ دو شماره بعدی معرف دو برابر درصد } x_p \text{ برای مثال فوق}$$

دو شماره آخر معرف درصد ضخامت ماکزیمم نسبت به طول وتر برای مثال فوق

$$Y_c \text{ max} = 0.12c$$

ایرفویل‌های سری یک: NACA1

شعاع ابتدای آنها کوچکتر از ایرفویل‌های قبل و زاویه انتها بزرگتر است. نیروی پسا کم و سرعت بحرانی زیادی دارد محل فشار معینی هم در فاصله ۰/۶C از نوک ایرفویل قرار دارد.

مثال NACA 16-012 ضخامت ماکزیمم 0.12c می باشد.

اولین شماره معرف سری ایرفویل، دومین شماره معرف ۱۰ برابر نسبت فاصله ابتدای ایرفویل متقارن تا نقطه دارای فشار معین، به طول وتر وقتی که زاویه برخورد یا حمله صفر باشد.

اعداد بعد از خط تیره: اولین شماره ده برابر ضریب بالابر، دو شماره آخر معرف $Y_l \text{ max}$

ایرفویل سری شش: مثال NACA 65.7-218

اولین شماره معرف سری ایرفویل دومین شماره ده برابر نسبت فاصله فشار معین به وتر با زاویه حمله صفر. در مثال بالا

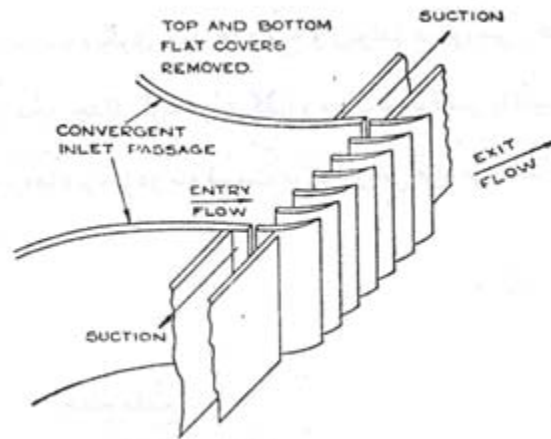
$a=0.5c$ سومین شماره دو برابر محدوده تغییرات ضریب بالابر. شماره چهارم ده برابر ضریب بالابر نقطه طرح در مثال فوق

۰/۲ و دو شماره آخر درصد $Y_l \text{ max}$ در مثال فوق ۱۸٪ می باشد.

۲-دسته پره های کسکید:

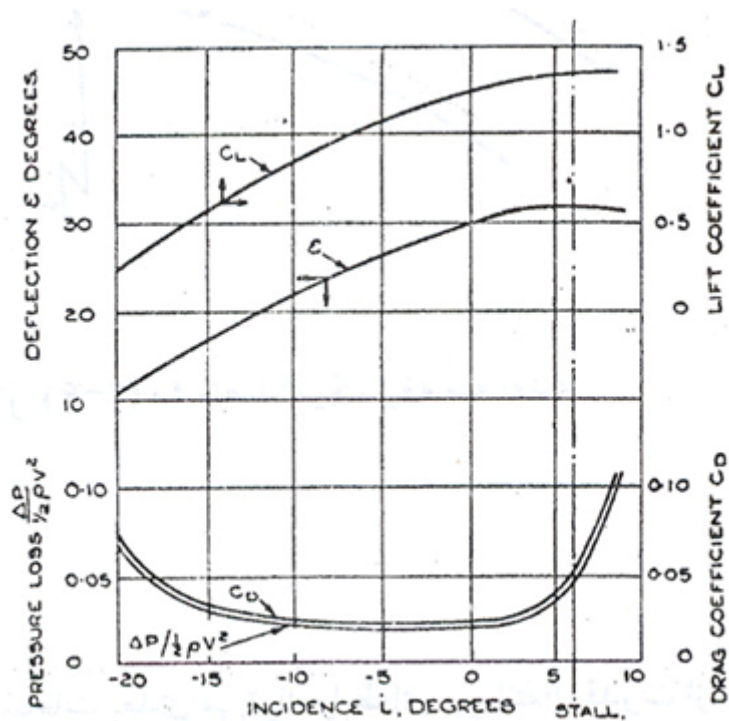
مجموعه پره هایی که در یک ردیف کنار هم با فاصله های یکسان موازی و هم اندازه با هم قرار می گیرند دسته پره می گویند. و در بررسی جریان روی یک سطح جریان دو بعدی مورد بحث قرار می گیرد. فاصله هر دو پره متوالی در دسته پره ها را گام S می نامند. گام به همراه زاویه حمله چگونگی قرار گرفتن پره را روی دسته پره مشخص می کنند. نسبت $\frac{C}{S} =$ گام/طول وتر را استواری گویند.

معمولا ارتفاع پره را سه برابر یا بیشتر نسبت به طول وتر می سازند. تغییرات فشار در حوالی انتهای دو پره بیشتر از نواحی بین دو پره می باشد. در انتهای پره کاهش چشمگیری در فشار کل دیده می شود. علت افت فشار سیال در اثر لایه مرزی و ناحیه در صورت وجود جدایی می باشد.



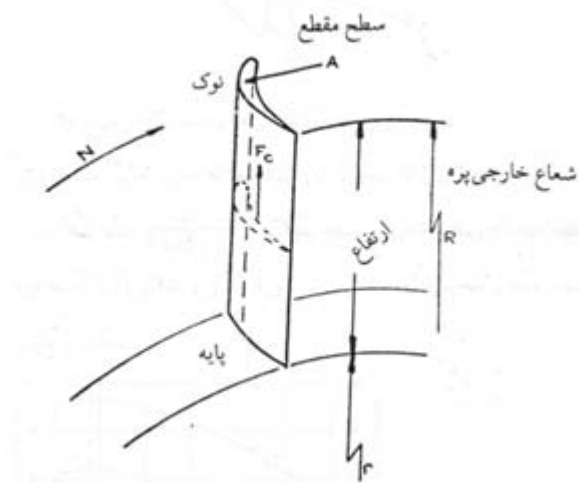
شکل (۳-۴) نمایش یک دسته پره در مقابل یک شیپوره جریان

یک بررسی اجمالی روی دسته پره ها از لحاظ تغییرات C_L ضریب بالابر C_D ضریب پسا، ϵ زاویه چرخش و C_P ضریب افت فشار $C_P = \frac{\Delta P}{1/2\rho V^2}$ برحسب زاویه برخورد i . ملاحظه می شود که با افزایش زاویه حمله C_D و C_P کم و C_L و ϵ زیاد می شود اما بعد از مرحله بوجود آمدن جدائی عکس این حالت رخ می دهد.



شکل (۳-۵) منحنی ضریب بالابر و پسا و افت فشار

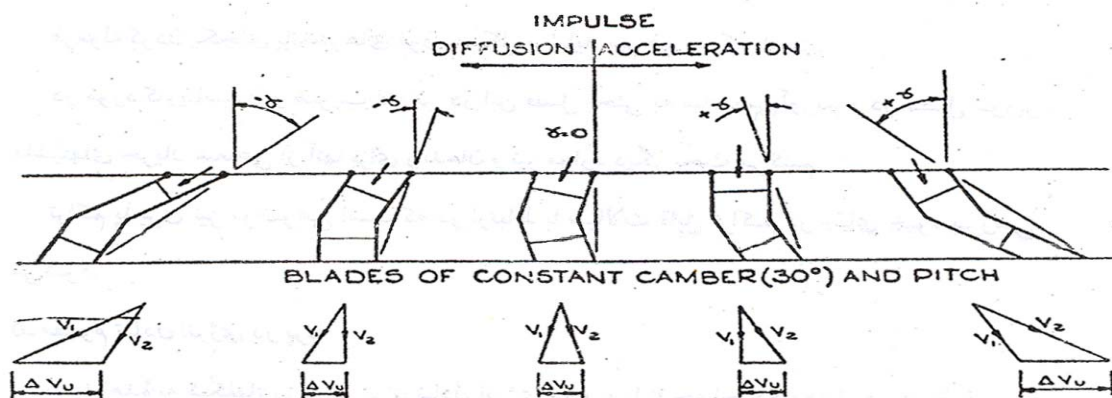
جدای از پارامترهای فوق ضریب دیگری چون عدد ماخ و رینولدز در بررسی رفتار دسته پره ها کاربرد دارند. عدد رینولدز محل جدائی لایه مرزی گذرا و میزان توربولانس را تغییر می دهد. برای بررسی دقیقتر روی دسته پره ها، پره را در سه قسمت مورد ارزیابی قرار می دهند، نوک، وسط و ریشه (پایه) پره.



شکل (۳-۶) مشخصات یک تیغه سه بعدی

طرز قرار گرفتن پره ها:

با توجه به شکل زیر و توضیحات بعدی می توان رابطه ای بین انتقال قدرت از سیال و یا به سیال را بر حسب زاویه حمله مشاهده کرد برای آشنا شدن با بحث های آتی در مورد استفاده از سرعت های نسبی در بررسی نوع توربینها و کمپرسورها حالت های مختلف زیر را در نظر می گیریم.



شکل (۳-۷) نمودار اختلاف زاویه حمله در سرعت و فشار

تغییرات سرعت:

$$V_{r1} \gg V_{r2} \quad V_{r1} \rangle V_{r2} \quad V_{r1} = V_{r2} \quad V_{r1} \langle V_{r2} \quad V_{r1} \ll V_{r2}$$

تغییرات فشار:

$$P_2 \gg P_1 \quad P_2 \rangle P_1 \quad P_2 = P_1 \quad P_2 \langle P_1 \quad P_2 \ll P_1$$

نکته قابل توجه در شکل قبل است که سرعت پره ها U و سرعت سیال (V_a) در جهت محوری باید ثابت باشد، در ضمن در $\psi < 0$ کاهش فشار و افزایش سرعت باعث افت کمتری نسبت به کاهش سرعت و افزایش فشار دارد. همچنین با افزایش زاویه چرخش سیال ϵ افت زیاد می شود نتیجه افت در طول پره به پارامترهای زیر بستگی دارد:

۱- زاویه برخورد i

۲- زاویه انحراف δ

۳- استواری $\frac{S}{C}$

۴- زوایای حمله و خمیدگی

فرموله کردن یکجای پارامترهای فوق مشکل و شاید هم غیرممکن است.

در مورد کاویتاسیون و ضریب لغزش در این فصل بحثی به میان نمی آوریم و در فصل توربو ماشینهای جریان شعاعی از آنها برای راندمان و نیز موارد دیگر بحث می کنیم.

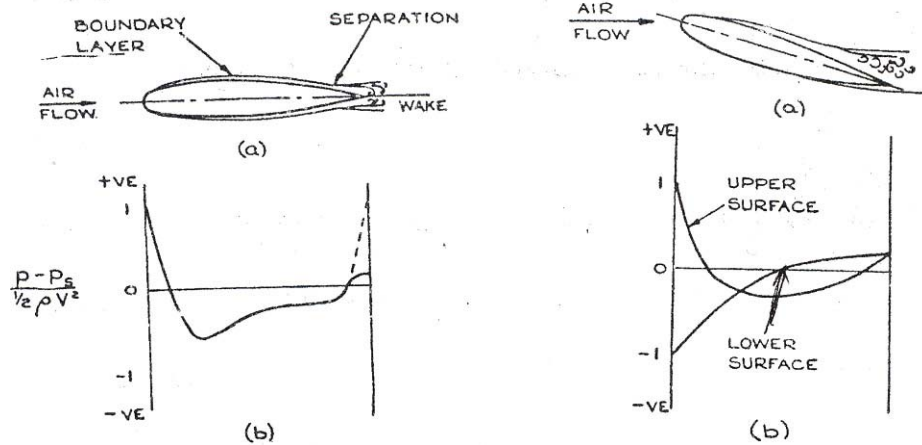
تراکم پذیری نیز موضوعی است که در ارتباط با سیالات قابل تراکم در جای خود بررسی می شود.

۵- مفهوم تبادل انرژی در پره:

بامشاهده به شکلهای زیر می توان تبادل انرژی در پره را نتیجه اختلاف فشار در دو طرف پره دانست. و برای ایجاد اختلاف فشار دو حالت زیر را می توان در نظر گرفت.

(۱) زاویه حمله را تغییر داد.

(۲) شکل هندسی پره را تغییر دادو یا هر دو کار را همزمان انجام داد.



شکل (۸-۳) اختلاف فشار در دو طرف یک پره متقارن و خمیده

۶- نیروهای بالابر و پسا و ضرایب بالابر و پسا:

نیروهای بالابر و پسا نیروهایی هستند که بعد از برخورد سیال متحرک به جسم و با حرکت جسم با سرعت در سیال بوجود می آید نیروی بالا بر همان اختلاف فشار دو طرف پره می باشد که به پره در جهت عمود بر امتداد حرکت سیال نیرو وارد می کند. و با علامت L نشان داده می شود. اما نیروی پسا نیرویی مقاوم در برابر حرکت سیال یا پره می باشد و در اثر وجود اصطکاک و جدائی بوجود

می آید با علامت D نشان داده می شودو بعنوان یک نیروی مزاحم در طراحیها سعی می شود از مقدار آن به شکلی کاست.

اما ضرایب بالابر و پسا اگر نیروی بالابر برابر L باشد و طول وتر و ارتفاع و ضخامت ماکزیمم برای پره به ترتیب C ، $h =$ او $X_p = t$ باشد. ضریب بالابر به شکل زیر تعریف می شود.

$$C_1 = \frac{L/A_1}{1/2\rho V^2} = \frac{L/(C \times \ell)}{1/2\rho V^2} \quad \text{برای (بالا برنده)}$$

$$A_1 = C.l$$

پسا (بازدارنده)

$$A_d = t.L$$

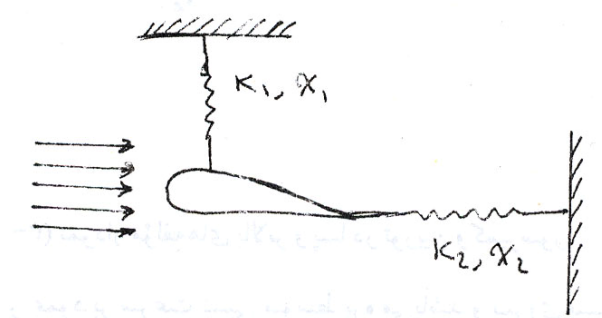
و اگر نیروی پسا برابر D باشد ضریب پسا به شکل زیر تعریف می شود.

$$C_D = \frac{D/A_d}{1/2\rho V^2} = \frac{D/t \cdot \ell}{1/2\rho V^2}$$

توجه اینکه A_D و A_L تعاریف خاصی در جاهای متفاوتی دارند و همه جا تعاریف بالا را ندارند.

۷- بهترین زاویه برخورد:

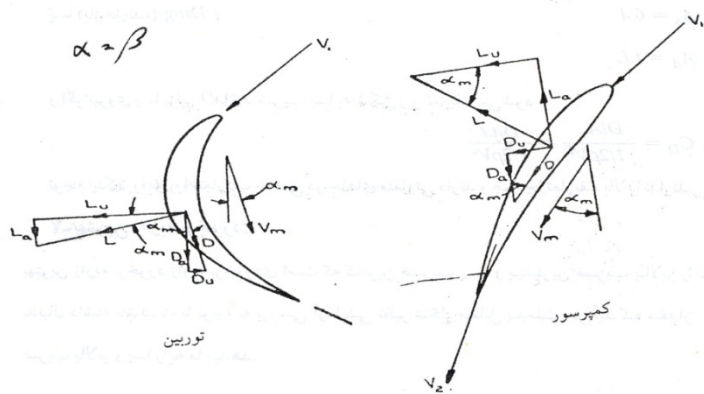
بهترین زاویه برخورد زاویه برخوردی است که کمترین ضریب پسا و بیشترین ضریب بالابر را بدنبال داشته باشد. که با توجه به بررسی آزمایشی نظیر شکل مقابل بدست می آید که مقدار ضریب بالابر و پسا را به ما می دهد.



شکل (۹-۳) اندازه گیری ضریب بالابر و پسا بصورت ساده

۸- انتقال انرژی و افت در دسته پره ها:

در اینجا ارتباط بین ابعاد ایرفویل و فواصل آنها از یکدیگر و ضرایب بالابر و پسا را مورد بررسی قرار می دهیم در شکل نیروهای بالابر و پسا وارده بر یک پره از یک دسته را برای دو حالت کمپرسور و توربین نشان داده شده است.



شکل (۱۰-۳) نمودار مؤلفه های بالابر و پسا در توربین

و

کمپرسور

نکته اینکه نیروی بالابر عمود بر سرعت نسبی متوسط پره می باشد و نیروی پسا در امتداد سرعت نسبی متوسط سیال است. با تجزیه و تحلیل ریاضی و هندسی نیروها داریم:

$$F_a = F_l \times \sin \beta_m \pm F_D \times \cos \beta_m$$

$$F_u = F_l \times \cos \beta_m \pm F_D \times \sin \beta_m$$

در رابطه دوم از دو علامت (+) و (-) استفاده شده است. علامت مثبت برای کمپرسور و پمپ به کار می رود و علامت (-) منفی برای توربین بکار می رود و در رابطه اول منفی برای کمپرسور و پمپ است.

$$F_L = C_l \times \frac{\rho \times V_m^2}{2} \times A$$

$$F_D = C_D \times \frac{\rho \times V_m^2}{2} \times A \quad A = Ch \text{ ارتفاع پره، } C \text{ وتر پره، و لذا } A = Ch$$

$$F_a = \frac{\rho \times V_m^2}{2} \times A (C_D \cos \beta_m \pm C_L \sin \beta_m)$$

$$F_u = \frac{\rho \times V_m^2}{2} \times A (C_L \cos \beta_m \pm C_D \sin \beta_m)$$

از طرفی طبق رابطه سرعت نسبی متوسط داریم:

$$V_m = \frac{V_a}{\cos \beta_m}$$

توضیح: علامت منفی برای کمپرسور و پمپ است .

$$F_a = \frac{\rho \times V_a^2}{2} \times c \times h \times \frac{(C_D \cos \beta_m \pm C_L \sin \beta_m)}{\cos^2 \beta_m}$$

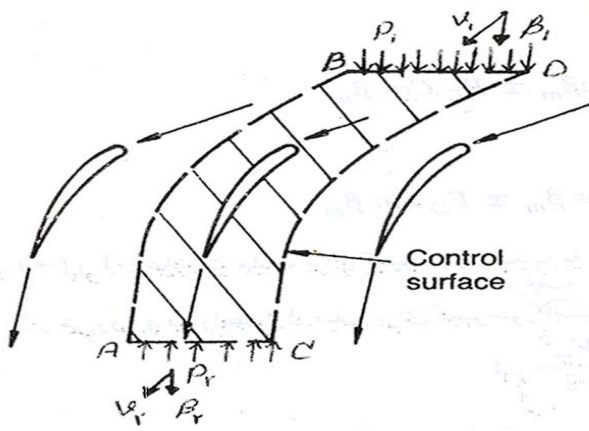
توضیح: علامت منفی برای توربین است .

$$F_u = \frac{\rho \times V_a^2}{2} \times c \times h \times \frac{(C_L \cos \beta_m \pm C_D \sin \beta_m)}{\cos^2 \beta_m}$$

آنچه در این بالا گفته شد مربوط به یک پره تنهاست اما برای یک ردیف پره روابط زیر صدق می کنند.

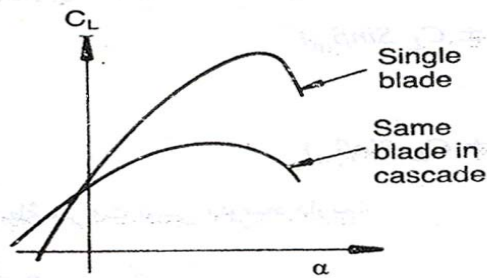
$$C_L = 2 \frac{S}{C} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \cdot \cos \beta_m$$

$$C_D = 2 \frac{S}{C} \cdot \frac{\Delta P}{\rho V_a^2} \cdot \cos^3 \beta_m$$



شکل (۳-۱۰) نمودار یک پره تنهای توربین و

کمپرسور در



در حجم کنترل جریان سیال

حجم کنترل فوق که مرزهای AB و CD آن خطوط جریان می باشد را در نظر می گیریم. S گام پره ها در دسته پره است. از معادله اندازه حرکت کمک گرفته می نویسیم.

نیروی مماسی:

$$F_u = \rho s h v_a (v_{u1} - v_{u2}) = \rho s h v_a (v_1 \sin \beta_1 - v_2 \sin \beta_2)$$

نیروی مماسی برای پمپ یا فن محوری :

$$F_u = \rho s h v_a^2 (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) = \rho s h v_a^2 (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)$$

$$F_a = s h(p_2 - p_1)$$

نیروی محوری حاصل اختلاف فشار می باشد .

$$p = F_u \cdot U$$

اما توان توربوماشین بستگی به نیروی مماسی دارد .

از روابط مربوط به ضرائب بالا بر و پسا استفاده می کنیم و چنین می نویسیم :

$$C_D = \frac{S}{C} \cdot \frac{\Delta P}{\rho V_a^2 / 2} [Cos \beta_m \mp Sin \beta_m \cdot \tan \beta_m] \pm \frac{S}{C} Sin \beta_m Cos^2 \beta_m (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

$$C_L = \frac{S}{C} \cdot Cos^2 \beta_m \left(2(\tan \beta_1 - \tan \beta_2) Cos \beta_m \mp \frac{\Delta P}{\rho V_a^2 / 2} Sin \beta_m \right)$$

غالباً ضرائب فشار ، راندمان ، بالابر و پسای دسته پره را برحسب ضرائب بدون بعد دبی ، قدرت ، افت ساده می کنند چند

ضریب لازم را با روابطشان می نویسیم :

$$\phi = \frac{F_u}{1/2 \rho \cdot S \cdot h \cdot V_a^2} = 2(\tan \beta_1 - \tan \beta_2) = 2(\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)$$

ضریب قدرت :

$$H = \frac{F_u \cdot U}{\rho \cdot s \cdot h \cdot V_a} = \frac{V_a U}{2} \phi \quad ; \quad \frac{h}{U^2}$$

ضریب هد :

$$\varphi = \frac{V_a}{U} \Rightarrow \quad \psi = \frac{\varphi \phi}{2}$$

ضریب دبی :

$$\xi = 1 - \frac{H_L}{1/2 V_a^2}$$

ضریب افت: (H):

$$\eta_p = 1 - \frac{H_L}{H}$$

راندمان پمپها و کمپرسورها :

شکل دیگر راندمان پمپها و کمپرسورها : ساده شده

$$\eta_P = 1 - \frac{1/2V_A^2\xi}{V_a U / 2\phi} = 1 - \phi \frac{\xi}{\phi}$$

شکل دیگر راندمان پمپها و کمپرسورها : ساده شده

$$\eta_P = 1 - \frac{1/2V_A^2\xi}{V_a U / 2\phi} = 1 - \phi \frac{\xi}{\phi}$$

راندمان توربینها :

$$\eta_P = \frac{H}{H + H_L} = \frac{1/2V_A^2\xi}{V_a U / 2\phi} = 1 - \phi \frac{\xi}{\phi}$$

در انتهای چون افت انرژی درصد کمی از کل انرژی منتقل شده است به ظاهر دو فرمول فوق مشابهند . ولی ضرائب آنها در مفهوم با هم فرق دارند.

C_P ضریب افزایش فشار

$$C_P = \frac{P_2 - P_1}{1/2\rho V_r^2} = \frac{(p_2 - p_1) / \rho gh (F_u / 0.5\rho sh V_a^2)}{V_a / U}$$

$$C_P = \frac{P\phi}{\phi}$$

$$R = \frac{P_2 - P_1}{\rho H}$$

درجه عکس العمل:

ضرایب بالا بروپسا:

$$C_D = \frac{S}{C} \xi \cos^3 \beta_m$$

$$C_l = \frac{S}{C} (\phi \cos \beta_m - \xi \cos_m^2 \cdot \sin \beta_m)$$

ضریب استواری دسته پره:

$$\frac{C_L}{C_D} = \frac{\phi}{\xi} (\tan^2 \beta_m + 1) - \tan \beta_m$$

اما ضرایب بالابردسته پره از فرمول مقابل بدست می آید .

$$C_L = 2\pi K \cdot \sin \beta_1$$

مقدار ثابت k به ضریب استواری وزاویه خروجی ایرفول β_2 بستگی دارد که از طریق نمودارهای تجربی بدست می آید.

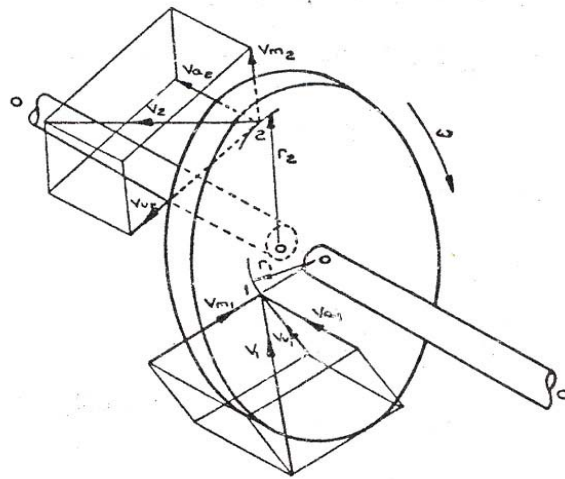
(ب) انتقال (تبادل) انرژی در توربوماشینها :

نحوه تبادل انرژی بین روتور و سیال در همه توربوماشینها یکسان است . با بکار بردن معادلات حرکت سیال ، انرژی منتقل شده قابل بررسی و فرمولبندی خواهد بود.

۱- معادله اویلر در توربو ماشینها :

معادله اویلر ، رابطه اساسی تبادل انرژی بین سیال و روتور است که از قانون دوم نیوتن بدست می آید و با معادله اویلر دیفرانسیلی در سیالات فرق دارد و به معادله توربین اویلر نیز معروف است اگر جریان سیال روی روتوری طبق شکل زیر با مشخصات زیر باشد :

ω سرعت زاویه ای رو تور مقدار ثابت ، ۱ نقطه ورود سیال به المان باشعاع r_1 ، ۲ نقطه خروج سیال . از لمان با شعاع r_2 ، V_1 سرعت مطلق ورودی سیال ، V_2 سرعت مطلق خروجی سیال از جمله خصوصیات دیگر جریان سیال ف دائمی بودن آن است یعنی دارای دبی جرمی ثابتی است خواص سیال ثابت و انتقال حرارت و کاربین المال سیال ومحیط وجود ندارد.



شکل (۱۱-۳) یک روتور با سرعت ورودی (۱) و خروجی (۲)

V_R : مولفه شعاعی سرعت سیال که تغییرات آن باعث تغییر مومنتم در جهت شعاعی شده و با ایجاد اصطکاک در یا ژتاقانها بطور غیر مستقیم نیروی مقاومی برای حرکت رو تور بوجود می آورد ولی این تغییرات اثری در معادله اوپلر ندارد یعنی کاری یا گشتاوری ایجاد نمی کند .

V_a : مولفه محوری سرعت سیال است و تغییرات آن باعث ایجاد نیروی محوری با تغییر مومنتم در این جهت می شود که این نیرو و نیز توسط یاتاقانهای کف گرد خنثی می شود . این تغییرات در معادله اوپلر شرکت نداشته و کار یا گشتاوری تولیدی نمی کند .

V_u : مولفه مماسی سرعت سیال است مقدار و محل اثر این مولفه سبب تغییر در گشتاور گردشی سیال و در نتیجه ایجاد مومنتم حول محور روتور کرده و کار انجام می دهد.

معادله اوپلر:

- محاسبه گشتاور M_2, M_1 و گشتاور کل τ

$$dM = \dot{m} \cdot A = \rho r V_u^2 dA \Rightarrow M = \int \rho r V_u^2 dA = m \cdot r \cdot v_u$$

$$\dot{m} = \rho v_u dA, A = r \cdot V_U \Rightarrow \dot{M} = \int \rho r V_u dA$$

M_1 مقدار منفی دارد (گشتاور سیال ورودی) چون در حال ورود به حجم کنترل با لمان است.

M_2 مقدار مثبتی دارد (گشتاور سیال خروجی) چون در حال خروج از حجم کنترل است.

τ گشتاور عکس العمل روتور در برابر این گشتاور است و تفاضل دو گشتاور فوق است

- محاسبه توان

$$\tau = \dot{m}(r_1 v_{u1} - r_2 v_{u2})$$

$$p = \tau \cdot \omega = m(r_1 \omega v_{u1} - r_2 \omega v_{u2})$$

$$p = m(u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2})$$

U سرعت خطی پره در شعاع r می باشد و دارای $U = r\omega$ است

اما معادله اویلر برحسب توان واحد دبی جرمی سیال بیان میشود.

اما معادله اویلر برحسب توان واحد دبی جرمی سیال بیان می شود.

$$H = U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}$$

۲- مثلث سرعت: مثلث سرعت بیان کننده رابطه هندسی بین سرعت نسبی و سرعت مطلق سیال و سرعت خطی روتور

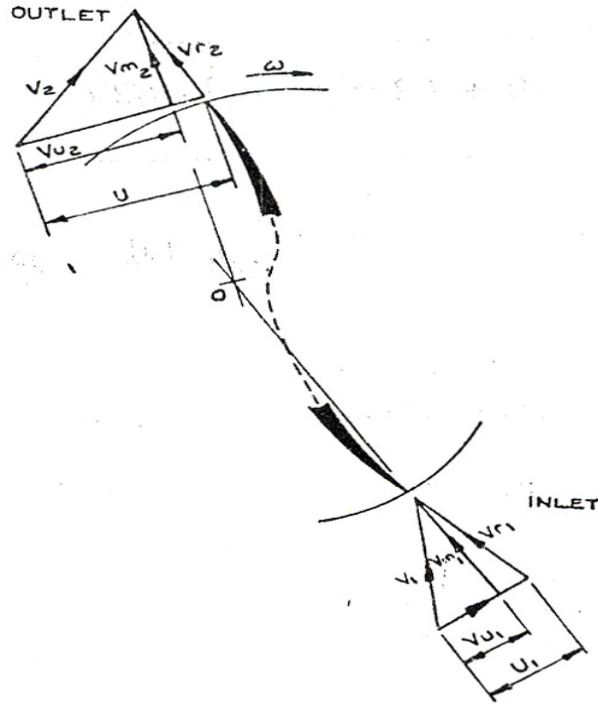
در شعاع مورد نظر می باشد.

α زاویه ورود سیال به پره نسبت به سرعت خطی (مماسی) و β زاویه پره در ورود نسبت به سرعت خطی (مماسی) رابطه

بردارى بین سه برادر

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{V}_r, \quad \vec{U}, \vec{V}, \vec{V}_r$$

خروجی



ورودی

شکل (۳-۱۲) مثلث سرعت برای ورودی و خروجی یک روتور معمولی

با استفاده از مثلث سرعت فرمول اوپلر را می توان بصورت زیر نوشت:

$$V_a^2 = V^2 - V_u^2$$

$$V_a^2 = V_r^2 - (U - V_u)^2 \Rightarrow V^2 - V_u^2 = V_r^2 - (U^2 - V_u^2)$$

$$V^2 - V_u^2 = V_r^2 - U^2 + 2uV_u - V_u^2 \Rightarrow$$

$$UV_u = 1/2(V^2 + U^2 - V_r^2)$$

پس از جایگزینی و باز نویسی معادله اوپلر میشود:

$$H = 1/2(V_1^2 - V_2^2) + 1/2(U_1^2 - U_2^2) - 1/2(V_{r1}^2 - V_{r2}^2)$$

معرفی مؤلفه های انرژی در معادله اویلر:

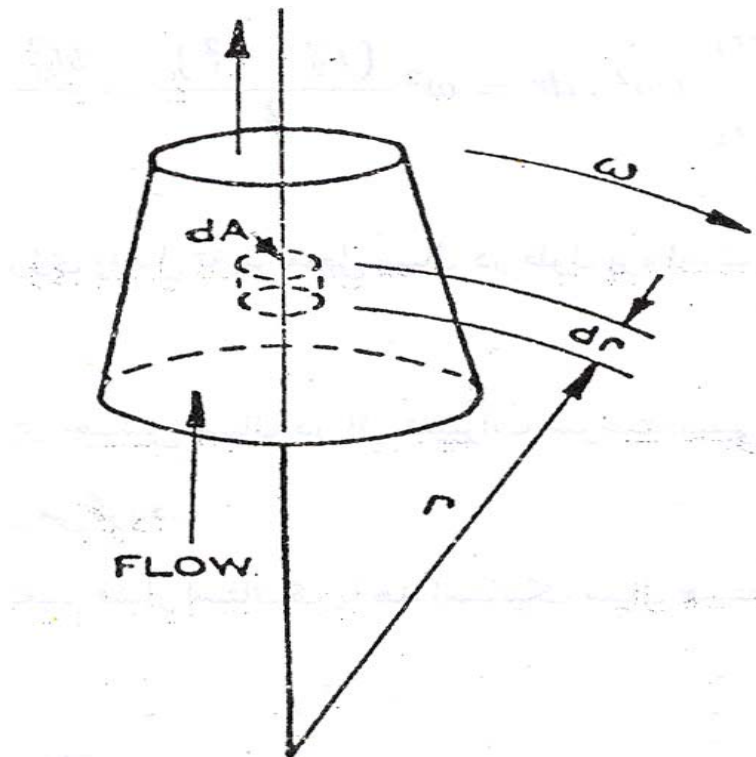
مؤلفه $\frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2}$ تغییرات انرژی جنبشی سیال یا هد دینامیکی است. این مؤلفه برای توربو ماشینهای جاذب قدرت مثل

پمپ و کمپرسور مقداری منفی است. و برای توربو ماشینهای مولد قدرت مثل توربین مقداری مثبت است.

مؤلفه $\frac{(U_1^2 - U_2^2)}{2}$ این مؤلفه نیاز به تحلیل بیشتری دارد تغییرات آن معرف انجام کار بر روی واحد جرم سیال است و

حرکت سیال با سرعت زاویه ای ω از شعاع r_1 به شعاع r_2 است. (تغییرات انرژی جنبشی سیال در اثر چرخش و حرکت آن

از r_1 به r_2 است) یا انرژی گریز از مرکز با توجه به شکل زیر و فرض جریان دائم و سرعت زاویه ای ω می توان نوشت.



شکل (۱۳-۳) یک حجم کنترل روی سطح پره

نیروی گریز از مرکز طبق رابطه زیر ایجاد فشار می کند.

$$F_p = dp.dA$$

$$F_C = dm.r\omega^2 = pdr.dA.r\omega^2$$

برای اینکه المان در حال تعادل باشد باید

$$F_p = F_C$$

$$\frac{dp}{p} = r\omega^2 .dr$$

حجم مخصوص سیال $\left(V = \frac{1}{p}\right)$ لذا:

$$\frac{dp}{\rho} = vdp$$

$$\int_{p_1}^{p_2} vdp = \int_{r_1}^{r_2} r\omega^2 .dr = \omega^2 \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{2} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

لذا در حقیقت این مولفه تغییرات انرژی بدلیل تغییر محل سیال در طول پره است .

مولفه $\frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2}$ تغییرات انرژی جنبشی سیال در اثر تغییرات سرعت نسبی سیال است که سبب تغییرات سرعت نسبی

سیال است . که سبب تغییر فشار سیال در طول رتور می گردد .

در نتیجه دو مولفه آخر نشاندهنده تغییر استاتیک یا هد استاتیک سیال هستند.

۴- درجه عکس العمل و ضربه :

با تعریف پارامتر جدید ، درجه عکس العمل و ضربه را مشخص می کنیم.

تغییر فشار استاتیک که در روتور اتفاق می افتد.

R=

تغییر فشاری که در مجموع روتور و استاتور اتفاق می افتد.

ماشین با عکس العمل : فشار سیال در ورود و خروج از ماشین تغییر می کند مانند توربین بخار، پمپها

ماشین بدون عکس العمل (ضربه ای) : فشار سیال در ورود و خروج از ماشین تغییر نمی کند مانند توربین پلتون

اگر تغییر فشار استاتیک روی رو تور $\Delta P_r =$

تغییر فشار استاتیک روی استاتور $\Delta P_s =$

$$R = \frac{\Delta p_r}{\Delta p_r + \Delta p_s}$$

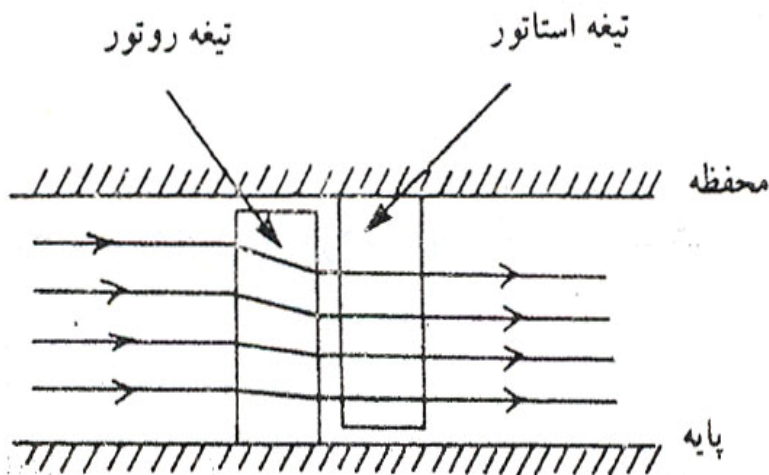
درجه عکس العمل نسبت زیر خواهد بود در تغییر

یعنی :

$$R = \frac{1/2(U_1^2 - U_2^2) + 1/2(V_{r2}^2 - V_{r1}^2)}{H} = \frac{U_1^2 - U_2^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2 \times U(V_{U1} - V_{U2})}$$

درجه عکس العمل می تواند مثبت، منفی و صفر باشد. در عمل دو نوع درجه عکس العمل کاربرد دارند ($R=0$) بنام توربو ماشینهای ضربه ای مثل چرخ پلتون، که هیچ تغییر فشاری در روتور نداریم و به همین خاطر نیازی به محفظه جهت کنترل فشار نداریم. و تغییرات سرعت، باعث تغییر ممنتوم ذرات سیال شده و روتور می چرخد. در چرخ پلتون تغییرات انرژی حاصله گریز از مرکز و انرژی جنبشی سرعت نسبی یکدیگر را خنثی می کنند. و دیگری درجه عکس العمل نیم ($R=0.5$) این سری توربو ماشینها چون شکل تیغه های روتور و استاتور آنها یکی می باشد، ساخت آسانی دارد و کاربرد زیادی دارند.

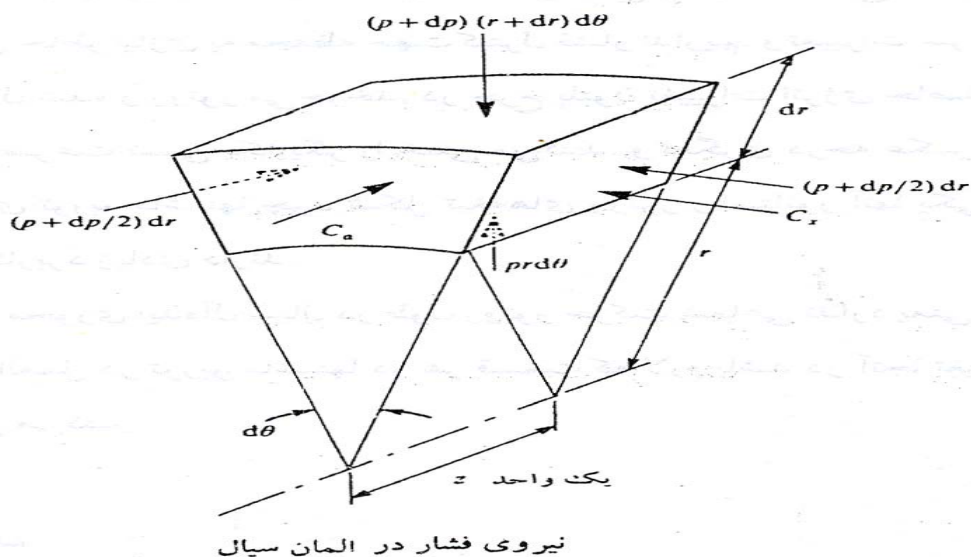
۵- تعادل شعاعی



تعادل شعاعی مربوط به حرکت سیال در توربو ماشین های جریان محوری است و بر اساس این روش جریان سیال فقط در حین تماس با

پره در جهت شعاع نیز حرکت می کند. قبل و بعد از پره سیال دارای حرکت محوری بوده و در جهت شعاع حرکت ندارد، البته در جهت مماس نیز حرکت می کند. اما در عمل بلافاصله بعد از پره تعادل شعاعی پیش نمی آید.

شکل (۳-۱۴) انحراف خطوط جریان در روتور برای تعادل شعاعی



شکل (۳-۱۵) یک حجم کنترل روی تیغه در حال حرکت

برای فرموله کردن تعادل شعاعی از شکل بالا استفاده می کنیم.

چون زاویه کوچک است می توانیم بنویسیم

$$\sin \frac{d\theta}{2} \cong \frac{d\theta}{2}$$

$$V_U = r\omega$$

نیروی گریز از مرکز و نیروی حاصل از فشار دوطرف سیال (بالا و پائین) در امتداد شعاعی برابرند.

$$F_p = (P + dP)(r + dr)d\theta - P.r.d\theta - 2\left(P + \frac{dp}{2}\right)dr.\frac{d\theta}{2}$$

$$F_C = pr.dr.d\theta \cdot \frac{V_u^2}{r}$$

اگر بخواهیم سیال در امتداد شعاع حرکت باشد باید $F_C = F_p$ باشد.

$$\cdot F_p = F_C (P + d_p)(r + dr)d\phi - p.r.d\theta - 2\left(p + \frac{dp}{2}\right)dr \cdot \frac{d\theta}{2} pr.dr.d\theta \cdot \frac{V_u^2}{r}$$

$$\frac{dp}{dr} = p \frac{V_u^2}{r}$$

از تساوی این دو رابطه نتیجه می گیریم که :

این رابطه را تعادل شعاعی می گویند این رابطه کلی است و برای جریانهای متعددی کاربرد دارد برای بکار بردن آن نیاز به اصلاحاتی دارد که در زیر آمده است .

مثلاً اگر سیال تراکم پذیر باشد:

$$h_o = h + \frac{v^2}{2} = C_p T + 1/2(V_u^2 + V_a^2)$$

$$\frac{dh_o}{dr} = V_u \frac{dv_u}{dr} + v_a \frac{dv_a}{dr} + \frac{y}{y-1} \left(\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dr} - \frac{p}{\rho^2} \frac{d\rho}{dr} \right) \quad c_p T = \frac{Y}{Y-1} \cdot \frac{P}{\rho}$$

$$\frac{p}{\rho^k} = Cte \Rightarrow \frac{d\rho}{dr} = \frac{p}{k_p} \cdot \frac{dp}{dr}$$

$$\frac{dh_o}{dr} = v_u \frac{dv_u}{dr} + v_a \frac{dv_a}{dr} + \frac{dv_a}{dr} \cdot \frac{v_u^2}{r}$$

$$p_o = p + 1/2 \rho (v_a^2 + v_u^2)$$

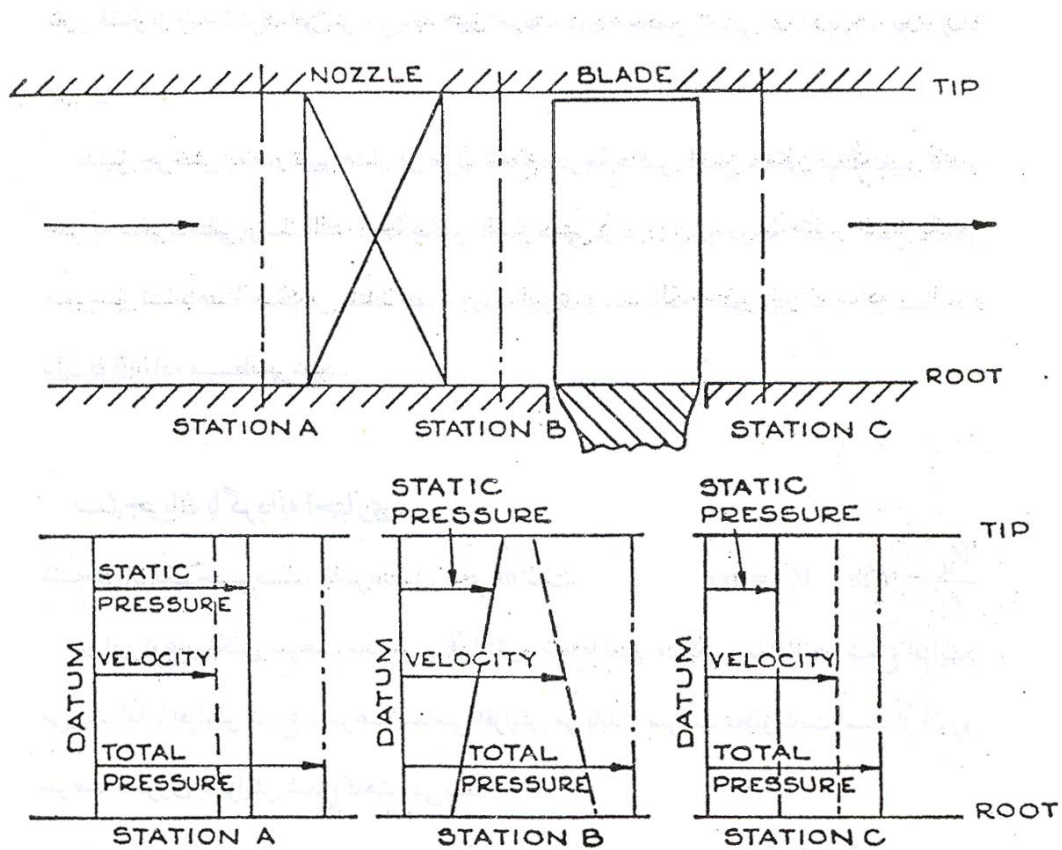
$$\frac{1}{p} \cdot \frac{dp_o}{dr} = v_u \frac{dv_u}{dr} + v_a \frac{dv_a}{dr} + v_a \frac{dv_a}{dr} + \frac{v_u^2}{r}$$

سیال تراکم ناپذیر :

با انتگرال گیری خواهیم داشت :

$$v_u \cdot r = Cte$$

اثر جریان محوری با گردابه آزاد در شکل زیر نشان داده شده است .



شکل (۱۶-۳) اثر طراحی با گردابه آزاد

در مقطع A تعادل شعاعی وجود دارد بعد از گذر از شیپوره چون دارای چرخش آزاد هستیم و دبی جرمی ثابت است و سرعت از پایه (ریشه) تا نوک کم می شود چون شعاع زیاد می شود و فشار کل (سکون) ثابت است . پس طبق رابطه برنولی از ریشه تا نوک فشار استاتیکی زیاد می شود اما بعد از گذر از پره متحرک باز به تعادل شعاع می رسیم یعنی از حالت چرخش رها می شود . حال اگر راندمان η بالائی بخواهیم باید سرعت در خروجی رو تورمحوری (v_a) باشد و از پایه تا نوک یکنواخت ، در این صورت فشار استاتیک نیز از پایه تا نوک افزایش می یابد طبق تعریف درجه عکس العملی نیز از پایه تا نوک زیاد می شود.

بدلیل چرخش تیغه و تغییر فاشز در طول شعاع، درجه عکس العمل ممکن است تغییر کند و حتی به صفر یا منفی برسد. البته عکس العمل منفی در توربین و یا ئدرجه عکس العمل یک در کمپرسور نشاندهنده معکوس شدن جهت ورود انرژی نیست بلکه منظور ایت است که سیال درنازل فوق العاده منبسط می شود.

(ب) جریان با گردابه اجباری :

$$\frac{V_u}{r} = Cte \quad V_u = r\omega \quad \text{شبيه دوران يك جسم صلب با سرعت زاويه ای } \omega \text{ است .}$$

دراین ورتکس سرعت مماسی v_u با تغییر شعاع تغییر می کند و با افزایش شعاع افزایش می یابد . اما با افزایش شعاع ، سرعت مماسی افزایش می یابد و سرعت مطلق ثابت است از آن رو سرعت محوری با افزایش شعاع کاهش می یابد.

$$v^2 = v_a^2 + v_u^2$$

آنتالپی کل و یا فشار کل (سکون) سیال را یکنواخت فرض می کنیم داریم :

$$V_u \frac{dV_u}{dr} + V_a \frac{dV_a}{dr} + \frac{V_u^2}{r} = 0 \quad ; V_u = K \cdot r \quad ; \frac{dV_u}{r} = K$$

$$\Rightarrow V_a \frac{dV_a}{dr} + 2K^2 r = 0 \Rightarrow V_a^2 = C - 2K^2 r^2$$

ازاین رابطه این موضوع مشخص است که با افزایش شعاع ، سرعت محوری (v_a) کاهش می یابد اینک روابطی ازاین نوع گردابه درمورد سیال تراکم پذیر را که در مسائل کاربرد دارد بررسی می کنیم بشرح زیر است :

نقاط ۱ و ۲ به ترتیب نقاط ورودی و خروجی ازپرده متحرک می باشد ۱ و ۲ دو تعادل شعاعی متفاوت می باشند.

$$h_{o1} - h_{o2} = U (V_{u2} - V_{u1}) = \omega (K_2 - K_1) r^2$$

$$\frac{dh_{o1}}{dr} = 0$$

$$\frac{dh_{o2}}{dr} = 2\omega(k_{21} - k_1)r$$

از رابطه موجود برای سیال قابل تراکم کمک می گیریم و فرمول فوق به شکل زیر در می آید .

$$2\omega(k_2 - k_1)r = \frac{d}{dr}\left(\frac{V_{a^2}}{2}\right) + 2k_{2^2}r^2$$

با انتگرال گیری :

$$V_{a^2} = c - 2k_{2^2}r^2 + 2\omega(k_2 - k_1)r^2$$

مقادیر ثابت مجهول C و c با استفاده از بقای جرم بدست می آیند.

(شعاع پایه r_h ، شعاع نوک r_t)

$$\dot{m} = 2\pi \int_{r_h}^{r_t} \rho v_2 . r dr$$

نکات دیگر لازم برای این نوع گردابه آنست که اولاً چرخش اجباری مصنوعی را در اولین رو تور باید ایجاد کرد و ثانیاً نسبت قطر نوک به قطر پایه باید محدود باشد چون (v_a) در جهت شعاع کاهش یافته و اگر طول تیغه محدود نباشد ، (v_a) به صفر رسیده و شاید هم منفی شود . بنابراین در بخشی از پره جریان معکوسی خواهیم داشت .

ج - جریان بر روی پره ها با زاویه خروجی ثابت :

زاویه خروجی ثابت به این معنی است که زاویه خروجی تابعی از شعاع نباشد . با فرض ثابت بودن زاویه α نسبت به شعاع ، جریان را بین دو تیغه ساکن و متحرک می توان کرد. از روی مثلث سرعت داریم :

$$V_a = V_U \tan \alpha$$

از تعادل شعاعی کمک گرفته و می نویسیم :

و با کمی تغییرات داریم

$$v_a \cot g^2 \alpha \frac{dv_a}{dr} + v_a \frac{dv_a}{dr} + \frac{v_u^2}{r} = 0$$

$$\frac{dv_a}{v_a} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) = -\frac{dr}{r}$$

$$\frac{dv_a}{v_a} = -\operatorname{Cos}^2 \alpha \frac{dr}{r} \Rightarrow v_a \cdot r \operatorname{Cos}^2 \alpha = Cte$$

حالت خاص : ورتکس آزاد:

$$v_u r \operatorname{Cos}^2 \alpha = Cte$$

$$\alpha = 0 \Rightarrow v_u \cdot r = cte$$

(د) جریان گردابه روی پره ها با درجه عکس العمل ثابت :

توزیع مولفه دروان سرعت سیال در حالت کلی برای جریان ورود و خروج از پره های کمپرسور محوری از رابطه زیر بدست

می آید:

$$v_{u1} = ar^n - \frac{b}{r}$$

ورود به پره

$$v_{u2} = ar^n + \frac{b}{r}$$

خروج از پره

نکته : تا قبل از این بند، تمام سرعتهایی که مشخص نشده اند برای ورود به پره بودند . حالت خاص این مورد $n = 0$

است که شکل منحنی ها نمائی و مشابه ورتکس آزاد است . اما حالت خاص دیگر $n = 1$ است که بادرجه عکس العمل ثابت

بیان می شود.

$$v_{u1} = ar^n - \frac{b}{r}$$

$$v_{u2} = ar^n + \frac{b}{r}$$

$$R = \frac{v_a}{2U} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2) = \frac{v_{ru1} + v_{ru2}}{2u}$$

این رابطه برای کمپرسورهای محوری صادق است .

$$R = \frac{(v_{ru1} + v_{ru2})}{2u} = \frac{(u - v_{u1}) + (u - v_{u2})}{2u} = 1 - \frac{v_{u1} + v_{u2}}{2u} = 1 - \frac{a}{\omega}$$

ω, a مقادیری ثابتند بنابراین ثابت شد که درجه عکس العمل ثابت است .

$$R = 1 - \frac{a}{\omega}$$

این رابطه فقط در حالتی که سرعت سیال در جهت محور تابعی از شعاع نباشد صادق است اما حالتی که سرعت محوری تابع شعاع باشد با استفاده از شرط تعادل شعاعی خواهیم داشت :

$$v_a \frac{dv_a}{dr} + v_u \frac{dv_u}{dr} + \frac{v_u^2}{r} = 0$$

$$va1^2 = C - 4a \left(\frac{ar^2}{2} - b \ln r \right) \quad \text{با استفاده از روابط بالا داریم :}$$

$$va2^2 = C - 4a \left(\frac{ar^2}{2} - b \ln r \right)$$

هـ) حالت کلی تر جریان دورانی بر روی پره ها : طبق رابطه $v_u = kr^n$ می باشد n, k ثابت می توانند مثبت ، منفی و

یاصفر باشند و با فرض $\frac{d\rho_o}{dr}$ و $\frac{dh_o}{dr}$ برابر صفر داریم :

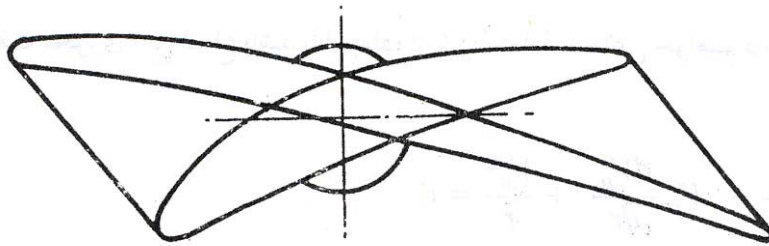
M شرایط وسط پره است با فرض $n=0$ خواهیم داشت :

$$\frac{v_a}{v_{am}} = \left\{ 1 - 2(\tan^2 \alpha_m) \left(\frac{n+1}{n} \right) \left(\frac{r}{r_m} \right)^2 - 1 \right\}^{1/2}$$

محدودیت انتخاب n بستگی به نسبت های $\frac{r_i}{r_m}, \frac{r_h}{r_m}$ دارد.

n=-2 جریان با دوران زیاد است .

$$\frac{v_a}{v_{am}} = \left\{ 1 - 2(\tan^2 \alpha_m) \ln \frac{r}{r_m} \right\}^{1/2}$$



شکل (۱۷-۳) یک پره که از پایه تا نوک چرخنده است .

ضریب بار (ψ): طبق فرمول روبرو تعریف می شود و برای تعیین آئروئینامیک سیال و رفتار آن با جامد (لایه مرزی) استفاده می شود .

تغییرات ضریب بار برای توربین و کمپرسور به شکل زیر خواهد بود .

$$\phi = \frac{-\Delta h_o}{u^2} = \frac{-\Delta(uv_a)}{u_2} = \frac{\Delta v_u}{u}$$

تغییرات ضریب بار برای توربین و کمپرسور به شکل زیر خواهد بود.

توربین	بارسنگین $\psi > 1.5$	کمپرسور منفی	بار سنگین $\psi > 0.5$
	بارسبک $\psi < 1$		بارسبک $\psi > 0.3$

۸- ضریب جریان (سرعت) ϕ - نسبت سرعت محوری خطی پره است.

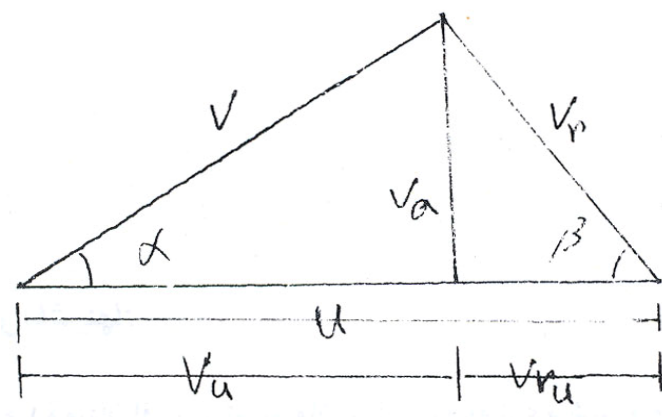
طبق رابطه روبرو تعریف می شود:

سرعت محوری

$$\varphi = \frac{v_a}{u} =$$

سرعت خطی پره

این دوزیپ برای مشخص کردن مثلث سرعت بکار می روند .



این شکل (۳-۱۸) مثلث یک مقطع پره

۹- ضریب بهره دهی ϵ : نسبت کار ایده آل خروجی به انرژی موجود برای تبدیل به کار را ضریب بهره دهی گویند و به

شکل زیر تعریف می شود:

$$u_f = \text{کارایده آل خروجی} = \epsilon = \frac{W_i}{W_a}$$

انرژی موجود در سیال برای تبدیل به کار

$$W_a = \text{انرژی موجود برای تبدیل کار} = \frac{V_1^2 + (U_1^2 - U_2^2) + (Vr_2^2 - Vr_1^2)}{2} = W_i + \frac{V_2^2}{2}$$

$$W_i = \text{کار ایده آل خروجی} = \frac{(V_1^2 - V_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (Vr_2^2 - Vr_1^2)}{2}$$

این مقدار معمولا بین $0.95 < \epsilon < 0.9$ است.

در شرایط خاصی این مقدار به ماکزیمم می رسد که در جای خود توضیح داده خواهد شد.

گاهی ضریب بهره دهی بر حسب نسبت سرعت خطی و سرعت سیال بیان می شود که ضریب سرعت نیز نام می گیرد .

$$\Phi = \frac{U_1}{V_1}$$

۱۰- راندمان توربو ماشینها :

راندمان واژه ای که نشاندهنده میزان افت در توربوماشین است و به نوع ماشین و میزان دقت در به حساب آوردن افت ها ، و فرضهای موجود برای حالات مختلف بستگی دارد. راندمان یک تقسیم

بندی کلی دارد و آن نوع ماشین از لحاظ قدرت است یعنی ماشین مولد قدرت یا جاذب قدرت باشد به دو دسته با دو مفهوم متفاوت بیان می شود . در ضمن در توربو ماشینهای چند مرحله راندمان مرحله و راندمان کل با هم فرق دارند . روابط در مورد توربو ماشینهای با سیال قابل تراکم از سیال غیر قابل تراکم پیچیده تر و افتهای بیشتری وارد محاسبات می شود که بنا به حساسیت وارده فرضیات مختلفی روی یک حالت و چند فرمول راندمان برای آن حالت بدست می آید.

عمده افتهای موجود در توربو ماشینها عبارتند از :

۱- اصطکاک بویژه در یاتاقانها (نیروی ناشی از سرعتهای محوری و شعاعی با ایجاد و ازدیاد ضریب اصطکاک)

۲- جریان غیر دائمی اصطکاک بین پره و سیال

۳- انتقال حرارت در توربو ماشینهایی که در دماهای بالا کار می کنند مثل توربینهای گازی و بخار

۴- اثرات پره ها روی یکدیگر ، لغزش و کاویتاسیون ، هریک در جای مخصوص خود.

۵- نیروی پسا (جدایی ، لایه مرزی و.....) در دسته پره ها .

۶- افت در اثر جریان ثانویه در دسته پره ها

۷- شوک و تغییرات نامناسب فشار و برخورد سیال با ضربه زیاد به پره ها در زوایه حمله نامناسب . البته در مواردی نیز افت‌هایی غیر از این افت‌ها وجود دارد .

الف (راندمان توربو ماشینهای یا سیال غیر قابل تراکم :

راندمان توربینها : سه نوع راندمان تعریف می کنیم برای این اساس که سه نوع کار در این مورد تعریف می شود.

کار اول: (W_s) کار خروجی محور (انرژی مکانیکی داده شده به محور)

کار دوم : (W_i) کار ایده آل خروجی (انرژی هیدرو دینامیکی قابل استفاده سیال)

کار سوم : (W_r) انرژی منتقل شده بین سیال و روتور (خروجی شفت) بدون افت مکانیکی (انرژی مکانیکی محور توربین)

$$\eta_{it} = \frac{W_r}{W_i}$$

۱- بازده یا راندمان هیدرو دینامیکی (آدیاباتیکی ، اتونتروپیک) توربین

۲- راندمان کلی توربین :

$$\eta_{ot} = \frac{W_s}{W_i}$$

۳- راندمان مکانیکی توربین :

$$\eta_{mt} = \frac{W_s}{W_r}$$

رابطه بین این سه راندمان به شکل زیر است :

$$\eta_{ot} = \eta_{it} \times \eta_{mt}$$

رابطه بین کارهای توربین بصورت زیر است :

$$W_i \setminus W_r \setminus W_s$$

رابطه بین هدهای توربین بصورت زیر است:

H_s ، H_r و H_i برای توربینها آبی مقادیر واقعی کار (البته در اینجا هد آورده شده اند) I برای ورودی و e برای خروجی

$$H = \frac{P_i - P_e}{\rho} + \frac{V_i^2 - V_e^2}{2} + (U_i - U_e) \quad u_i \langle u_e$$

U : انرژی داخلی W_r, W_s بابه حساب آوردن افتها محاسبه می شود.

$$H_i = \frac{P_i - P_e}{\rho} + \frac{V_i^2 - V_e^2}{2} = H_{\max}$$

$$\eta_{ot} = \frac{W_s}{(P_i - P_e) / \rho + (V_i^2 - V_e^2) / 2}$$

$$\eta_{it} = \frac{W_r}{(P_i - P_e) / \rho + (V_i^2 - V_e^2) / 2}$$

پمپ ها که نوعی توربوماشین می باشد برای انتقالی مایعات از یک ناحیه کم فشار به ناحیه پرفشار به کار می روند.

پمپ ها همچنین برای انتقال مایعات از یک سطح کم ارتفاع به یک سطح مرتفع مورد استفاده قرار می گیرد. از دیگر موارد

استفاده پمپ ها میتوان به انتقال مایع از یک مکان به مکان دیگر و نیز شتاب دادن مایعات در لوله ها اشاره کرد.

۲- راندمان پمپها: همان تعاریف مربوط به کار در مورد توربین برای این حالت نیز صادق است منتها می دانیم که کار

واقعی ورودی W_s از کار ایده آل ورودی یعنی W_i بیشتر است چون در حالت ایده آل افتهایی برای غلبه منظور نکرده ایم.

پس همچنین داریم:

$$W_s > W_r > W_i$$

$$\eta_{op} = \eta_{ip} \times \eta_{mp}$$

$$\eta_{op} = \frac{W_i}{W_s}$$

$$\eta_{ip} = \frac{W_i}{W_r}$$

$$\eta_{mp} = \frac{W_r}{W_s}$$

در پمپها $U_e > U_i$

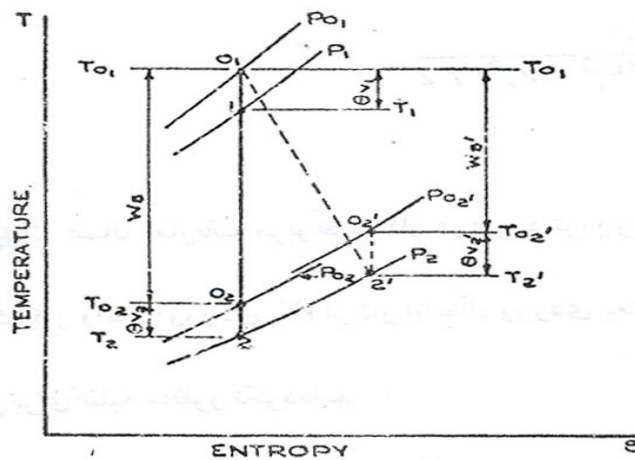
$$H_p = \frac{P_e - P_i}{\rho} + \frac{V_e^2 - V_i^2}{2} + (U_e - U_i)$$

$$HP_{\min} = \frac{P_e - P_i}{\rho} + \frac{V_e^2 - V_i^2}{2}$$

$$\eta_{OP} = \frac{(P_e - P_i) / \rho + (V_e^2 - V_i^2) / 2}{W_r}$$

ب) راندمان توربو ماشینها با سیال قابل تراکم :

۱- توربینهای گاز و بخار با فرض گاز کامل بودن سیال.



شکل (۳-۱۸) نمودار T-S برای تحویل انبساط در توربین

تعریف راندمان این سری توربینها مفهوم تعریف توربین ها ای را دارد . یعنی نسبت کار واقعی خروجی w_s ولی با سه فرض در مورد کار خروجی مفید سه راندمان متفاوت به شرح زیر بدست می آوریم :

مورد اول : کار مفید خروجی را کار محور بدانیم انرژی خروجی سیال را انرژی ورودی به مرحله بعد بدانیم .

$$\eta_t = \frac{w'_s}{w_s}$$

در همه جا فرض $g=1$ داریم

$$\begin{aligned} w_s = \Delta h_o &= \left(C_p T_1 + \frac{V_1^2}{2g_c} \right) - \left(C_p T_2 + \frac{V_2^2}{2g_c} \right) \\ &= (C_p T_1 + C_p \theta_{V1}) - (C_p T_2 + C_p \theta_{V2}) = C_p (T_{01} - T_{02}) \\ W_s &= C(T_{01} - T_{02}) = \Delta h_o \\ \eta_t = \frac{w_s}{w'_s} &= \frac{\Delta h_o}{\Delta h_o} = \frac{C_p (T_{01} - T_{02})}{C_p (T_{01} - T_{02})} = \frac{(T_{01} - T_{02})}{(T_1 - T_2) + (\theta_{V1} - \theta_{V2})} \end{aligned}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{Y}{Y-1}}, T_1 - T_2 = T_2 \left(\text{Pr}^{\frac{Y}{Y-1}} - 1 \right)$$

$$\text{Pr} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)$$

اگر

$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} \left(\text{Pr}^{\frac{Y-1}{Y}} - 1 \right) / \text{Pr}^{\frac{Y-1}{Y}}}$$

با فرض گاز کامل و ساده کردن :

$$w_s = \eta_t \cdot C_p \cdot T_{01} \left[\frac{\text{Pr}^{\frac{Y-1}{Y}} - 1}{\text{Pr}^{\frac{Y-1}{Y}}} \right]$$

مورد دوم : کار خروجی مفید را فقط کار محور بدانیم و انرژی خروجی سیال را تلف شده فرض کنیم

$$w_s = c_p (T_{01} - T_2) + C_p \theta_{V1}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{Y-1}{Y}} \cdot \eta_{stage}$$

$$w_s = C_p T_1 \frac{p_r^{\frac{y-1}{y}} - 1}{p_r^{\frac{y-1}{y}}} + C_p \theta_{v1}$$

$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_1 \left[\left(P_{ro}^{\frac{Y-1}{y}} - 1 \right) / p_{ro}^{\frac{y-1}{y}} \right] + \theta_{v1}}$$

$$w_s = \eta_t \cdot C_p \cdot \left[T_1 \frac{p_r^{\frac{y-1}{y}} - 1}{p_r^{\frac{y-1}{y}}} + \theta_{v1} \right]$$

مورد سوم : کار خروجی مفید را کار شفت + انرژی خروجی سیال بدانیم .

$$W_s = W_s + \frac{V_2^2}{2}$$

W_s همان مقدار مورد دوم است

$$W_s = C_p (T_{01} + T_{02}) + C_p \theta_{v2} = C_p (T_{01} + T_2)$$

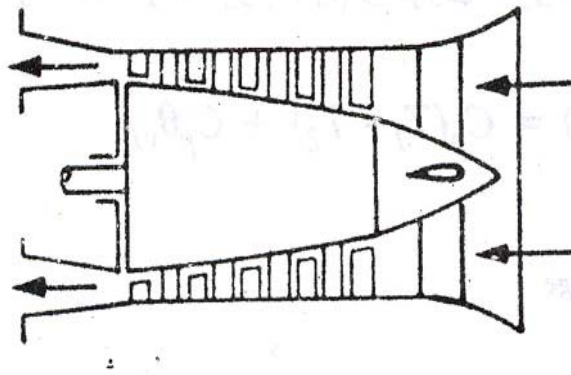
$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_1 \left[\left(P_{ro}^{\frac{Y-1}{y}} - 1 \right) / p_{ro}^{\frac{y-1}{y}} \right] + \theta_{v1}}$$

$$W_s = \eta_t \cdot C_p \cdot \left[T_1 \frac{P_r^{\frac{Y-1}{y}} - 1}{P_r^{\frac{Y-1}{y}}} + \theta_{v1} \right]$$

۲- راندمان کمپرسورها :

بنا به تعریف راندمان کمپرسورها داریم

$$\eta_t = \frac{w_s}{W_s} = \frac{\text{کار ایده آل ورودی}}{\text{کار واقعی ورودی}}$$



شکل (۳-۱۹) کمپرسور جریان محوری

با توجه به شکل و روابط حاکم بر این پارامترها می توان نوشت .

$$\eta_c = \frac{C_p(T_{02} - T_{01})}{C_p(T_{02} - T_{01})} = \frac{T_2 - T_1 + (\theta_{V2} - \theta_{V1})}{T_{02} - T_{01}}$$

$$\frac{T_{01}}{T_{02}} = \frac{(P_{02})^{Y-1/Y}}{P_{01}} \quad P_{02} \cong P_{02} \quad , Y = \frac{C_p}{C_v}$$

$$\eta = \frac{T_{01}[(P_{02}/P_{01})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1]}{T_{02'} - T_{01}} = \frac{T_1[(P_2/P_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1] + (V_2^2 - V_1^2)/2C_p}{T_{02} - T_{01}}$$

با صرف نظر از انرژی جنبشی خروجی :

$$\eta_c = \frac{T_{01} \left[(P_{02}/P_{01})^{\frac{Y-1}{Y}} - 1 \right] - V_1^2 / 2C_p}{T_{02} - T_{01}}$$

کار واقعی لازم برای کمپرسور :

$$W_C = W_S = C_p(T_{02} - T_{01}) = \frac{C_p T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{Y-1}{Y}} - 1 \right]$$

راندمان دیگر برای کمپرسور راندمان استاتیکی است . (راندمان ایزوترم)

$$\eta_{cst} = \frac{C_p(T_2 - T_{01})}{C_p(T_2 - T_1)} = \frac{(P_2 / P_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_2 / T_1}$$

$$W_{cst} = \frac{C_p T_1}{\eta_{CST}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$W_{ideal} = \int_{v_1}^{v_2} \rho dv = RT_1 \ln \frac{P_1}{P_2}$$

راندمان ایزوترم به صورت ساده شده عبارتست از :

$$w_{ac} = C_p(T_2 - T_1) - q$$

$$\eta_{cis} = \frac{RT_1 \ln p_2 / p_1}{C_p(T_2 - T_1) - q}$$

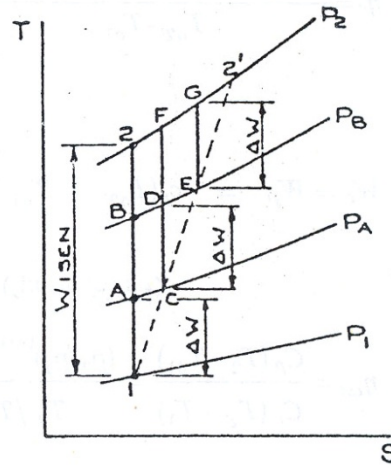
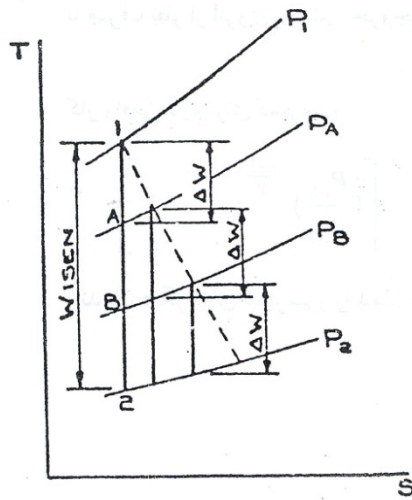
ج (راندمان مرحله η_{stage})

۱- کمپرسورها :

برای کمپرسور از فشار p_1 به p_4 یک مرحله ای داریم : $\eta_c = \frac{w_s}{w'_s}$ و برای کمپرسورها از فشار p_1 به p_4 چند مرحله ای

داریم :

$$\eta_{cs} = \frac{\sum \Delta w_s}{w_s}$$



شکل (۲۰-۳) چند مرحله از توربین و کمپرسور

از طرفی روس شکل می توانی فهمید که : $\sum \Delta w_s > w_s$

در نتیجه راندمان مرحله از راندمان کل بزرگتر است :

$$\eta_c < \eta_{cs}$$

اما با تعریف ضریب « پیش گرم کن » داریم :

$$R_f = \frac{\sum w_{ideal.st}}{w_{ideal}}$$

N تعداد مراحل

فشار مرحله آخر

$$p_r = \frac{\text{فشار اولین مرحله}}{\text{فشار مرحله آخر}}$$

$$\eta_c = \frac{p_r^{\frac{n(y-1)}{y}} - 1}{\left[1 + \frac{1}{\eta_{st}} \left[p_r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right]^n - 1}$$

۲- توربینها :

با توجه به نمودار توربین و تعریف راندمان توربینها $\eta_t = \frac{W_{ac}}{W_{id}}$ (برای توربین یک مرحله ای از فشار p_1 به p_4)

اما برای توربین چند مرحله ای از فشار p_1 به p_4 داریم:

$$\eta_{ts} = \frac{W_{ac}}{\sum \Delta W_{id}}$$

$$\sum \Delta W_{ideal} \eta_{ideal}$$

با توجه به شکل می توان فهمید که :

پس نتیجه می شود که راندمان مرحله در توربین کمتر از راندمان کل توربین است : $\eta_t < \eta_{ts}$ با تعریف پیش گرم کن

داریم :

$$\eta_t = \frac{1 - \left[1 - \eta_{st} \frac{p_r^{\frac{y-1}{y}} - 1}{p_r^{\frac{y-1}{y}}} \right]^n}{\left(p_r^{\frac{n(y-1)}{y}} - 1 \right) / p_r^{\frac{n(y-1)}{y}}}$$

N: تعداد مراحل

فصل چهارم : توربوماشینهای جریان محوری

الف – توربوماشین با سیال غیر قابل تراکم

۱- کاپلان (عکس العملی)

۲- پلتون (ضربه ای)

۳- پمپ جریان محوری

ب – توربوماشین با سیال قابل تراکم

۱- توربین بخار

۲- توربین گازی

۳- کمپرسورهای جریان محوری

فصل چهارم

توربو ماشینهای جریان محوری :

در این فصل که درباره توربو ماشینهای جریان محوری بحث خواهد شد که شامل دو بخش طراحی ، آشنایی و کاربرد انواع مختلف توربو ماشینها با معرفی ویژگیهایشان می باشد. ترتیب ارائه مطالب ابتدا از نظر جهت جریان به دو دسته محوری و شعاعی تقسیم شده اند که که نوع محوری آن در این فصل شرح داده می شود و نوع شعاعی آن در فصل بعد می آید. سپس توربو ماشینها را از لحاظ نوع سیال تراکم پذیر و تراکم ناپذیر جدا می کنیم. توربو ماشینهای محوری که از تئوری تعادل شعاعی و گردابه ها برای بررسی آنها کمک می گیریم در حالت سیال غیر قابل تراکم سه نوع ماشین هستند. توربین کاپلان و چرخ پلتون (این توربین را چون شعاعی نیست، محوری می گوئیم) و پمپ جریان محوری و در حالت سیال قابل تراکم نیز سه نوع هستند : توربین بخار ، توربین گازی و کمپرسور جریان محوری.

مقدمه :

پمپها ، فنها ، کمپرسورها و توربینهای جریان محوری یک خصوصیت مشترک دارند ، و آن اینکه پره ها با سیال درگیر ، اثر متقابل دارند. نمونه مسیر جریان ماشینها در شکل ۱-۴ نشان داده شده است و در روش دو بعدی که بحث خواهد شد، فرض می شود که سطوح جریان با محور دوران متقارن هستند. هر دو مورد از یک بادشکن منفرد و اطلاعات دسته تیغه ها شرح داده شده اند، البته با محدودیتهایی که بحث شد. سپس مسائل سه بعدی ارائه شده و مفاهیم تعادل شعاعی، روش فعال کننده صفحه و ضریب کار انجام شده ها اول که به مسائل عمومی جریان ثانویه مربوط می شوند.

چرخ پلتون :

از عمده ترین و با استفاده 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. البته توربینهای ضربه ای دیگری مثل توربین بانکی (توضیح آن در فصل توربو ماشینهای شعاعی می آید) و توربین تورگو نیز وجود دارند.

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

اجزای اصلی چرخ پلتون :

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

تعداد نازل‌های توربین اغلب بین یک تا شش نازل است. اگر نازل از یک بیشتر باشد ، محور چرخ پلتون باید قائم باشد.

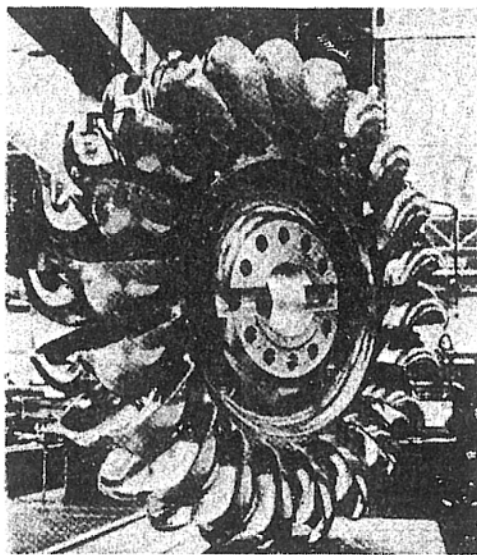
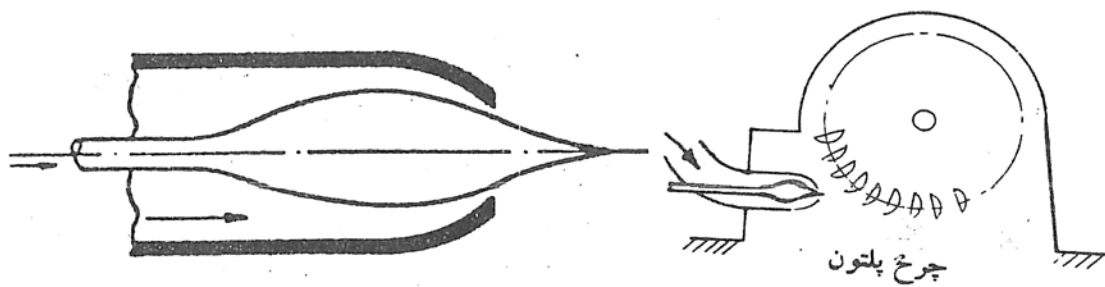
سیستم کنترل دبی آب خروجی از نازل شامل یک سوزن مخروطی شکل است که با جابجا شدن آن سطح مقطع نازل تغییر میکند بدون اینکه افت زیادی در جریان ایجاد گردد.

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 قاشکها به وسط قاشقکهای بعد برخورد می کند.

پوسته (محفظه) نقش عملی و مهمی ندارد و فقط برای حفاظت از چرخ و جلوگیری از پاشش آب به اطراف به کار می رود.

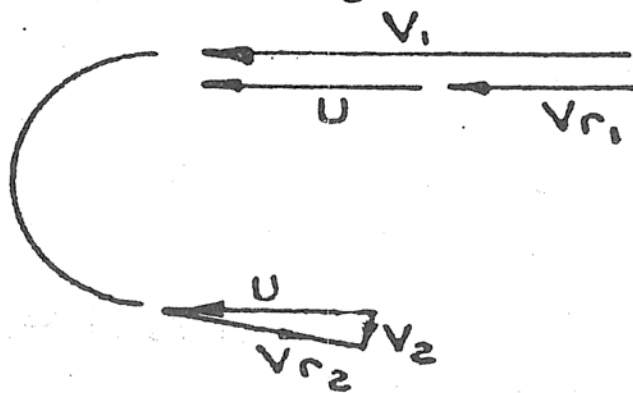
سیستم کنترل سریع دور: به علت کاربرد این توربین در نیروگاه جهت تولید قدرت الکتریکی ، دور آن باید در محدوده خاصی ثابت بماند تا در موقع تغییر بار الکتریکی فرکانس برق ($f=50\text{hz}$) تغییرات اساسی نکند.

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.



شکل (۴-۱) چرخ پلتون ، روتور و نازل سوزنی

روابط بین سرعتها ، توان ، دبی ، هد در چرخ پلتون با توجه به شکل زیر



شکل (۴-۲) مثلث سرعت در چرخ پلتون

میتوان نوشت :

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

A_j سطح مقطع جت آب

V_1 = سرعت ورود آب

Q = دبی آب

ممان زاویه ای :

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

در چرخ پلتون شعاعهای ورود و خروج برابرند. ($r_2 = r_1$) از طرفی سرعت خطی وسط قاشقکها $U = r\omega$ در نتیجه $U_1 = U_2 = U$ 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 (بعداً این فرض را کنار گذاشته و روابط را تغییر می‌دهیم) پس داریم :

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

اما از مثلث سرعت خروجی از قاشقکها داریم :

$$V_{u2} = U - V_{r2} \cos \beta_2$$

از فرض بالا و مثلث سرعت ورودی کمک می‌گیریم :

$$V_{u2} = U - (V_1 - U) \cos \beta_2$$

حال ممان زاویه‌ای را به شکل زیر می‌نویسیم.

$$\tau = \rho Q r (V_1 - U) (1 + \cos \beta_2)$$

قدرت چرخ پلتون :

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

هد مفید چرخ پلتون :

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

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

راندمان ماکزیمم قاشقکها با مشتق گیری از رابطه فوق بر حسب U و مساوی صفر قرار دادن بدست می آید.

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

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 :

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

حال اگر افت بین منبع آب (از سد تا خروجی از نازل) را ندیده بگیریم ، سرعت ایده‌آل 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 می‌شود :

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

زاویه β_2 نمی‌تواند صفر باشد تا راندمان ماکزیمم شود ، چون β_2 شد ، سیال روی پره می‌ماند و خارج نمی‌شود که این عملی نیست. معمولاً حدود 15° است.

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 .

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

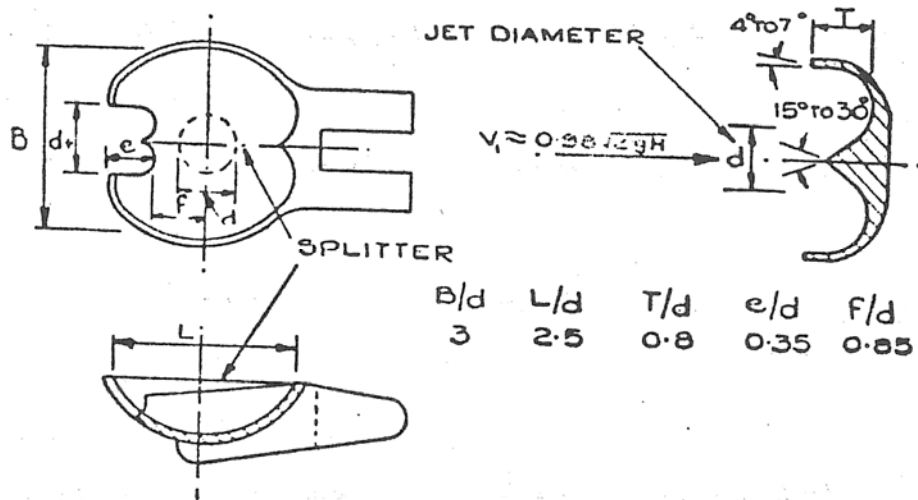
سرعت مخصوص با دبی و تعداد نازلها به صورت زیر متناسبند :

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

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

ابعاد تقریبی چرخ پلتون و نازل :

با استفاده از تشابه می توان ابعاد مختلف چرخ پلتون شامل ابعاد قاشقکها ، قطر چرخ ، تعداد قاشقکها ، ابعاد پوسته ، ابعاد نازل ، گام قاشقک (قاشقکها) را به دست آورد. با توجه به شکل زیر و پارامترهای قرار داده شده روی آن می توان ابعاد قاشقکها را حدوداً به دست آورد.



شکل (۳-۴) توصیری یک قاشقکاز سه نمای مختلف ونسبت ابعاد آن

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

ابعاد و روابط موجود به شرح زیرند :

$$B = (2.8 \text{ تا } 3.2)d_j \text{ دهانه}$$

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

$$f = 0.85d_j \text{ فاصله‌ی مرکز تا محل بریدگی قاشقکها}$$

$$d_+ = 1.1d_j \text{ دهانه بدیده قاشقک ها}$$

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

$$e = 0.35d_j \text{ فاصله بریدگی تا انتهای قاشقکها}$$

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

تعداد قاشقکها 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 ممنتوم و انتقال انرژی را باعث میشود.

رابطه هایی برای تخمین تعداد قاشقکها وجود دارد.

$$1- \text{رابطه ی تیگان} \quad 10 < m < 14 \quad m = \frac{D}{d_j} \quad Z = 0.5m + 15$$

$$20 < z < 22$$

۲- رابطه ی گیسون

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

برای چرخ های بزر $C = 7$ 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.

اطلاعات لازم برای تعیین ابعاد چرخ پلتون؛ ارتفاع آب مخزن (H) و دبی آب (Q) میباشد. 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.

و چرخ پلتون با ششدر راندمان بالا دارای 14 تا $N_s=8$ است .

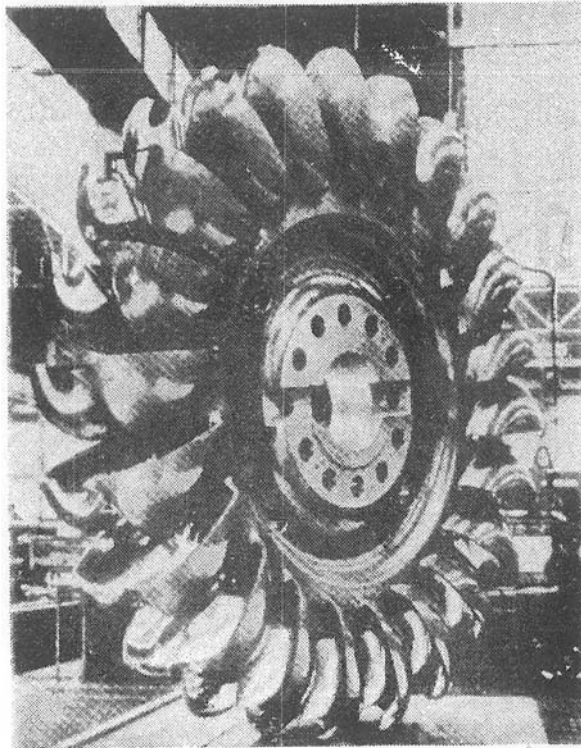
زیاد می شود که می توان از چند نازل و یا حتی از دو روتور بر روی یک محور استفاده با زیاد کردن پدایی (Q)

کرد. از جمله ایرادهای چرخ پلتون آن است که با خراب شدن یک یا چند قاشقک بعلت خوردگی باید کل روتور را عوض کرد که مقرون به صرفه نیست.

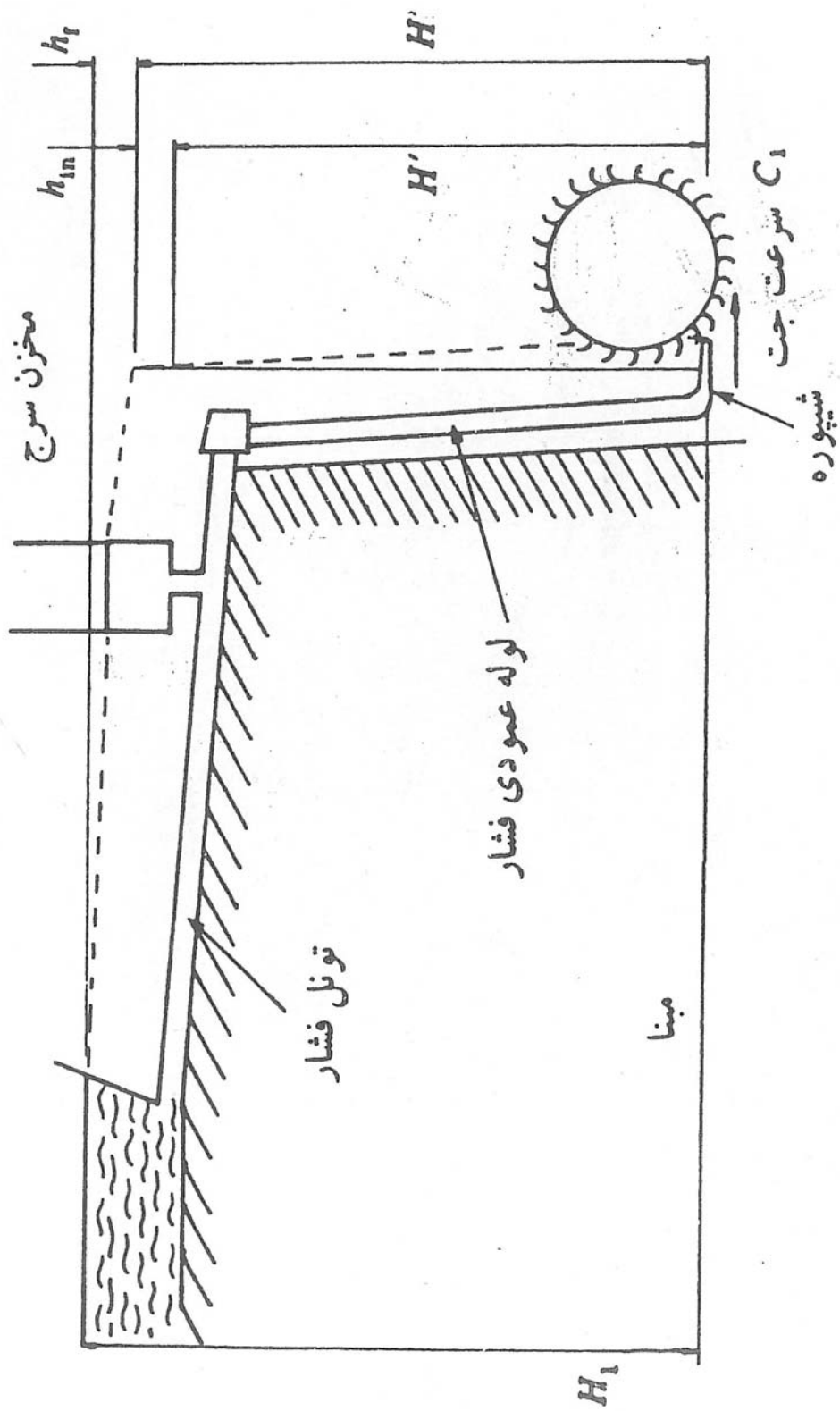
برای جلوگیری از تداخل سیال باید فاصله ی قاشقکها که همان گام نام دارد را مناسب انتخاب کرد. که رابطه ی زیر مقدار فاصله بین دو قاشقک را برای حالت اپتیمم و با توجه به شکل بیان می کند . عبارات مربوط به رابطه روی شکل نشان داده شده اند.

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

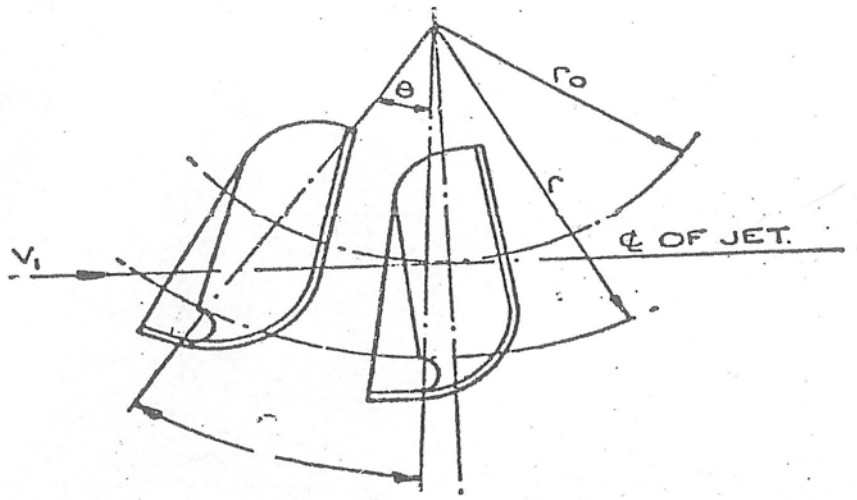
$$K = 0.75$$



چرخ پلتون



تاسیسات یک چرخ پلتون



شکل (۴-۴) پارامترهای مختلف برای گام پره چرخ پلتون

نازل سوزنی :

برای اینکه جت آب به شکل یکنواخت و استوانه‌ای از نازل خارج شود ، نازل را سوزنی شکل و مطابق شکل زیر می‌سازند. که دارای محدودیتهای زیر می‌باشد.

$$d_1 = (1.2 \text{ تا } 1.4)d_j$$

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

$$d_2 = (3 \text{ تا } 4)d_j$$

$$d_3 = (1.25 \text{ تا } 1.5)d_j$$

$$\alpha = 60 \text{ تا } 90$$

$$\beta = 40 \text{ تا } 60$$

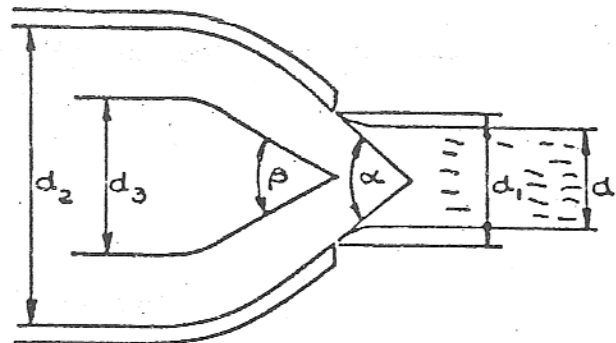
$$d_1/d = 1.2-1.4$$

$$d_2/d = 3-4$$

$$d_3/d = 1.25-1.5$$

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

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



شکل (۴-۵) پارامترهای نازل سوزنی چرخ پلتون

توربین های آبی جریان محوری :

توربین های آبی جریان محوری را می توان به سه دسته توربین کاپلان ، توربین کاملاً محوری و توربین نوع بالب دسته بندی کرد.

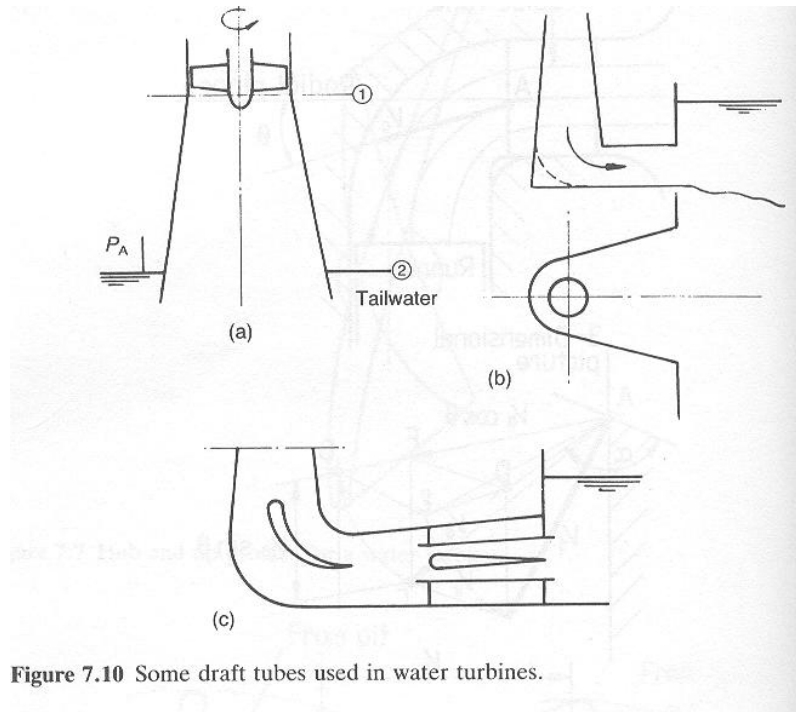


Figure 7.10 Some draft tubes used in water turbines.

معادله انرژی صفحات ۱ و ۲ :

(اتلاف انرژی بین ۱ و ۲)

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2$$

و بازده لوله: اگر صفحه ۲ را به عنوان مرجع انتخاب کنیم ،

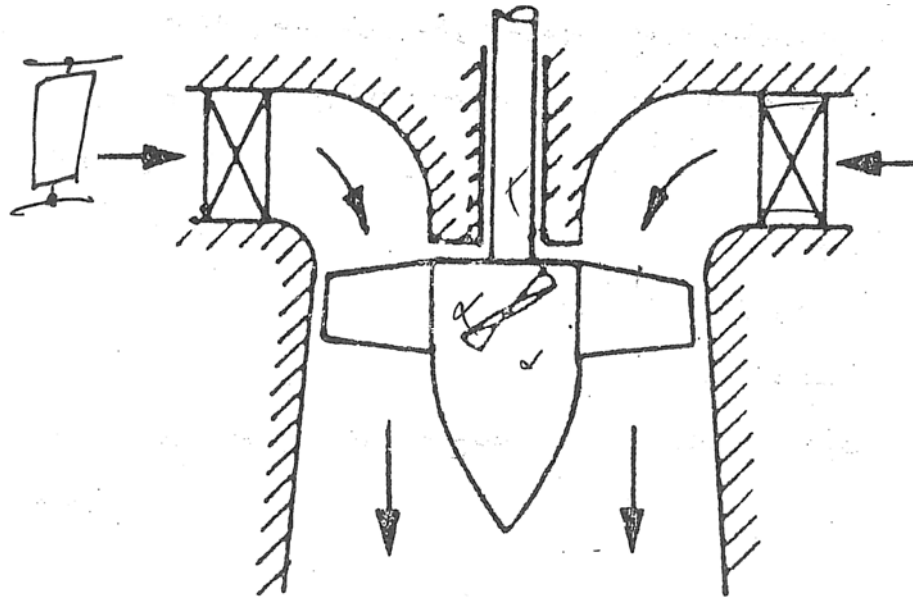
$$\eta_{DT} = \text{فشار غالب} / (V_1^2 - V_2^2) / 2$$

با جایگذاری در معادله ۱ داریم :

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = gz_1 + \eta_{DT}(V_1^2 - V_2^2) / 2$$

توربین کاپلان :

این توربین با سیال غیر قابل تراکم و با جریان محوری کار می کند و محفظه‌ی آن ثابت فرض می شود ، روی یک محور چند تیغه‌ی قابل تنظیم قرار می گیرد . با فرض ثابت بودن مقطع محفظه ، بازده کم می شود.



شکل (۴-۶) توربین کاپلان

برای طراحی آن از گردابه آزاد و تعادل شعاعی استفاده شده است. تیغه‌ها در پایه‌ی خود ضخیم‌تر و خمیدگی بیشتری نسبت به نوک دارند، ولی عرض نوک بیشتر است.

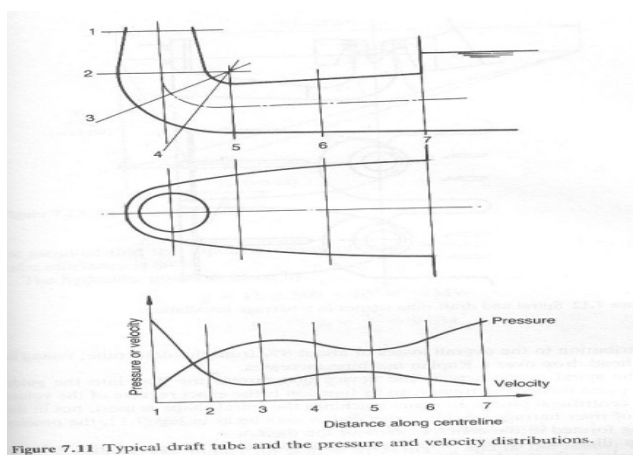
چون آب زیادی به پره‌ها برخورد می‌کند، طول پره‌ها زیاد است و چون تعداد پره کم است لذا نسبت $\frac{S}{C}$ است.

$$\frac{S}{C} = 1 \text{ تا } 1.5$$

پایه‌ی پره‌ها گشتاور زیادی را تحمل می‌کند. چون عرض پره‌ها زیاد است، تعداد پره‌های اطراف محور کم و معمولاً حدود چهار تا شش پره است. یک ردیف آن حدود ۱۰۰۰۰۰ hp توان تولید می‌کند راندمان آن به حدود ۹۳٪ رسیده است. و به علت ساخت آسان و ساده‌اش کاربرد زیادی دارد.

خروجی این توربین‌ها طراحی خاصی دارد به شکلی که سیال پس از عبور از پره‌ها بدون هیچ پس‌رفتی به سطح آزاد می‌رسد. لذا سطح مقطع خروجی بعد از روتور افزایش پیدا کرده، نظیر بخش واگرای شیپوره می‌شود. از مزیت‌های مهم توربین کاپلان تبدیل شدن آسان آن به پمپ با تغییر جهت چرخش روتور توسط یک موتور می‌باشد، که یکی از بهترین پمپ‌ها برای سیال غیر قابل تراکم است. در نیروگاه‌هایی 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. کلیه‌ی روابط مربوط به ماشین‌های جریان محوری که توضیح داده شد، در مورد آن صادق است. لذا توضیح مجدد نمی‌دهیم.

در شکل زیر نمودارهای شماتیک فشار و سرعت توربین کاپلان نشان داده شده است.



پمپ جریان محوری :

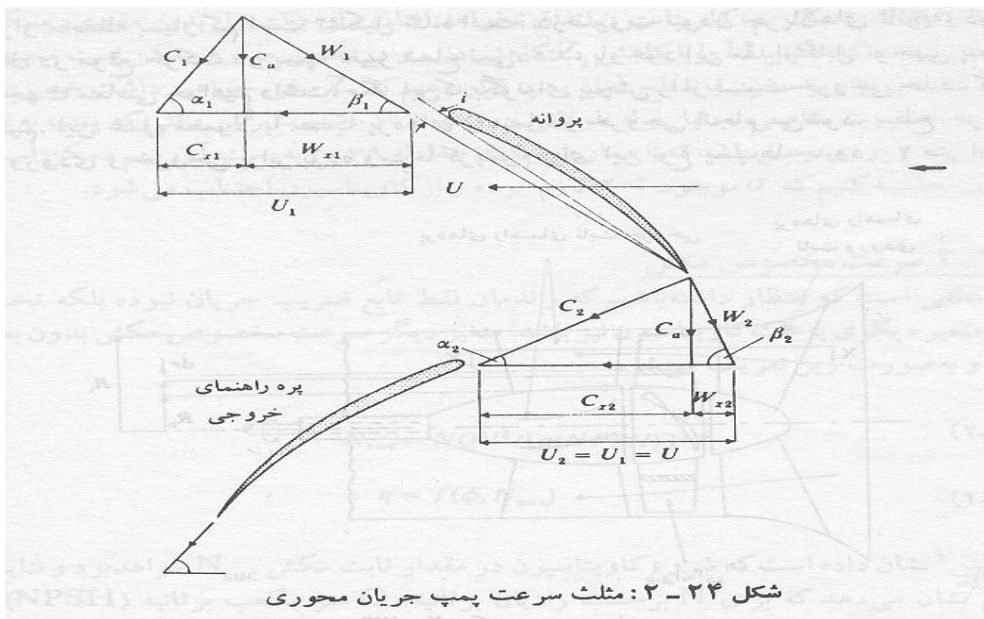
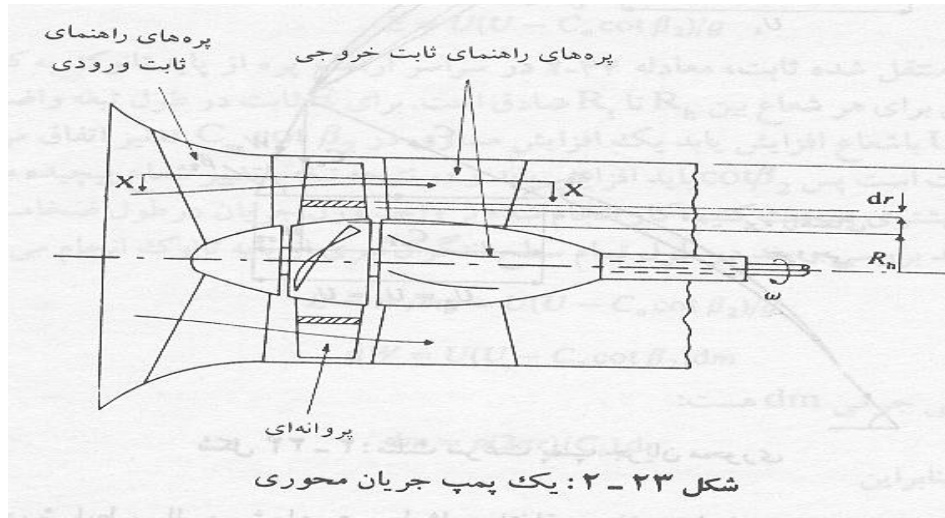
یک پمپ جریان محوری از پروانه دوار نوع ملخی در محفظه‌ای که فاصله بین نوک تیغه و دیوار محفظه بسیار کم است تشکیل شده است. در صورت نبودن جریان ثانویه، ذرات سیال در موقع حرکت در پمپ تغییر شعاع نمی‌دهند، با وجود این مقدار قابل توجهی پیچش در جهت مماسی خواهیم داشت، مگر این‌که بگونه‌ای پیچش را از قسمت خروجی حذف کرده باشیم. این عمل معمولاً با نسب پره‌های راهنما در خروجی انجام می‌شود. سطح جریان در ورودی و خروجی برابر بوده و سر ماکزیمم برای این نوع پمپ‌ها حدوداً ۲۰ متر است.

در شکل ۷-۱ می‌توان دید که سرعت مخصوص بدون بعد پمپ جریان محوری در قسمت سمت راست محدوده پمپ‌ها قرار دارد، مشخصه این پمپ‌ها سر پایین و ظرفیت بالا می‌باشد. تعداد تیغه‌ها معمولاً بین ۲ تا ۸ پره و نسبت قطر پایه به پروانه بین ۰,۳ تا ۰,۶ است. در بیشتر موارد فاصله بین پره‌ها (گام) ثابت اما در بعضی موارد قابل تنظیم است تا اجازه دهد تغییرات بار را تحمل کند.

بصورت بزرگ شده با $X-X$ شکل ۲۳-۲ یک پروانه پمپ جریان محوری را نشان می‌دهد. مکش در طول تیغه تنظیم مثلث سرعت در ورودی و خروجی در شکل ۲۴-۲ نشان داده شده است. باید توجه کرد که تیغه یک بخش

مماسی وارد نمی‌شود بلکه نسبت به تیغه با یک زاویه برخورد، نسبت به ایرفویل دارد و بردار سرعت نسبی

این نظیر زاویه حمل در یک ایرویل جریان آزاد است. همچنین فرض شده است که در ورودی جهت سرعت نسبی ضربه نداریم و سیال بصورت مماسی تیغه را ترک می‌کند.



پمپ جریان محوری نظیر توربین کاپلان است با این فرق که جهت سیال فرق می‌کند.

ویژگی‌های این پمپ عبارتند از :

۱- برای سیال غیر قابل تراکم

۲- یک مرحله‌ای

۳- در یک سرعت ثابت کار می‌کند ، چون با موتور می‌چرخد.

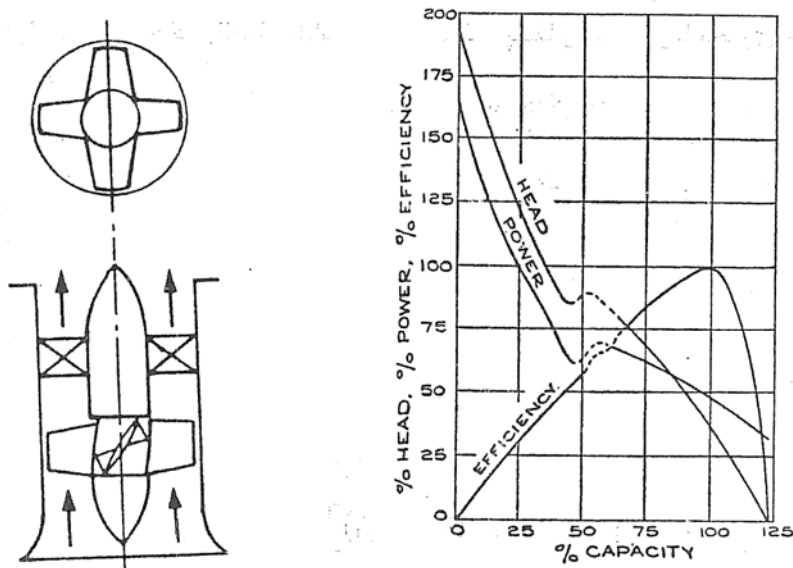
۴- محدوده‌ی کاری کوچکتری نسبت به پمپ‌های دیگر دارد.

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

۶- عرض تیغه‌ها زیاد ، تعداد تیغه‌ها کم

۷- طراحی شبیه کمپرسورهای جریان محوری

مثلث‌های سرعت ورودی و خروجی به صورت مقابل و راس مشترک رسم شده .



شکل (۴-۷) یک پمپ جریان محوری و منحنی مشخصه و مثلث سرعت

روابط موجود در این پمپ‌ها :

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

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

و نیز (1-2)

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

یعنی سرعت مطلق ورودی برای و $\alpha_1=90$ در نتیجه $C_{x1}=0$ و برای انرژی منتقل شده ماکزیمم

انتقال انرژی ماکزیمم محوری می شود.

داریم

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

یا

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

، انرژی منتقل شده ماکزیمم می شود. را در معادله ۱-۲ جایگذاری می کنیم با C_{x2} لذا

$$E = U(U - C_a \cot \beta_2)/g \quad (2-2)$$

برای انرژی منتقل شده ثابت ، معادله ۲-۲ در سراسر ارتفاع پره از پایه تا نوک بکار برده می شود و این برای

با شعاع افزایش یابد ثابت در طول تیغه واضح است که هرگاه صادق است. برای R_t تاهر شعاع بین

باید افزایش یابد و در ثابت است پس C_a نیز اتفاق می افتد و چونیک افزایش مساوی در

نتیجه تیغه با تغییر شعاع پیچیده می شود. اگر با دقت بیشتری صحبت کنیم، کار انجام شده بر واحد وزن جریان در

باید بررسی و بعد در طول تمام سطح انتگرال گیری از پایه تا نوک انجام می شود. dr طول ضخامت سطح تاجی

$$E = \frac{W}{mg} = U(U - C_a \cot \beta_2)/g$$

یا

$$dw = U(U - C_a \cot \beta_2)dm$$

ولی رشد دبی جرمی dm هست :

$$dm = \rho(2\pi r)(C_a)dr$$

$$U = \omega r \text{ بنابراین}$$

$$w = 2\pi\rho C_a \omega \int_{R_h}^{R_t} r^2 (\omega r - C_a \cot \beta 2) dr \quad (2-3)$$

معلوم باشد. برای مقاصد طراحی Γ و معادله ۲-۳ را فقط در صورتی می توان انتگرال گیری کرد که رابطه در طول تیغه گرفت. معمول است که شرایط مورد استفاده در معادله ۲-۳ را در شعاع متوسط مؤلفه چرخشی سیال در خروجی از تیغه نسبتاً کوچک است و در نتیجه افت انرژی جنبشی کمی خواهیم داشت. یک پمپ جریان محوری در جهت راندمان هیدرولیکی بیشتری نسبت به پمپ گریز از مرکز میل می نماید.

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 :

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

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

توربینهای جریان محوری با سیال قابل تراکم :

این نوع توربینها شامل توربینهای گازی و بخاری محوری است . روابط بکار رفته برای محاسبه ی هد ، قدرت و درجه عکس العمل مشابه روابط مربوط به پمپها و کمپرسورهای محوری است. از لحاظ ساختمان نیز مشابهند ، ولی شکل پرهها در دو ماشین با یکدیگر متفاوت است . توربینهای محوری معمولاً از چند مرحله که هر مرحله دارای یک ردیف پرهی ساکن و یک ردیف پرهی متحرک است ، تشکیل شده اند.

جریان کلی سیال در توربین‌های محوری در حالت ساده در امتداد محور بوده و مؤلفه‌ی شعاعی ندارد. پس $V_{a1}=V_{a2} = V_a$ و $U_1=U_2 = U$ است. درجه‌ی عکس‌العمل، هد، دبی و قدرت به صورت روابط زیر است. رابطه‌ی هد یا انرژی:

$$E = (Hg) = U(V_{u1}) = 1/2 [(V_1^2 - V_2^2) + (V_{r1}^2 - V_{r2}^2)]$$

$$E = UV_a(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) = (\tan \beta_2 - \tan \beta_1)$$

رابطه‌ی دبی جرمی:

$$m = \rho \pi V_a (r_1^2 - r_h^2)$$

رابطه‌ی قدرت:

$$P = \rho \pi V_a^2 (r_1^2 - r_h^2) U (\tan \beta_2 - \tan \beta_1)$$

با توجه به دسته‌بندی‌هایی که در توربین عکس‌العملی یا ضربه‌ای داشتیم، مشاهده می‌کنیم که تعریف توربین ضربه‌ای درست انتخاب شده‌است. اما توربین عکس‌العملی برای همه‌ی ماشین‌هایی که درجه‌ی عکس‌العمل آنها از صفر تا یک و یا بیشتر تغییر می‌کند، صادق است. ولی برای جریان قابل تراکم در توربینها معمولاً درجه عکس‌العمل $1/2$ را در نظر می‌گیرند، چرا که بهترین درجه‌ی عکس‌العمل $1/2$ است. به آن دلیل که دقیقاً نیمی از تغییرات فشار در روتور و نیمی دیگر در استاتور انجام می‌شود، بنابراین وقتی بحث از توربین عکس‌العملی می‌شود، بیشتر منظور درجه‌ی عکس‌العمل نیم است.

شرایط برای توربین‌های جریان محوری عبارتند از:

۱- جریان بدون اصطکاک باشد.

۲- سرعت محوری در طول روتور ثابت (جریان گردابی) باشد.

۳- عکس‌العمل محدود به تغییرات فشار در روتور باشد.

$$R = \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{(V_{r2}^2 - V_{r1}^2) + (V_1^2 - V_2^2)} = \frac{\text{تغییرات فشار در روتور}}{\text{تغییرات فشار در روتور و استاتور}}$$

$$V_{r2}^2 - V_{r1}^2 = \frac{R}{1-R} (V_1^2 - V_2^2)$$

$$\varepsilon = \frac{1/2[(V_1^2 - V_2^2) + (V_{r2}^2 - V_{r1}^2)]}{1/2(V_1^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2)} \quad (\text{ضریب بهره دهی})$$

با توجه به رابطه‌ی فوق ضریب بهره‌دهی می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{V_1^2 - V_2^2}{V_1^2 - RV_2^2}$$

این رابطه بجز برای درجه عکس‌العمل یک، برای همه‌ی موارد صادق است.

با توجه به درجات عکس‌العمل مثلثهای سرعت ورودی و خروجی، سرعت نسبی متوسط را برای روتور در پنج حالت زیر شرح می‌دهیم.

درجه‌ی عکس‌العمل کوچکتر از صفر $R < 0$:

در این حالت $V_{r2} < V_{r1}$ است. بدین معنی که روتور نقش دیفیوزر را دارد و فشار را بالا می‌برد. با توجه به معادله‌ی ε با افزایش قدر مطلق درجه‌ی عکس‌العمل منفی مقدار ضریب بهره‌دهی ε کاهش می‌یابد و بانزدیک شدن R به صفر ε افزایش می‌یابد. بنابراین درجه‌ی عکس‌العمل منفی با توجه به فیزیک توربینها که کاهش فشار داریم، مصرف کمی دارد.

$$R \rightarrow 0 \Rightarrow \varepsilon \uparrow \text{افزایش} \quad V_{r2} < V_{r1} \quad R = \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2E}$$

$$R \rightarrow \infty \Rightarrow \varepsilon \downarrow \text{کاهش} \quad V_1 > V_2$$

$$V_{rum} < 0$$

درجه‌ی عکس‌العمل صفر $R = 0$:

در این حالت $V_{r2} = V_{r1}$ است، بدین معنی که افت فشاری در روتور نداریم که همان توربین ضربه‌ای است که با شرط

$$\varepsilon = \cos^2 \alpha \quad \text{داریم: } V_{2(\min)}$$

برای ماکزیمم بودن ε با توجه به رابطه‌ی فوق، در جایی است که V_2 مینیمم باشد یا جریان خروجی کاملاً

محوری باشد، که با توجه به مثلثها سرعت اگر $V_2 = V_1 \sin \alpha$ محوری باشد برابر می‌شود با قرار دادن در رابطه‌ی ε داریم.

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\cos^2 \alpha}{1 - R \sin^2 \alpha}$$

برای حالتی که ε_{\max} برابر یک باشد با $\alpha = 0$ باشد حتی در حالتی که $R = 0$ است. اما در عمل زاویه α حدود $12^\circ - 25^\circ$ را انتخاب می‌کنند، چون با کوچک شدن α سیال روی روتور باقی می‌ماند و به نرمی عبور می‌کند و راندمان پره را پایین می‌آورد، یعنی اگر $V_2 = 0$ باشد حالت ایده‌آل غیر مفیدی است، زیرا تعداد نازلها محدود است و دبی کاهش می‌یابد. در مثلث سرعت مربوطه مشابه می‌شود که:

$$AB = BV = CD = U$$

اگر:

$$\cos \alpha = \frac{2U}{V_1} \quad \alpha = 0 \Rightarrow V_1 = 2U$$

$$V_{rm} = V_2 \quad V_{rum} = 0$$

$$E = UV_1 \cos \alpha = 2U^2$$

درجه‌ی عکس‌العمل ($R = 1/2$):

در این حالت $V_1 = V_{r2}$ و $V_2 = V_{r1}$ و مثلثهای سرعت به صورت قرینه برابر می‌باشند. نیمی از افت فشار در استاتور و نیم دیگر افت فشار در روتور انجام می‌شود.

$$\Delta P_t = \Delta P_r + \Delta P_s$$

$$\Delta P_r = \Delta P_s = \frac{\Delta P_t}{2}; \quad R = \frac{\Delta P_r}{\Delta P_t} = 1/2$$

به همین دلیل شکل پره‌های روتور و استاتور برابر و هم‌اندازه‌اند، در نتیجه ساخت توربین را آسان می‌کند. انرژی به دست آمده E در نوع ضربه ای دو برابر نوع عکس‌العملی ($R = 1/2$) است چرا که:

$$V_{rum} > 0$$

$$E = uv_1 \cos \alpha \Rightarrow E = u^2$$

درجه عکس‌العمل یک ($R = 1$):

در این حالت $V_1 = V_2$ یعنی انرژی جنبشی در طول روتور ثابت بوده و تغییر ندارد. طبق روابط داریم :

$$E = UV_1 \cos \alpha + UV_2 \cos \alpha = U \cos \alpha (V_1 + V_2) = 2UV_1 \cos \alpha$$

$$\varepsilon = \frac{E}{E + \text{loss}} = \frac{2UV_1 \cos \alpha}{2UV_1 \cos \alpha + V_2^2 / 2} = \frac{1}{1 + V_1 / 4U \cos \alpha}$$

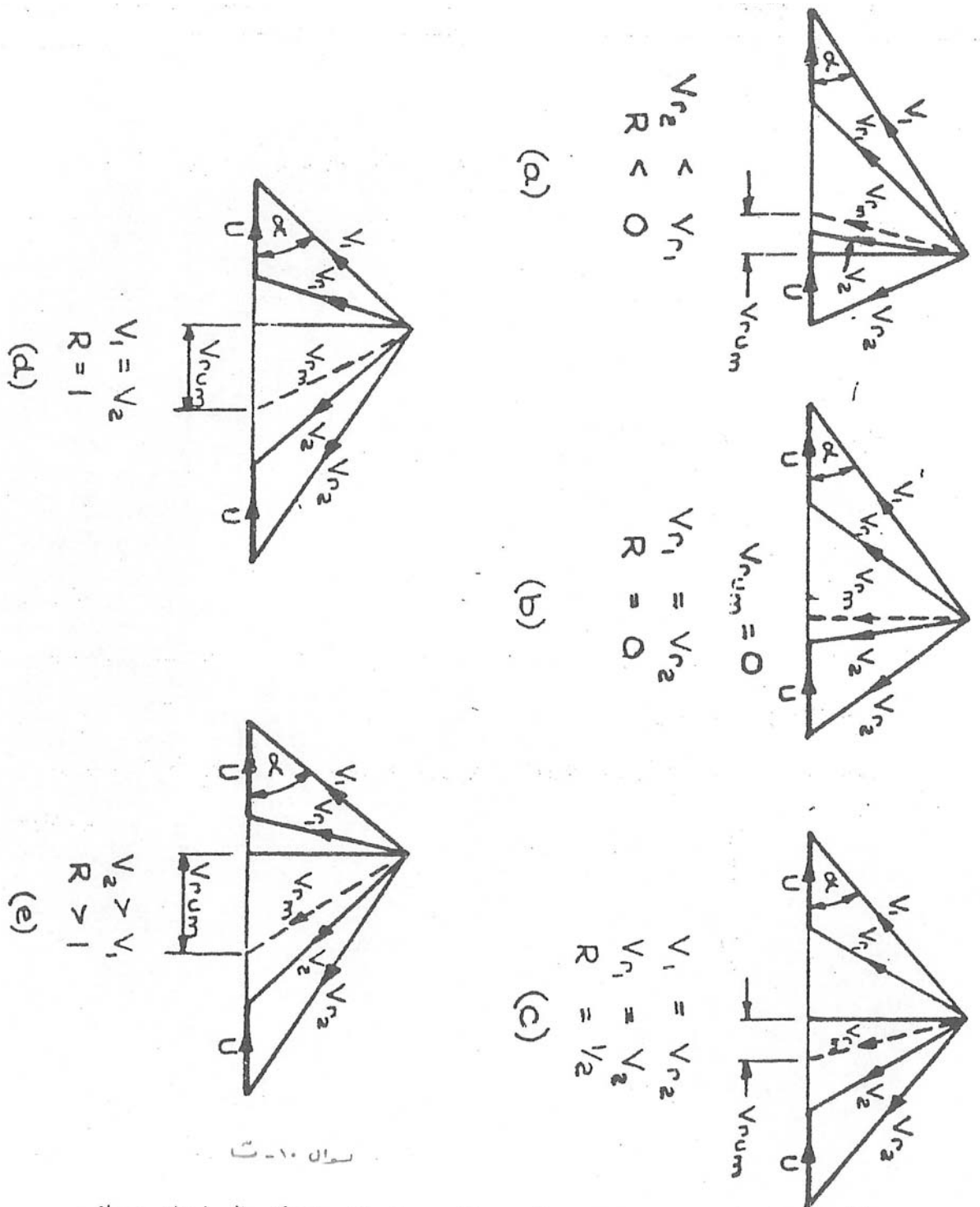
در این حالت نمی توانیم V_2 را بدون محوری بودن V_1 محوری داشته باشیم. از رابطه ی ε میتوان فهمید اگر بخواهیم ε_{\max} داشته باشیم، باید U افزایش یابد ، اما هیچ حدی وجود ندارد که اجازه دهد $\varepsilon = 1$ باشد.

در نتیجه چون نمی توانیم ضریب بهره ی خوبی داشته باشیم ، این گونه توربین ها استفاده ی عملی خوبی ندارند. به ویژه که ε زیاد، سرعت زیادی از روتور می طلبد.

درجه عکس العمل بزرگتر از یک ($R > 1$):

در این حالت $V_1 < V_2$ یعنی انرژی جنبشی سیال در روتور افزایش می یابد با توجه به فرمول $\varepsilon = \frac{V_2^2 - V_1^2}{RV_2^2 - V_1^2}$:

هر چه مقدار R بیشتر شود ، ضریب بهره دهی کاهش می یابد. و از آنجایی که بعد از خروج سیال از روتور باید سرعت آن در استاتور از V_2 به V_1 دیفیوز شود . در نتیجه باید توربین چرخشی داشته باشیم که افت راندمان شدیدی خواهد داشت ، لذا درجه ی عکس العملی بزرگتر از یک نیز مصرف عملی ندارد.



شکل (۸-۴) مثلث و سرعت توربین‌های جریان محوری با درجه عکس‌العمل‌های مختلف

و لذا ضریب بهره‌دهی می‌شود:

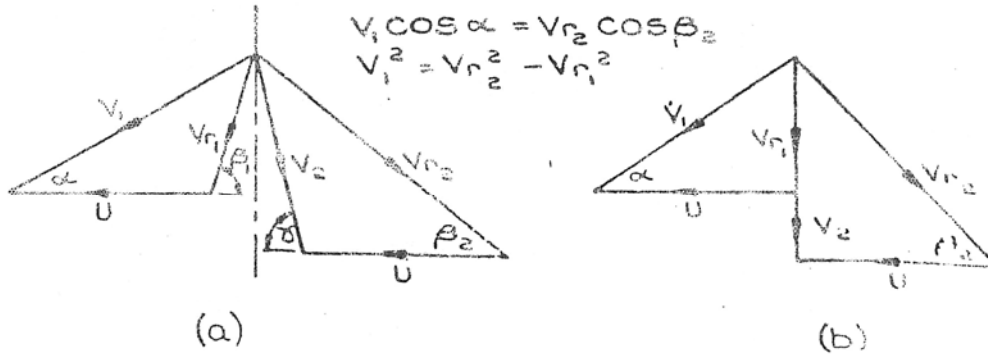
$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{U(2V_1 \cos \alpha - U)}{V_1^2} = \frac{U}{V_1} \left(2 \cos \alpha - \frac{U}{V_1} \right)$$

$$\varepsilon = \frac{2U}{V_1} \cos \alpha - \left(\frac{U}{V_1}\right)^2$$

نسبت به $\frac{U}{V_1}$ مشتق می‌گیریم و مساوی صفر قرار می‌دهیم. $\frac{d\varepsilon}{d(u/v_1)} = (2\cos \alpha - 2\frac{U}{V_1}) = 0$

$$U = V_1 \cos \alpha \Rightarrow \varepsilon_{\max} = \cos^2 \alpha$$

اگر داشته باشیم $V_1 \cos \alpha = V_{r2} \cos \beta_2$ آنگاه مثلث سرعت بصورت زیر خواهد بود.



معمولی

ماکزیمم راندمان

شکل (۴-۹) مثلث سرعت برای بهره‌دهی معمولی و ماکزیمم راندمان میدهد.

فرم تیغه‌های توربین عکس‌العملی ($R=1/2$):

شکل این تیغه‌ها بصورت صاف، طوری که انتهای لبه‌ی دم افقی و ابتدای آن 90° است. لبه‌ی شروع به صورت ماشین‌کاری شده است و لبه‌ی دم به صورت یک خط درآمده و بسیار نازک است. توربین‌های عکس‌العملی بصورت سطح تاجی (آنالار) معرفی می‌شوند.

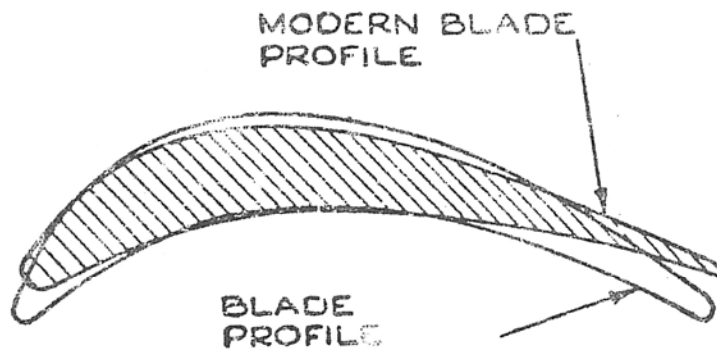
قطر گلوگاه

گام دسته پره

$$\frac{O}{S} = \frac{O}{P} = \frac{\text{-----}}{\text{-----}} = \text{gaging}$$

$$\delta = \sin^{-1} \left(\frac{O}{S} \right)$$

زاویه انحراف



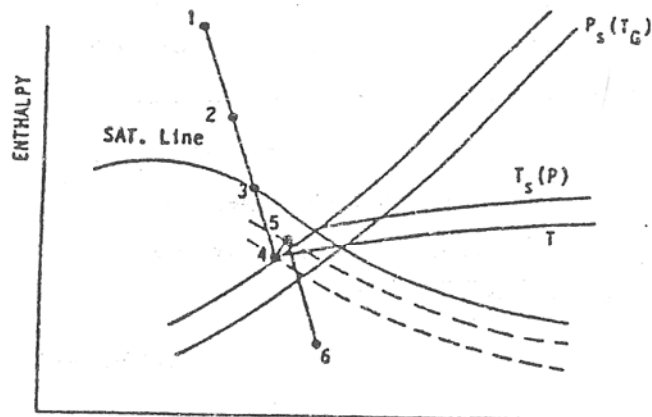
شکل (۴-۱۰) یک تیغه عکس‌العملی

تسمه (shroud):

بعنوان یک پوشش دور تیغه‌ها را می‌گیرد تا سیال نتواند از بالای تیغه‌ها و بین تیغه نشت کند. البته هم ساخت و هم نصب آن مشکل است، اما چون از افت سیال جلوگیری می‌کند از آن استفاده می‌کنند. افتی که بین تسمه‌ی پوشاننده‌ی تیغه‌ها و بدنه‌ی استاتور هست قابل جلوگیری نخواهد بود.

تاثیر بخار روی تیغه‌ها:

چون بخار در توربین به سرعت منبسط می‌شود، لذا منحنی خط را اشباع را دنبال نمی‌کند. بلکه روی خط آنروپی ثابت پایین می‌آید تا خط اشباع را قطع کند و زمینه‌ی تولید قطره فراهم می‌شود. انرژی آزاد گیبس، که با توجه به رابطه شرایط ایجاد شده در ردیف‌های آخر توربین بخار باعث قطره شدن بخار بدون نیاز به سطح می‌شود. (چون برای قطره شدن بخار به سطح نیاز داریم)



شکل (۴-۱۱) منحنی $T-s$ برای تقطیر بخار در توربین

اشکالات ناشی از قطرات آب :

۱- اشکال مکانیکی

۲- ترمودینامیکی

۳- آئرو دینامیکی

۱- مکانیکی

الف) قطره‌های درشت آب به تیغه‌های آخر روتور برخورد کرده و باعث ایجاد ارتعاش در تیغه گشته و باعث کاهش عمر تیغه و کاهش راندمان ماشین می‌شود.

ب) قطره‌های آب از قسمت خروجی خارج نشده و پایین می‌ریزند و بعد از جمع شدن ایجاد خوردگی می‌کنند.

۲- ترمودینامیکی : در تبدیل بخار به آب با افت انرژی به اندازه‌ی گرمای نهان تبخیر مواجه هستیم که این انرژی بازگشت ناپذیر بوده و باعث افت ارتفاع راندمان می‌گردد.

۳- آئرو دینامیکی : چون سرعت قطره‌ی آب تقریباً ۰٫۱ سرعت بخار است ، قطرات آب جلوی سرعت بخار را گرفته و افت سرعت داریم و چون آب و بخار مخلوط است ، عدد ماخ جدیدی بوجود می‌آید که نه عدد ماخ آب است و نه عدد ماخ بخار ، بلکه مجموعه‌ای از این دو تا است و جریان دوفازی خواهد شد که مطلوب طراحان نیست.

لذا باید از مرطوب شدن بخار جلوگیری نماییم ، زیرا بر اساس نظر محققین به ازاء هر یک درصد رطوبت نسبی ۱٫۱۵٪ کاهش راندمان داریم و رابطه‌ای نیز به صورت زیر داریم.

$$C_{v_{wet}} = C_{vh} \sqrt{1 - Y(1 - f)} \quad \text{که در آن}$$

f : نسبت سرعت مایع به بخار

Y : درصد رطوبت نسبی

C_{vh} : ضریب سرعت بخار داغ

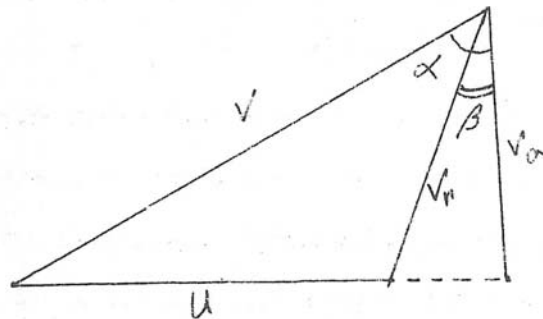
$C_{v_{wet}}$: ضریب سرعت بخار با رطوبت

توربین گازی :

درجه‌ی حرارتی که تیغه توربین گازی باید تحمل نماید خیلی بیشتر از درجه حرارتی است که تیغه توربین بخار باید تحمل کند. همچنین در این توربینها مسئله‌ی تقطیر آب وجود ندارد.

در توربین بخار زاویه نسبت به سرعت نوک پره U داده میشود ولی در توربین گازی و کمپرسور زاویه ورود سیال را نسبت به سرعت محوری V_a در نظر می گیرند. ضخامت ماکزیمم برای توربین‌های گازی ۳۰٪ طول تیغه می‌باشد، اما چون تیغه‌های توربین گاز را به صورت یک قوس ساده‌ی دایره درست می‌کنند، این مقدار به ۴۰٪ می‌رسد. با توجه به اینکه گرادیان فشار در توربین گاز مهمتر از سایر پارامترهای آن است، لذا شکل مسیر عبور جریان گاز بین دو تیغه در طراحی از شکل تیغه مهم‌تر است.

اما روابط مورد نیاز همان روابط توضیح داده شده ماشین جریان محوری است.



شکل (۱۲-۴) مثلث سرعت توربین گازی

کمپرسور جریان محوری :

در توربوماشین‌های جریان محوری مؤلفه شعاعی سرعت سیال در طول روتور صفر یا کوچک و قابل صرف نظر است و ذرات سیال در طول روتور دارای شعاع مشخصی هستند که تغییر نمی‌کند در نتیجه $U_1 = U_2 = U$ خواهد شد و در نتیجه رابطه‌ی انرژی اویلر به صورت زیر خواهد شد.

$$E = 1/2(V_1^2 - V_2^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2)$$

که مؤلفه‌های گریز از مرکز در رابطه حذف شده و انتقال انرژی به صورت تغییر سرعت مطلق و سرعت نسبی سیال در طول روتور است.

بسیاری از ویژگی‌های زیر که در مورد کمپرسور بیان می‌شود، برای پمپ نیز صادق است. چون هر دو جاذب قدرتمند. در

کمپرسورهای چند مرحله‌ای پس از هر ردیف از پره‌های متحرک (روتور) یک ردیف پره ساکن (استاتور) جهت کاهش

سرعت مطلق سیال و افزایش فشار لازم است.

هر مرحله شامل یک روتور و استاتور است. البته در ورود به توربوماشین قبل از اولین روتور یک استاتور (پره ساکن) قرار دارد که آنها را پره‌های راهنمای ورودی نامند. در مثلث‌های سرعت:

α : زاویه‌ی بین سرعت مطلق و محور ماشین در جهت کلی حرکت سیال است و به آن زاویه‌ی سرعت سیال گویند.

β : زاویه‌ی بین بردار سرعت نسبی سیال و امتداد محور توربوماشین در جهت کلی جریان است که زاویه‌ی پره نیز نام دارد.

با توجه به مثلث‌های سرعت می‌توان دریافت که سرعت نسبی سیال در طول روتور کاهش یافته و سرعت مطلق سیال افزایش می‌یابد. که حاصل این تغییرات سبب افزایش انرژی سیال می‌شود. وقتی که سطح مقطع ورودی و خروجی سیال از استاتورهای یکسانی ساخته می‌شود. به علت آنکه میزان تراکم سیال در طول روتور کم است، تقریباً $V_a = V_{a1} = V_{a2}$ برای ثابت ماندن سرعت محوری V_a در طول روتور در توربو ماشین‌های جریان محوری با سیال تراکم‌پذیر معمولاً سطح مقطع عبور جریان را به نسبت عکس دانسیته تغییر می‌دهند. با این شرایط رابطه‌ی انرژی به صورت زیر خواهد شد.

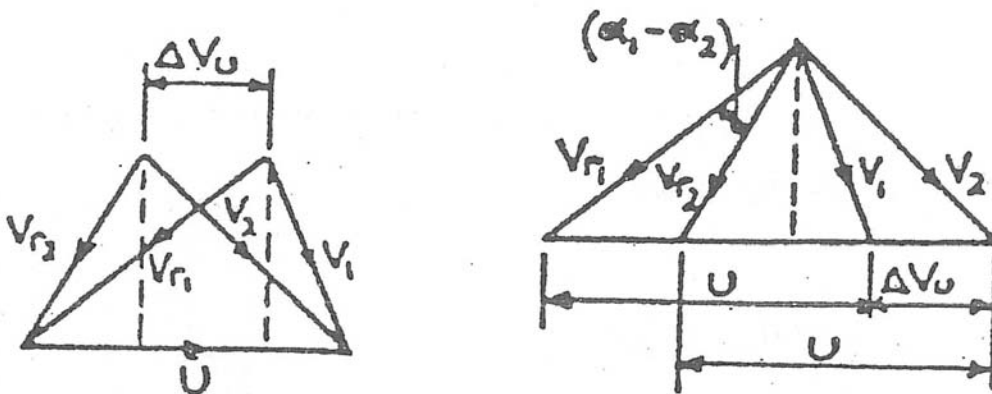
$$E = (Hg) = UV_a(\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) = UV_a(\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

رابطه‌ی دبی (r_h شعاع پایه و r_t شعاع نوک پره)

$$\dot{m} = \rho Q = \rho V_a A = \pi \rho (r_1^2 - r_h^2)$$

رابطه‌ی قدرت:

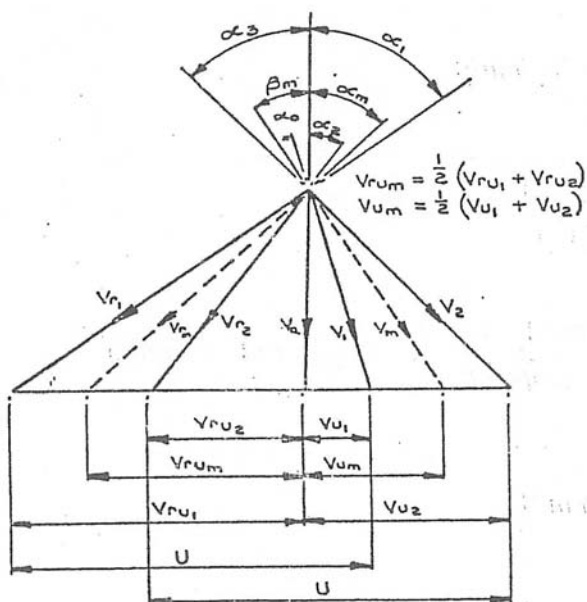
$$P = \pi \rho V_a^2 (r_1^2 - r_h^2) U (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$



شکل (۱۳-۴) مثلث سرعت‌های ورودی و خروجی ضلع و رأس مشترک

ΔV_u : سرعت چرخش، تعیین کننده مقدار انتقال انرژی و $(\beta_1 - \beta_2)$ زاویه چرخش و معرف مقدار تغییر جهت سیال می باشد.

سرعت خطی پره U متناسب با شعاع پره بوده و برای هر شعاع، مثلث های سرعت ورود و خروج مختلف می توان رسم کرد. معمولاً برای محاسبه ی هد و رسم مثلث های سرعت پره، شعاع متوسط رسم می کنند. متوسط مثلث سیال مثلثی است که اضلاع آن شامل سرعت U متوسط سرعت نسبی در طول پره و متوسط سرعت سیال در طول پره می باشد.



شکل (۱۴-۴) مثلث سرعت ورودی و خروجی متوسط

محاسبه ی سرعت های متوسط سیال در طول پره :

$$V_{um} = 1/2(V_{u1} + V_{u2})$$

$$V_{rum} = 1/2(V_{ru1} + V_{ru2})$$

$$V_{ru} = V_r \sin \beta$$

$$\tan \beta_m = \frac{V_{rum}}{V_a}$$

$$\tan \alpha_m = 1/2(\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)$$

$$V_r^2 = V_a^2 + V_a^2 \tan^2 \beta$$

$$R = \frac{(V_{r1}^2 - V_{r2}^2)/2}{U(\Delta V_u)}$$

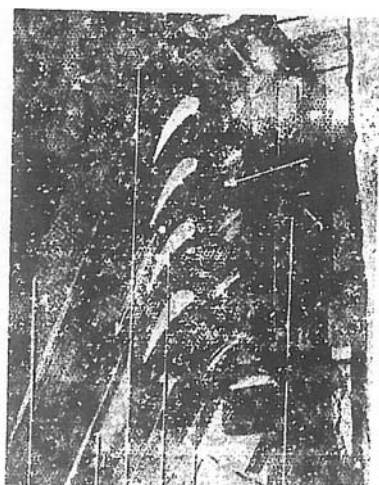
$$R = \frac{V_a}{2U} \cdot \frac{\tan^2 \beta_1 - \tan^2 \beta_2}{\tan \beta_1 - \tan \beta_2} = \frac{V_a}{2U} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$$

$$R = \frac{V_a}{U} \cdot \tan \beta_m$$

در نتیجه زاویه متوسط پره β_m و نسبت $\frac{V_a}{U}$ مقدار درجه عکس العمل R را مشخص میکنند.

در توربوماشین مشکلترین قسمت طراحی مربوط به توربوماشینهایی است که بخواهیم فشار یا هد تولید کنیم. بنابراین طراحی پمپ و کمپرسور محوری بسیار مشکل است. برای طراحی آنها یک نقطه بهینه (*optimum*) در نظر گرفته و حول آن کار می کنیم. اگر به هر دلیلی تغییر نرخ جریان در ماشین ایجاد شود، حالت واماندگی (*stall*) پیش می آید که به معنی توقف جریان در توربوماشین است و یا شرایط کاویتاسیون که باعث افت راندمان و خوردگی خواهد شد (معمولاً اینها کم است) اگر شرایط طوری باشد که بخواهیم در شرایط غیر از نقطه (*optimum*) کار کنیم، ماشین کار می کند، ولی راندمان کمتری دارد. مثال عملی در موتور هواپیما که نسبت فشار این ماشینها در راندمان بالا زیاد خواهد بود. فاصله بین عملکرد خوب و بد کمپرسور بسیار کم است. به علت اینکه مهمترین تغییر در دبی باعث افت شدید راندمان می شود.

روشهای گوناگون برای طراحی کمپرسور جریان محوری وجود دارد. مثلاً یکی از بالا بر شروع می کند، دیگری از ضریب بالا بر، یکی از زوایای ورود و خروج و ... ولی نتیجه یکی خواهد بود. به طوری که روش طراحی برای کمپرسور کوچک (فن آشپزخانه) و برای کمپرسورهای بزرگ یکسان خواهد بود و ما به عنوان نمونه به یک مدل طراحی می پردازیم.



شکل (۱۵-۴) نمایش یک دسته پره

طراحی بروش المانی برای کمپرسور :

$$C_l = 2\pi \sin \alpha$$

برای پره آزاد صاف داریم:

$$C_L = 2\pi K_0 \sin \alpha$$

برای دسته پره صاف داریم:

$$K_0 = \frac{S}{C}$$

ضریب دسته پره

$$C_L = 2\pi K_G K_0 \sin \alpha$$

برای دسته پره با پره های دارای انحنا داریم:

ضریب شکل K_E

ضریب کمبر K_G

$$C_l = 2\pi K_0 K_G K_E \sin \alpha$$

با احتساب ضریب شکل داریم:

حالتهای مختلف و ضریب بالابرهاى مربوطه:

$$C_L = 2\pi K_0 K_E \sin \alpha \quad (1) \text{ اگر } \frac{S}{C} > 4 \text{ فاصله پره ها زیاد باشد. لذا } K_G = 1 \text{ (اثر کمبر از بین می رود)}$$

$$C_L = 2\pi K_E \sin \alpha \quad \text{و اگر } \frac{S}{C} = 4 \text{ باشد (اثر دسته پره از بین می رود) } K_0 = 1$$

$$(\gamma = \gamma_E, \alpha = \alpha_E)$$

$$\gamma = \gamma_E \text{ و } K_G \cong K_0 \quad (2) \text{ اگر } 1.5 < \frac{S}{C} < 4 \text{ باشد در اینصورت}$$

$$C_L = 2\pi K_0 K_E \sin \alpha$$

در نتیجه

$$(3) \text{ اگر } \frac{S}{C} < 1.5 \text{ تمام پارامترها وارد عمل می شوند (روابط تجربی هستند)}$$

$$C_L = 2\pi K_0 K_G K_E \sin(\alpha_E - (\gamma - \gamma_E))$$

پارامترهای مهم برای طراحی

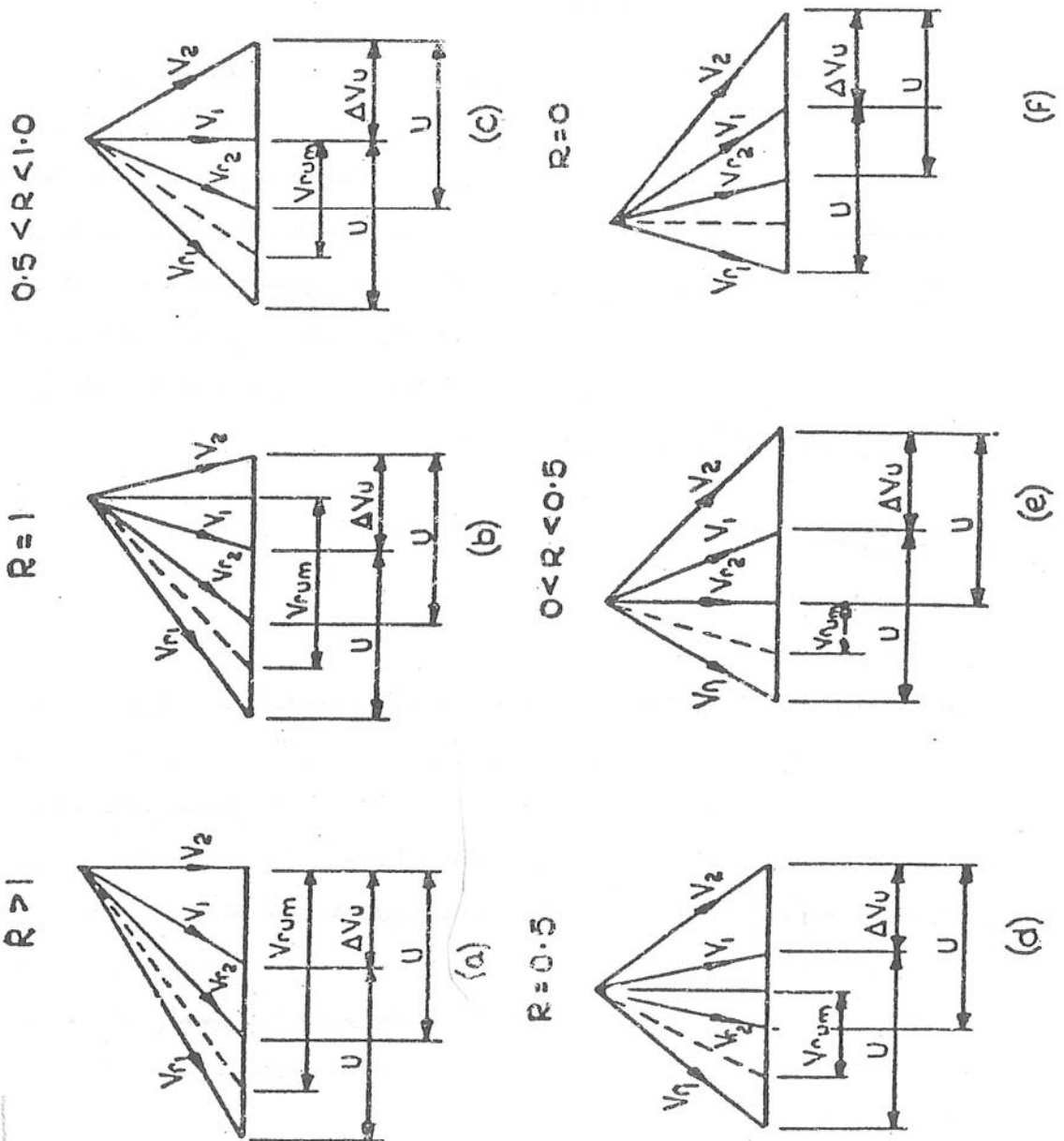
۱- شکل هندسی تیغه (C)

۴- زوایای ورود و خروج (α, β)

۲- خمیدگی تیغه (θ)

۵- فاصله بین تیغه ها (S)

۳- تعداد تیغه ها (n)



شکل (۱۶-۴) نمایش مثلث سرعت در کمپرسور با درجه عکس العمل مختلف

درجات عکس العمل مختلف کمپرسور:

در این جا نیز نظیر توربین جریان محوری مشخصات ماشین با درجه عکس العمل مختلف متفاوت است که با توجه به شکل مثلث سرعت های مختلف موارد آن به شرح زیر توضیح داده می شود.

درجه عکس العمل بزرگتر از یک $R > 1$:

در این حالت $V_a = V_2$ یعنی سرعت مطلق خروجی محوری است.

$$R = \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{V_1^2 - V_2^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2}$$

$$V_{r2}^2 - V_{r1}^2 < 0$$

$$V_1^2 - V_2^2 > 0$$

چون V_{r1} بزرگ است عدد ماخ ورودی زیاد خواهد بود و چون V_a و U هردو زیادند برای پره های اول مناسب نیست. اما به دلیل محوری بودن سرعت خروجی مناسب روتور هستند.

درجه عکس العمل یک $R = 1$:

در این حالت $V_1 = V_2$ و $V_{r2}^2 - V_{r1}^2 < 0$ تمام افزایش فشار در روتور صورت گرفته و استاتور فقط نقش راهنما را دارد از نظر آئرو دینامیکی شکل تیغه های آن با $R = 0$ مشابهند فقط جاپروتور و استاتور عوض می شود.

درجه عکس العمل بین نیم و یک $0.5 < R < 1$:

در این حالت V_1 محوری است و $V_2 - V_{r2}$ است.

$$V_1 < V_2 < V_{r1}$$

$$R = \frac{V_2^2 - V_{r1}^2}{V_1^2 - V_{r1}^2}$$

نظیر درجه عکس العمل بین ۰/۵ و صفر است. امتیاز خاصی ندارد در بعضی موارد از آن استفاده می شود.

درجه عکس العمل $0 < R < 0.5$:

در این حالت $V_2 = V_a$ و $V_{r2} < V_{r1}$ و $V_1 < V_2$ شبیه حالت سوم یعنی $0.5 < R < 1$ می باشد ولی جای روتور و استاتور عوض می شود یعنی میزان افزایش فشار روتور کمتر از استاتور است.

درجه عکس العمل صفر $R=0$:

در این حالت $V_{rum} = 0$ و $V_{r2} = V_{r1}$ است. همانند حالت $R=1$ ولی با تعویض وظایف استاتور و روتور یعنی تمام افزایش فشار در استاتور صورت می گیرد.

$$R = \frac{\Delta P_r}{\Delta P_r + \Delta P_s} = 1 \Rightarrow \Delta P_r = 0 \quad ; \quad \Delta P_t = \Delta P_s$$

درجه عکس العمل نیم $R=0.5$:

شبیه آنچه در توربین گفته شده می باشد مثلثهای سرعت متقارن $V_1 = V_{r2}$ و $V_2 = V_{r1}$ تیغه های روتور و استاتور یکی است.

«توربو ماشین های جریان شعاعی»

-مقدمه

-توربین هیرو

-توربین بار کر

-توربین ژونگستروم

- توربین بانکی

-تئوری توربو ماشین های جریان شعاعی

-محاسبات مربوط به توربین های بانکی

-توربین های فرانسیس شعاعی

-توربین گاز

- پمپ های گریز از مرکز

-جریان ثانویه واثر آن

-لغزش سیال

-دمنده ها و کمپرسور های گریز از مرکز

-بخش های مختلف دمنده ها

-اتصال پمپ ها به یکدیگر

توربو ماشین های جریان شعاعی

کلیه ی توربو ماشین هایی که سرعت مطلق سیال در خروج از روتور آنها مولفه محوری نداشته باشند، شعاعی هستند و در غیر این صورت مختلط یا محوری اند.

نمونه هایی از این توربو ماشین ها، توربین هیرو، توربین بارکر، توربین شعاعی بانکی، توربین هیدرولیکی، توربین ژونگستروم، توربین گازی جریان شعاعی، کمپرسور و فن گریز از مرکز و پمپهای گریز از مرکز می باشند که در این فصل توضیحاتی در باره هر یک می آوریم. ماشین های جریان شعاعی به دو قسمت عمده تقسیم می شوند.

۱- جریان داخلی یعنی به طرف مرکز (Inward)

۲- جریان های خارجی به طرف محیط (Outward)

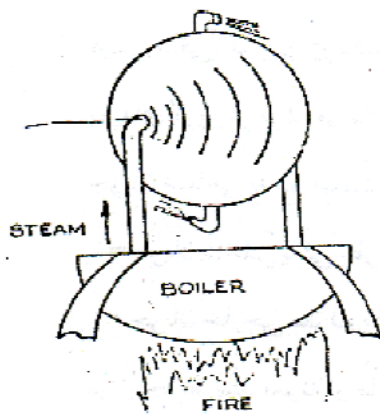
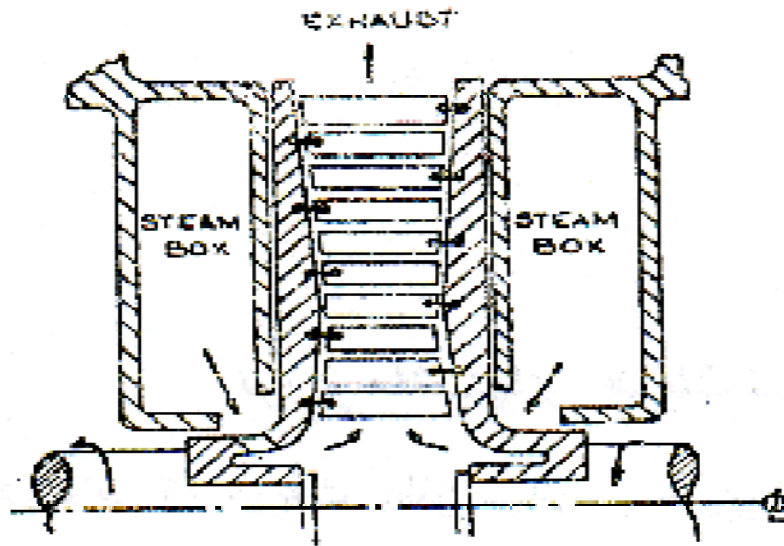
در اینجا به چند نمونه از ماشین های مختلف اشاره می کنیم و سپس به تئوری جریان شعاعی می پردازیم.

توربین هیرو: از اولین توربین های شعاعی بخاری که در حدود ۲۰۰۰ سال پیش ساخته شده و به صورت جریان خارجی (Outward) کار می کند.

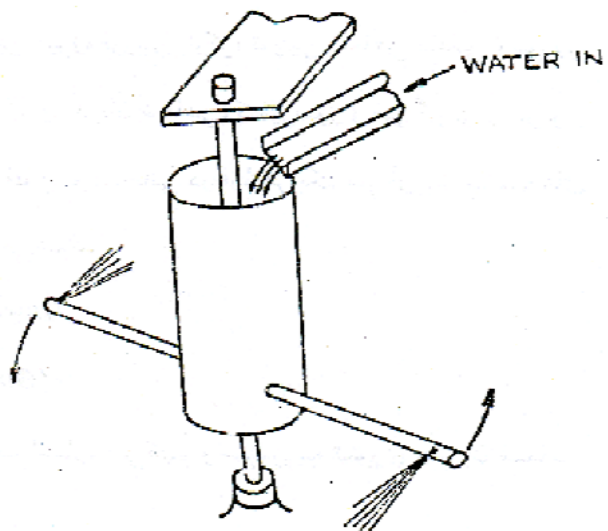
توربین بارکر: شبیه توربین هیرو کار میکند و به خاطر وجود فشار استاتیکی در ورودی آن سیال با سرعت از نازل های آن خارج شده و ممان لازم را ایجاد می کند.

توربین ژونگستروم: (Ljungstrom) :

توربین شعاعی بخار با جریان خارجی است روتور و پره های متحرک این نوع توربین روی دو دیسک که در جهت خلاف یکدیگر دوران می کنند و به طور یک در میان برای هم نقش روتور و استاتور را دارند. این توربین کوچک بوده و برای تهویه داخل اتومبیل به کار میرود.



هیرو



ژانگسترم

بارکر

شکل (۱-۵) توربین هیرو و بارکر، ژانگسترم

توربین بانکی : در این توربین مایع در دو مرحله یکی بصورت جریان داخلی (جریان به طرف مرکز) و دیگری جریان خارجی (جریان بطرف خارج از مرکز) به پره ها برخورد می کند. بعد از توضیحاتی در باره ی توربو ماشین های جریان شعاعی درباره ی توربین بانکی مطالب بیشتری بیان میشود.

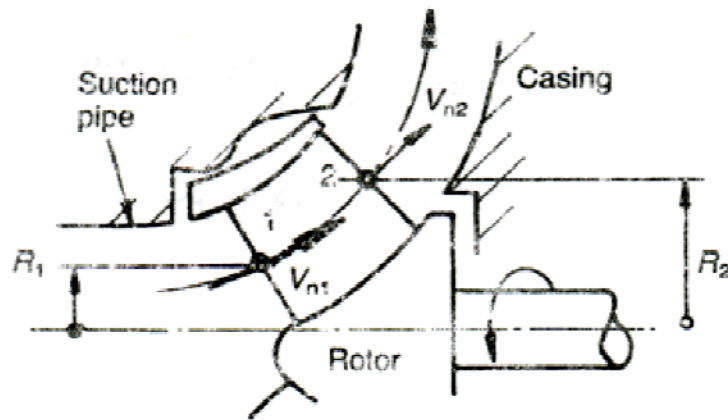
تئوری توربو ماشین های جریان شعاعی :

دسته بندی توربو ماشین های جریان شعاعی از نظر جهت جریان به دو صورت است:

۱- جریان شعاعی داخلی (Inward radial flow)

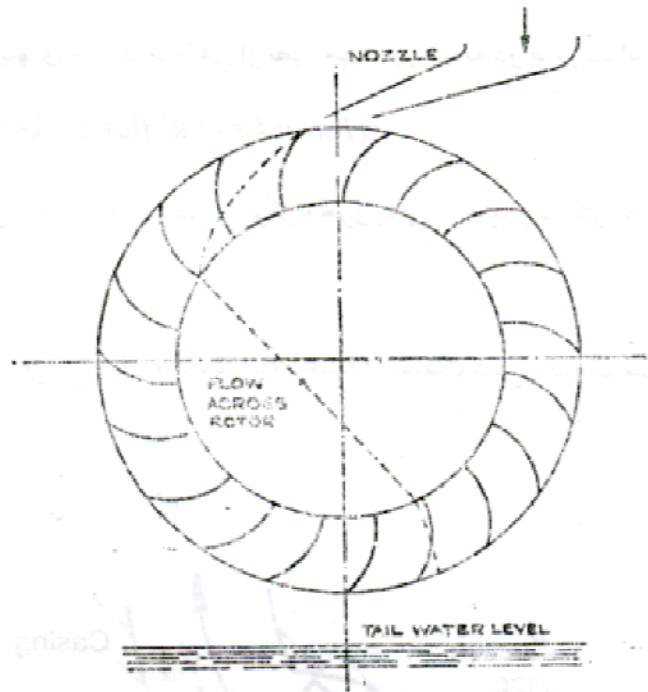
در این ماشین ها جهت کلی جریان سیال بطرف مرکز محور یعنی از شعاع بزرگتر به شعاع کوچکتر می رود.

۲- جریان شعاعی خارجی (Outward radial flow): جهت کلی جریان سیال به طرف شعاع های بزرگتر است.

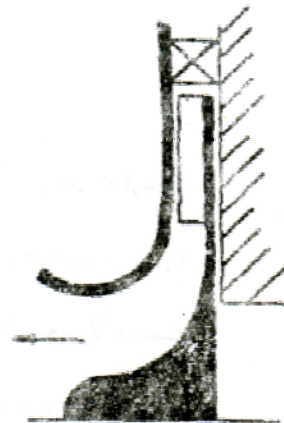
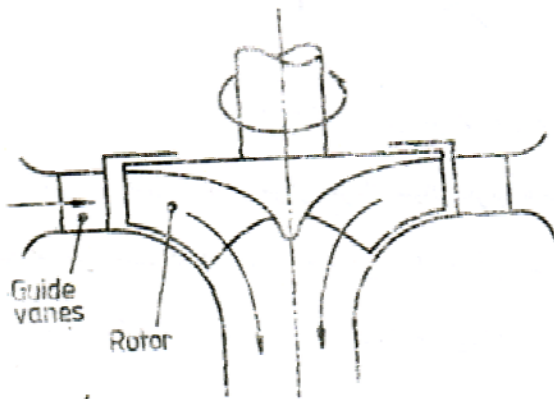


شکل (۴-۵) ماشین جریان خارجی

در پمپ ها و کمپرسور ها گریز از مرکز جریان سیال تقریبا همیشه به صورت جریان خارجی است، علت این امر این است که در جریان خارجی $U_2 > U_1$ و جهت نیروی گریز از مرکز و در نتیجه افزایش فشار در جهت افزایش شعاع است. از آنجا که تغییرات سرعت نسبی سیال معمولا قسمت کمی از انرژی منتقل شده را تشکیل میدهد لازم است در پمپ ها و کمپرسور ها ی گریز از مرکز جریان خارجی داشته باشیم تا بتوانیم هد لازم را ایجاد نمائیم. به همین دلیل توربین های شعاعی معمولا از نوع جریان داخلی هستند.



شکل (۵-۲) توربین بانکی



شکل (۵-۳) ماشین جریان داخلی

البته توربین های شعاعی با جریان تراکم پذیر واز نوع جریان خارجی نیز وجود دارند مثل توربین ژونگستروم . علت ساخت این نوع توربین ها عمدتاً انبساط سیال در طول توربین و نیاز به سطح مقطع خروجی بزرگتر است. شکل هندسی

پره ها در نقطه ی ورودی و خروجی سیال از پره نقش تعیین کننده ای در مقدار هد و دبی و یا هد و قدرت در توربو ماشین دارد .

روابط و فرمولهای موجود برای توربو ماشین های جریان شعاعی :

β_2 : زاویه بین خط مماس بر پره و سیال در آن نقطه از پره که سیال خارج میشود

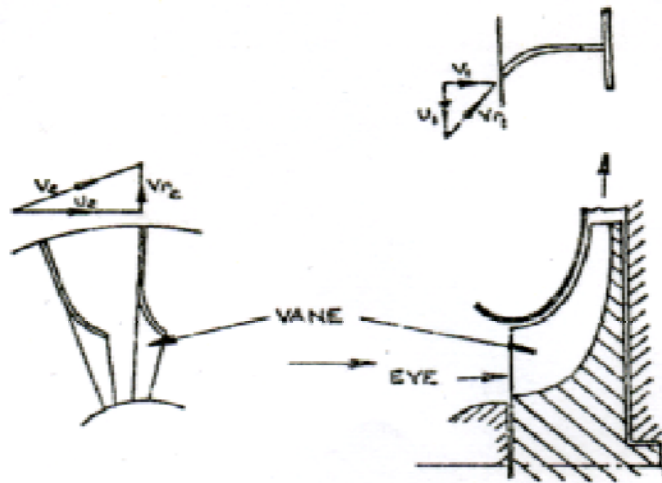
با توجه به اشکال نشان داده شده در پره های دو بعدی و سه بعدی داریم:

رابطه ی اویلر :

$$E = U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}$$

$$V_{u1} = U_1 - V_{a1} \cot g \beta_1$$

$$V_{u2} = U_2 - V_{a2} \cot g \beta_2$$



شکل (۵۵) پروانه جریان شعاعی با پره سه بعدی

$$E = U_1(U_1 - V_{a1} \cot g \beta_1) - U_2(U_2 - V_{a2} \cot g \beta_2)$$

$$\frac{E}{U_2^2} = \frac{U_1^2}{U_2^2} \left(1 - \frac{V_{a1}}{U_1} \cot g \beta_1\right) - \left(1 - \frac{V_{a2}}{U_2} \cot g \beta_2\right)$$

$$\frac{E}{U_2^2} = \frac{r_1^2}{r_2^2} \left(1 - \frac{V_{a1}}{U_1} \cot g \beta_1\right) - \left(1 - \frac{V_{a2}}{U_2} \cot g \beta_2\right)$$

رابطه ی فوق برای کلیه توربین های شعاعی و پمپها و کمپرسور های گریز از مرکز با جریان خارجی یا داخلی است. اگر توربو ماشین از نوع پمپ باشد، در نقطه ی طرح V_{u1} برابر صفر است. (یعنی سیال در ورود به پره ی متحرک ، سرعت چرخشی ندارد و سرعت آن می تواند فقط شعاعی یا محوری یا هر دو باشد علت این امر کاهش افت اصطکاکی در توربو ماشین است. اگر توربو ماشین توربین باشد، در نقطه ی طراحی ($V_{u2} = 0$) است که در این صورت افت اصطکاکی و انرژی خروجی سیال کم است. در برخی از توربین های جریان داخلی سیال در ورود به روتور دارای چرخش نیست. رابطه های بالا برای پمپ ها در نقطه ی طراحی) $V_{u1} = 0$:

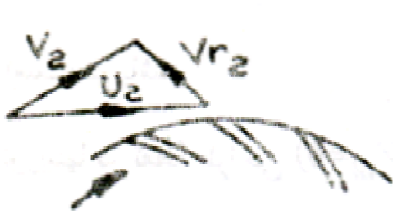
$$\frac{E}{U_2^2} = -\left(1 - \frac{V_{a2}}{U_2} \cot g\beta_2\right) = \frac{V_{a2}}{U_2} \cot g\beta_2 - 1 \text{ رابطه اویلر}$$

$$\psi = \frac{E}{U_2^2} \text{ ضریب هد}$$

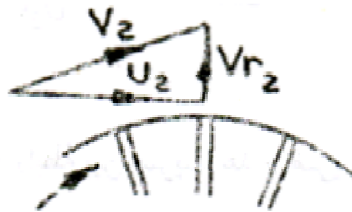
$$\varphi = \frac{V_{a2}}{U_2} \text{ ضریب دبی}$$

در نتیجه

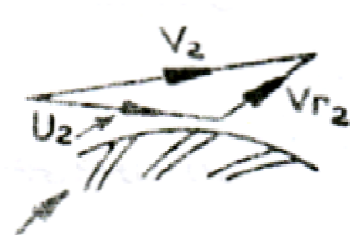
$$\psi = \varphi \cot g\beta_2 - 1$$



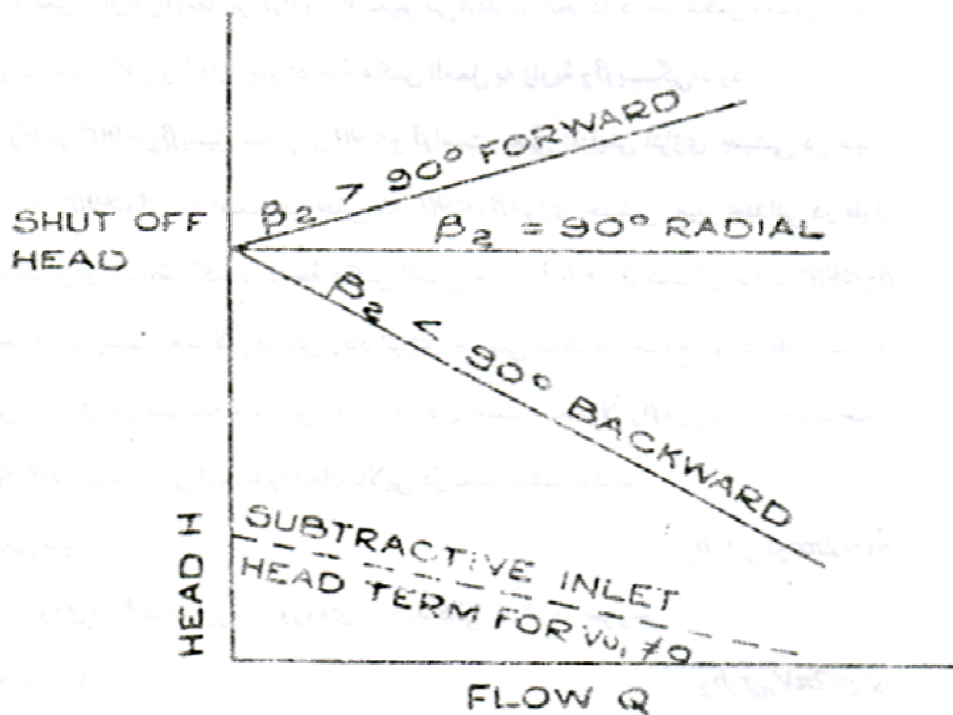
BACKWARD
CURVED
VANES



RADIAL
VANES



FORWARD
CURVED
VANES



شکل (۵-۶) منحنی $H-Q$ برای سه نوع مختلف پره جلو، پره عقب، پره شعاعی

در شکل نقطه A هد در دبی صفر است ($\psi = \frac{E}{U_2^2}$). خط چین نشان دهنده ی هد ورودی وقتی $V_{u1} = 0$ است، می باشد.

برای توربین ها در نقطه ی طراحی ($V_{u2} = 0$) رابطه ی بین ضریب هد و ضریب دبی بصورت زیر است .

$$\varphi = \frac{V_{u1}}{U} \text{ و } \psi = \frac{E}{U_2^2} \quad \text{چون}$$

$$\psi = 1 - \varphi \cot g \beta_1 \quad \text{لذا:}$$

البته در توربین ها از ضریب قدرت بجای ضریب دبی استفاده می شود.

در پمپ ها با تغییر زاویه ی β_2 مقادیر V_2 و V_{r2} تغییر میکنند. از آنجا که درجه عکس العمل بستگی به مقادیر دو پارامتر V_2 و V_{r2} دارد پس درجه عکس العمل به زاویه ی β_2 بستگی دارد.

سرعت V_2 در $\beta_2 > 90^\circ$ بسیار بیشتر از $\beta_2 > 90^\circ$ است. یعنی افزایش انرژی جنبشی در طول روتور در حالت $\beta_2 > 90^\circ$ زیاد است. در حالی که در $\beta_2 > 90^\circ$ انرژی جنبشی تغییر چندانی در طول روتور ندارد لذا برای شرایط یکسان درجه عکس العمل حالت $\beta_2 > 90^\circ$ کمتر از حالت $\beta_2 > 90^\circ$ است. از آنجا که در پمپها معمولا افزایش زیاد انرژی

جنبشی سیال در خروج مورد نظر نیست و تبدیل این انرژی در پوسته مستلزم افت زیادی است معمولاً β_2 در پره ها را کوچک ($18^\circ < \beta_2 < 25^\circ$) انتخاب می کنند تا راندمان بالایی در پمپ داشته باشیم.

$$\dot{m} = 2\pi\rho_2 V_{a2} r_2 b_2 \quad \text{دبی جرمی سیال:}$$

r_1 شعاع ورودی، b_1 عرض پره در ورودی، ρ_2 چگالی سیال در خروجی

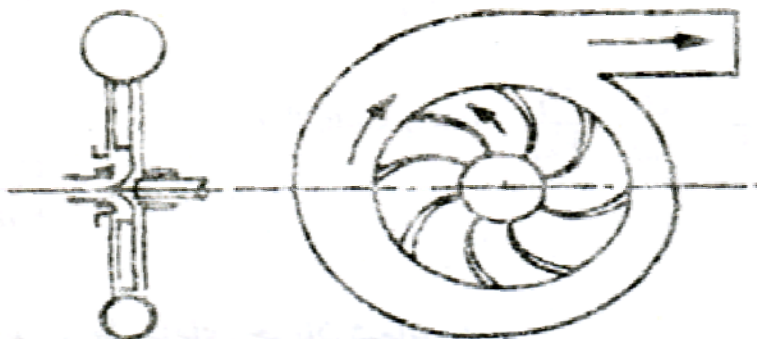
$$Q_2 = 2\pi V_{a2} r_2 b_2 \quad \text{دبی حجمی سیال:}$$

$$Q_1 = 2\pi V_{a1} r_1 b_1$$

$$Q_1 = Q_2 \quad \text{چون سیال غیر قابل تراکم است پس}$$

$$r_1 b_1 V_{a1} = r_2 b_2 V_{a2}$$

رابطه بالا برای پره های دو بعدی شعاعی که اصطلاحاً پره های شعاعی نیز نامیده می شوند، برقرار است.



شکل (۵-۶) یک پمپ جریان دوری را نشان میدهد

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (d_{1\max}^2 - d_{1\min}^2) \quad \text{برای پره های سه بعدی داریم}$$

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} (d_{1\max}^2 - d_{1\min}^2) V_{a1} \quad \text{دبی جریان:}$$

$$P = \dot{m} g H = \rho g Q H \quad \text{قدرت ایده آل: برای پره های دو بعدی}$$

$$P = \rho_1 2\pi r_1 b_1 V_{a1} \{U_1(U_1 - V_{a1} \cot g\beta_1) - U_2(U_2 - V_{a2} \cot g\beta_2)\}$$

برای پره های سه بعدی:

$$P = \rho_1 \frac{\pi}{4} (d_{1\max}^2 - d_{1\min}^2) V_{a1} \{U_1(U_1 - V_{a1} \cot g\beta_1) - U_2(U_2 - V_{a2} \cot g\beta_2)\}$$

در رابطه های بالا قدرت برای پمپها منفی و برای توربینها مثبت می شود.

برای پمپها و کمپرسورهای گریز از مرکز (با پره دو بعدی) در نقطه طرح ($V_{u1} = 0$) قدرت از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$P_{pump} = \rho_1 2\pi r_1 b_1 V_{a1} U_2^2 \left(1 - \frac{V_{a2}}{U_2} \cot g\beta_2\right)$$

و برای توربینها با پره های دو بعدی در نقطه طرح ($V_{u2} = 0$) قدرت از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$P_{Turbine} = \rho_1 2\pi r_1 b_1 V_{a1} U_1^2 \left(1 - \frac{V_{a1}}{U_1} \cot g\beta_1\right)$$

قدرت بدون بعد:

$$\frac{P_T}{\rho_1 Q_1 V_{u1}^2} = \frac{U_1}{V_{u1}} \left(\frac{U_1}{V_{u1}} - \tan \alpha_1 \cot g\beta_1\right)$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{V_{a1}}{V_{u1}} \text{ و } \alpha_1 \text{ زاویه ورودی و}$$

موارد استفاده از توربو ماشین های جریان شعاعی :

در نیروگاه ها، تولید انرژی از گاز مایع، تبرید درجه حرارت پایین، کسب انرژی از آشغال و سوپر شارژرها (با سیال قابل تراکم کار می کند) برای موتور هایی که با هوا کار میکنند.

مزایای توربو ماشین های جریان شعاعی :

۱- ساخت ارزان در مقایسه با توربین چند مرحله ای جریان محوری

۲- ساده و جمع و جور بودن آنها.

۳- راندمان آنها در مواقعی که جریان گاز کم باشد بسیار بالا است.

معایب توربو ماشینهای جریان شعاعی :

۱- چند مرحله نمیشود (نسبت ساخت محدود است)

۲- سرعت خروجی زیاد است و باعث کم شدن جرم مخصوص گاز میشود و مقطع خروجی را کوچک میکند.

در طراحی، زاویه ورودی فاکتور تعیین کننده ایست نظیر زاویه خروجی در کمپرسور ها.

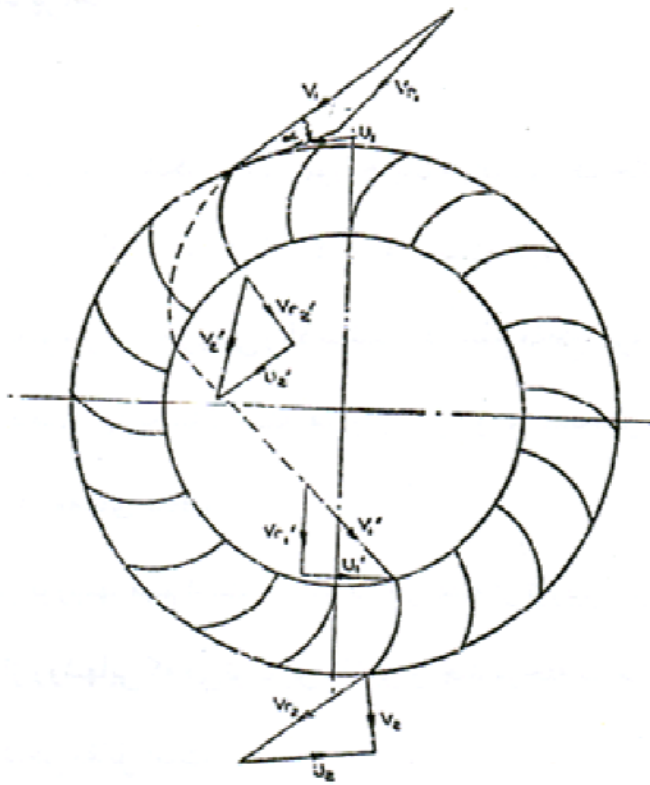
اطلاعاتی در باره تعداد پره ها:

این اطلاعات به صورت تجربی است. شکل مسیر عبور جریان سیال نیز یک حالت مشخص ندارد. مهمترین بخش در طراحی بویژه اگر نسبت فشار بالا باشد قسمت خروجی است. زیرا اگر برای حجم مخصوص زیاد بخواهیم سرعت خروجی زیاد نباشد باید سطح مقطع خروجی کوچک باشد. تیغه های نازل صاف و ضخامت آنها یکسان است. هنوز از نظر تئوری مشخص نشده که تیغه های خمیده در نازل بهتر است یا تیغه های صاف.

اثر عدد رینولدز در این توربین ها مهم است چرا که در هر نقطه از توربین این عدد به طور قابل توجهی تغییر میکند. یکی از روش هایی که میتوان این ماشین را چند مرحله ساخت چند قطعه کردن تیغه روی روتور بصورت شکل مقابل است.

محاسبات مربوط به توربین بانکی :

ساختمان این توربین بسیار آسان است بطوریکه با یک ورقه ی فلزی میتوان یک توربین بانکی ساخت بدین ترتیب که بخشی از آن را با یک انحنا ساده به پره تبدیل میکنیم. و بقیه را به عنوان محورهای نگهدارنده بکار می بریم. نازل این توربین ها چهار گوش و قابل کنترل است. برای این توربین ها، چون تقریبا به صورت ضربه ای هستند احتیاج به محفظه نیست. در مقایسه با توربین های پلتون و فرانسیس مهم ترین حسن آن سادگی و ارزانی قیمت است. در صد بالای انرژی در قسمت بالایی توربیت انتقال میابد زیرا سیال نرم (بدون اغتشاش) و با زاویه مناسب و مشخص بدون افت به تیغه برخورد میکند اما در قسمت پایینی یا (Outward) انرژی کمتری انتقال می یابد. که محاسبات زیر آن را نشان میدهد.



شکل (۵-۷) توربین بانکی و مثلث سرعت های مربوطه

$$V_{r1}^2 - V_{r2}^2 = U_1^2 - U_2^2$$

$$V_{r1}^2 = V_1^2 \sin^2 \alpha + (V_1 \cos \alpha - U_1)^2 = V_1^2 - 2UV_1 \cos \alpha + U_1^2$$

$$V_{r2}^2 = V_{m1}^2 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 = V_1^2 \sin^2 \alpha \cdot \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2$$

$$U_2^2 = U_1^2 \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2$$

$$V_1^2 - 2UV_1 \cos \alpha + U_1^2 - V_1^2 \sin^2 \alpha \cdot \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 = U_1^2 - \frac{U_1^2}{(r_1/r_2)^2}$$

در خروجی به صورت محوری تمام میشود.

در ماشین های جریان مختلط قطر پره کوچکتر ولی عرض آن بزرگتر می باشد. خروجی سیال دارای قطر بزرگتر نسبت به توربین فرانسسیس می باشد و یکی از رایج ترین نوع ماشین های هیدرولیکی است.

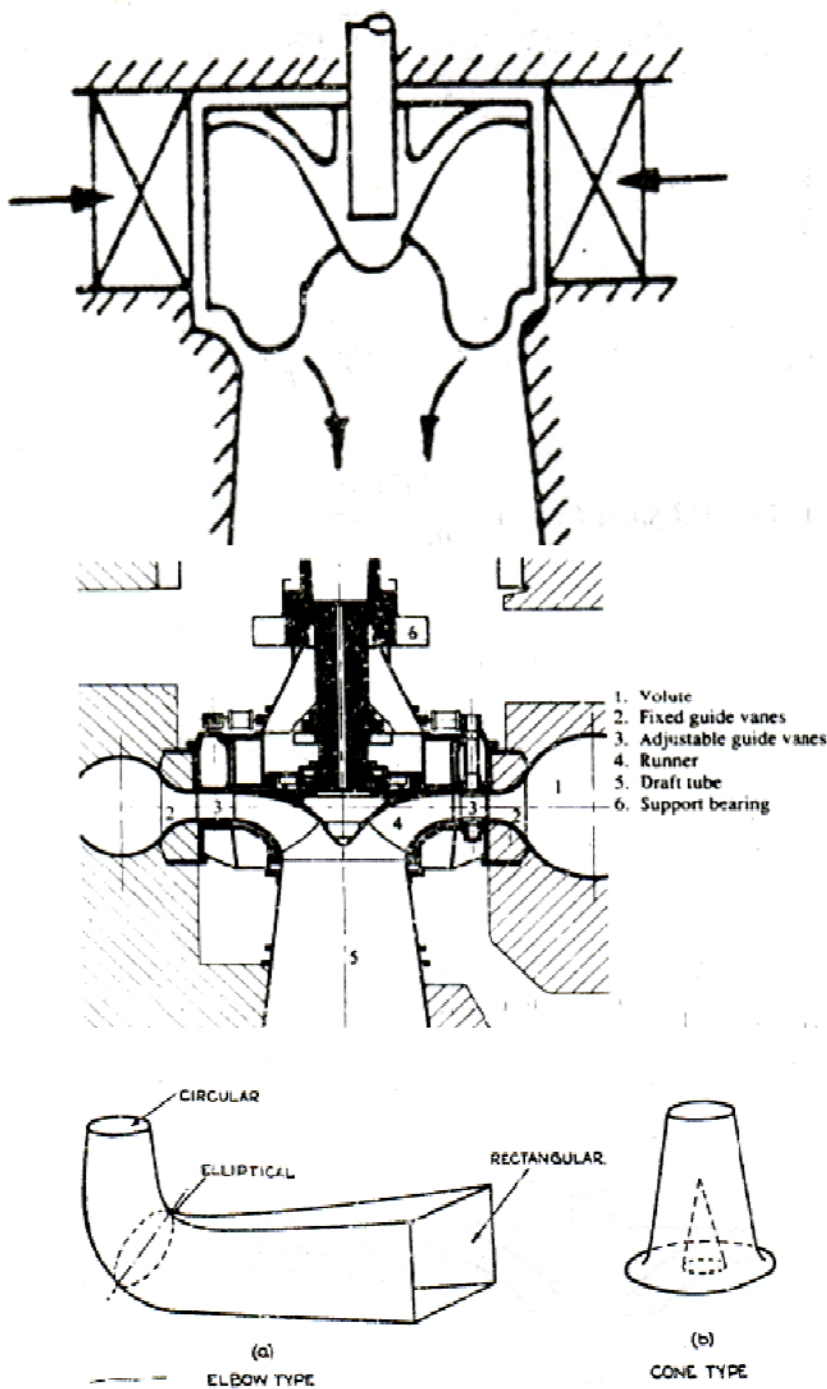
دو بخش مهم در این توربین ها لوله ی خروجی (Draft tube) و قسمت ورودی (intake) است. لوله ی خروجی بسته به شرایط مکانی به دو صورت ممکن است باشد. که در شکل زیر مشخص شده .

(a) برای حالتی که نمی توانیم آب یا سیال را در خروجی به صورت آزاد بیرون بریزیم .

(b) برای حالتی که آب یا سیال به صورت آزاد خارج میشود که طراحی آن راحت تر است .

در توربین فرانسسیس شعاعی سیال در ورود به روتور مولفه ی سرعت محوری ندارد.

اجزای اصلی یک توربین فرانسسیس: روتور، پوسته ، پره های ساکن و لوله خروجی ، پره های ساکن معمولا میتوانند تغییر زاویه



شکل (۱۰-۵) لوله خرجی توربین فرانسسیس

بدهند به طوری که در محدوده ی دبی مورد نیاز ،سرعت مطلق سیال در ورود به روتور زاویه ی مناسبی داشته باشد و حداقل برخورد بین سیال و پره های متحرک به وجود آید. نقش لوله خروجی بالا بردن راندمان و جلوگیری از کاویتاسیون است . قسمت بعدی مورد توجه، ورودی (intake) توربین است که باید فشار زیادی را در سرعت زیاد تحمل کند. طراحی این دو قسمت اگر درست انجام شود نواقص پره و اجزای دیگر را جبران میکند .

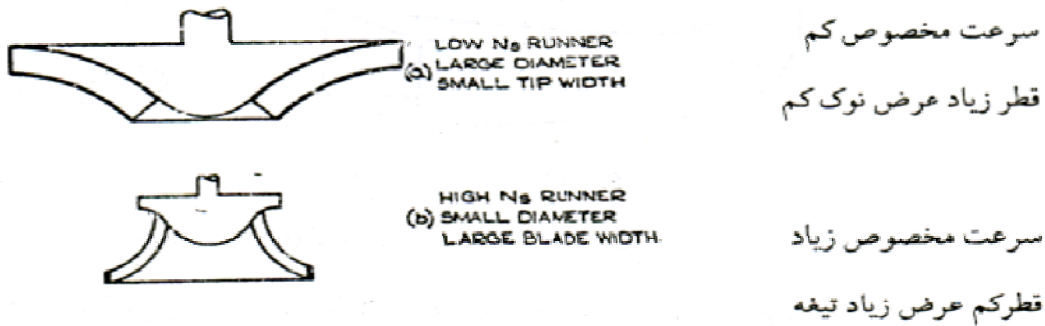
سرعت مخصوص و تحلیل توربین فرانسویس براساس آن:

$$Ns = \frac{NP^{1/2}}{H^{5/4}}$$

$$15 < N1_s < 100$$

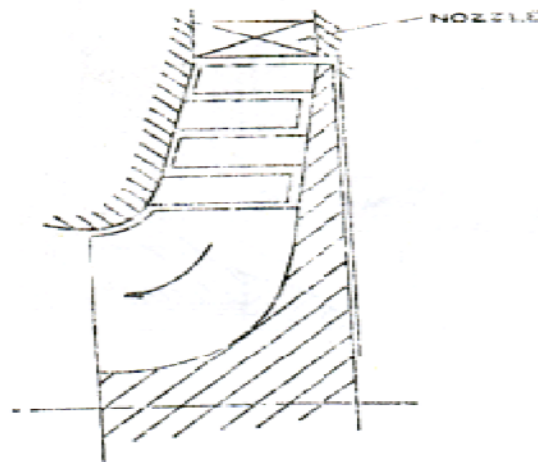
۱- برای هد زیاد، دور باید کم باشد. زیرا سرعت ورودی زیاد و در نتیجه سرعت نوک پره زیاد است و باید قطر را زیاد بگیریم. قطر بزرگ و سرعت زیاد برای دبی کم باعث کاهش عرض نوک پره میشود. شکل (1) سرعت مخصوص کم.

۲- اما اگر هد کم باشد عرض ورودی زیاد و در نتیجه قطر تیغه کوچک میشود تا بتوانیم دور کمی را داشته باشیم. شکل (2) سرعت مخصوص زیاد.



شکل (۱۱-۵) مقایسه شکل روتور با سرعت مخصوص کم ر زیاد

در عمل معمولاً هد و دبی و دور را طوری انتخاب میکنند که به صورت متعادل باشد و با نسبت های مورد نظر کار کند که شکل تیغه را به صورت یک شکل اختصاصی در خواهد آورد که نه شکل (۱) باشد و نه شکل (۲) باشد.



شکل (۱۲-۵) توربین شعاعی چند مرحله

توربین گاز:

بصورت جریان داخلی است و با داشتن یک روتور چون پره های متحرک را چند قسمتی ساخته اند ، بصورت چند مرحله ای عمل می کند که پره های ثابت نیز از بدنه به عنوان استاتور کار می کنند.

پمپ های گریز از مرکز:

طبق اظهارات بیشتر مورخین دنیس پاپین^۱ مهندس فرانسوی متولد ۱۶۴۷، بعنوان مبتکر پمپ های گریز از مرکز شناخته شده است که اولین نمونه پمپ گریز از مرکز را در سال ۱۶۸۹ در کتاب "اکتیس اریودیتوریم"^۲ ارائه کرد. این پمپ شامل تنها دو پره بود که در محفظه ای با عرض ثابت قرار داشت. سپس جهت بهینه سازی طرح خود به جای تغییر دادن شکل پره ها، شکل جمع کننده را به حالت مارپیچی با عرض ثابت در نظر گرفت.

پمپ های گریز از مرکز معمولاً از یک یا چند متحرک پره دار تشکیل شده است که محور دوران موتور به آن متصل می باشد. این چرخ متحرک در داخل محفظه ای به نام بدنه قرار دارد. مایع از سوراخ مرکزی چرخ دوار بصورت محوری وارد چرخ شده و بعد از لغزیدن از لابه لای پره های پروانه بطریق مماسی و شعاعی به سمت پیرامون پروانه دوران میکند. گردش پره ها موجب ایجاد نیروی گریز از مرکز گردیده و در نتیجه فشار، سرعت سیال و در نهایت انرژی سیال داخل ماشین افزایش یافته و سیال را به طور پیوسته به جریان می اندازد. در اطراف چرخ، محفظه ای قرار دارد که مایع بعد از ترک چرخ دوار وارد آن شده، انرژی جنبشی آن به انرژی فشاری تبدیل و از طریق لوله رانش به خارج فرستاده می شود.

ساختمان آن به شکل مقابل است. فرمول های دبی، هد و قدرت آن پیش از این ارائه شده است. این پمپ ها بسته به کار بردشان انواع گوناگون دارند که از جمله پمپ های یک مکشه، دومکشه، یک طبقه، دو طبقه، با محور قائم، با محور افقی، پوسته حلزونی، پوسته دیفیوزری را می توان نام برد. پمپ های گریز از مرکز معمولی اغلب یک مکشه هستند. در پمپ های دو مکشه سیال از دو طرف به موازات محور پمپ وارد روتور می شوند. در پمپ های چند طبقه پروانه های متعددی (از دو تا ده عدد) بر روی محور پمپ تعبیه شده است.

پوسته ی پمپ به شکلی است که سیال بعد از خروج از یک پروانه به ورودی پروانه ی دیگری هدایت می شود. به این ترتیب دبی عبوری از تمامی طبقات یکسان بوده و برابر دبی کل جریان است ولی هد کل پمپ برابر حاصل جمع هد هر یک از طبقات است.

یک پمپ گریز از مرکز از سه قسمت تشکیل شده است:

(۱) پروانه

(۲) پوسته

(۳) محور

(۱) پروانه (روتور): شامل پره های متحرک است. پره ها می توانند به صورت باز، نیمه باز، بسته باشند.

(۲) پوسته: پوسته ی پمپ از چهار قسمت تشکیل شده است:

الف) نازل ورودی (چشم پمپ)

ب) قسمت دربر گیرنده ی پره های متحرک

ج) دیفیوزر

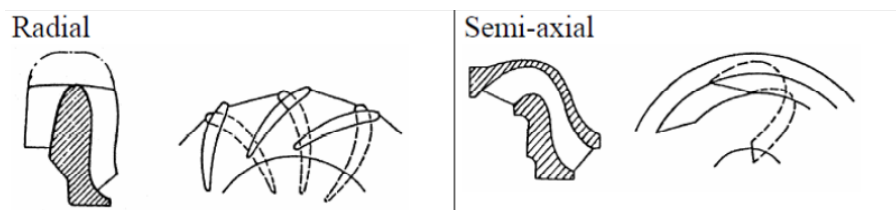
د) جمع کننده

الف) نازل ورودی: از حساسیت زیادی برخوردار بوده و شکل آن می تواند در راندمان پمپ و ایجاد کاویتاسیون تأثیر بگذارد.

ب) قسمت در بر گیرنده ی پره های متحرک: باید طوری باشد که حداقل فاصله بین روتور و پوسته وجود داشته باشد در غیر این صورت سیال در جهت معکوس از فضای بین پوسته و روتور بر می گردد.

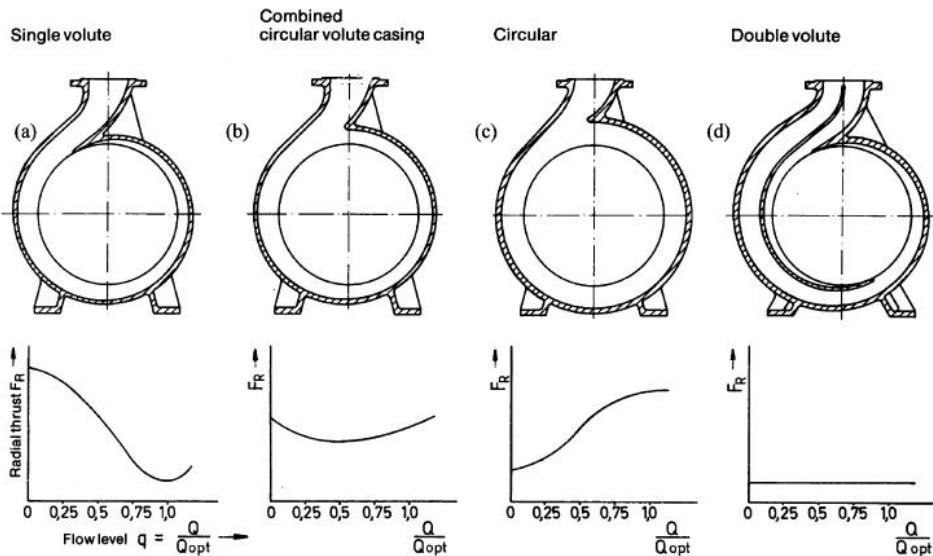
ج) دیفیوزر: بلافاصله بعد از پره های متحرک واقع است و نقش آن تبدیل سرعت سیال به فشار است. در دیفیوزر برخی از پمپ ها، پره های ساکن تعبیه می کنند تا سیال با زاویه ی مناسب تری از دیفیوزر وارد قسمت جمع کننده شده و حداقل افت را ایجاد کند. نقش عمده دیفیوزر جمع آوری سیال در خروج از محیط پروانه آن تا خروج از پمپ و در نهایت تبدیل انرژی جنبشی سیال به انرژی فشاری (و یا تبدیل سرعت سیال به فشار) می باشد. این تبدیل بوسیله شکل پوسته که به دهانه رانش خروجی منتهی می گردد انجام می گیرد. درحقیقت سیال در خروج از چرخ متحرک دارای انرژی جنبشی زیادی است که بخش بزرگی از انرژی کل سیستم را تشکیل می دهد. برای تبدیل انرژی جنبشی سیال به انرژی فشاری، بعد از خروج از چرخ متحرک (پوسته) دیفیوزر قرار می گیرد تا سرعت سیال را از سرعت حداکثر به سرعت دلخواه خروجی رسانیده و انرژی جنبشی سیال را به انرژی پتانسیل با حداقل ضایعات برساند. این کار ممکن است با پره و

یا بدون پره انجام پذیرد شکل (۲-۵) دو نمونه ای دیفیوزر را که جهت جریان در ورودی متفاوت است نشان می دهد. در پمپ های کوچک صنعتی که کم شدن راندمان تأثیر کلی در سیستم ندارد، دیفیوزر بدون پره که معمولاً به یک لوله واگرا حلزونی متصل بوده و یا جمع کننده یک جزء را تشکیل می دهد، به کار گرفته می شود که کانال بین لوله حلزونی تدریجاً در جهت گردش پروانه بازبر می گردد. در انتخاب مواد ساختمانی پوسته باید موانردی نظیر مقاومت مکانیکی و مقاومت در مقابل زدگی و سایش و نیز قیمت مناسب را در نظر گرفت. در اکثر پمپ های چدن بعلت قیمت مناسب آن و نیز فولادی برای انتقال مواد خورنده و فرار بسیار مناسب می باشند. در پمپ های چند طبقه پوسته چدنی طبقه پوسته چدنی تا فشار ۱۷۰ اتمسفر و دمای ۱۸۰ درجه سانتیگراد مقاومت می کند و برای دمای بیش از ۱۸۰ درجه سانتیگراد و فشار تا ۱۴۰ اتمسفر فولاد ریخته گری شده و نیز فولاد چکش خوار مناسب می باشند.



د) جمع کننده: به شکل حلزونی است و طوری طراحی می شود که سیال در داخل جمع کننده بدون شتاب حرکت کند و در نتیجه حداقل افت در آن ایجاد شود. سیال بعد از خروج از دیفیوزر وارد جمع کننده گردیده و به خارج از پمپ هدایت می گردد در نتیجه نقش جمع کننده جمع آوری سیال خارج شده از چرخ متحرک و هدایت آن بطرف لوله خروجی با سرعت مورد نظر است. جمع کننده پمپ های گریزا زمركز به شکل حلزونی بوده و مقطع آن به مرور زیاد می گردد. این مقطع طوری طراحی شده است که در هر لحظه سرعت متوسط سیال کاهش یافته و انرژی جنبشی سیال به انرژی فشاری تبدیل می گردد. با توجه به اینکه اختلاف موجب ازدیاد تلفات می گردد، از جمع کننده حلزونی که دارای محفظه گردابی می باشد استفاده می کنند. بدین معنی که در اطراف چرخ دوار، یک فضای دایره ای موسوم به اطاق گردابی که مجرای حلزونی در اطراف آن وجود دارد قرار می دهند که این فضای گردابی به مایع اجازه حرکت گردابی آزاد را داده و در نهایت موجب افزایش راندمان ماشین می گردد.

انواع مختلف حلزونی در شکل (۲-۶) نشان داده شده است که تفاوت آنها در نیروهای شعاعی وارده به محور می باشد.



۳) شافت یا محور پمپ: عامل ایجاد حرکت دورانی و انتقال قدرت از محرک (موتور) به روتور است و طراحی آن بر حسب سرعت دورانی بحرانی شافت است. نقش محور پمپ، ایجاد لنگر و در نتیجه انتقال قدرت تولیدی از موتور محرک به چرخ متحرک و ایجاد حرکت دورانی در آن است. محور پمپ باید وزن قسمت های متحرک ماشین و نیز سایر نیروها را با تغییر شکلی که کمتر از فاصله بین قسمت های ثابت و متحرک پمپ می باشد تحمل نماید. بوش محور برای محافظت آن از ساییده شدن در محل تماس با سایر قسمت های ساکن بکا رمی رود. اگر بوش بیشتر از مقدار معینی ساییده شود موجب افزایش نشتی آب و از بین رفتن لایه های آب بندی می گردد. بوش محور توسط پیچ و مهره هایی از نظر طولی نسبت به محور ثابت نگه داشته شده و برای اینکه حول محور نچرخد آنرا توسط خار تثبیت می کنند. برای اینکه بین بوش محور و جعبه آب بندی سایش زیادی ایجاد نگردد باید از برنز و یا فولاد استفاده شود. این بوش اگر از مقدار بیشتری ساییده شود موجب نشت زیاد آب گردیده و لائی های آب بندی را سریعتر خراب خواهد نمود. در انتخاب مواد ساختمانی محور پمپ باید پارامترهایی چون حد تحمل مقاومت در مقابل زنگ زدگی و حساسیت در مقابل ایجاد جاکار را در نظر گرفت. در عمل حد تحمل بعلت زنگ زدگی و عواملی چون رزوه پیچ ها و جاکارها به مقدار زیادی کاهش می یابد. بطور کلی جنس محور باید از فولاد ضد زنگ همراه با آلیاژ آلومینیوم باشد.

سایر قسمت های پمپ شامل آبندها (آب بندی محوری)، دریچه ی تخلیه ی هوا، یاتاقان ها، کوپلینگ اتصال محور به موتور و پیچ های نگه دارنده هستند.

• یاتاقان ها، جعبه آب بندی:

نقش یا تاقان ها ثابت نگهداشتن محور چرخ متحرک نسبت به بدنه پمپ می باشد. جلوگیری از نشت آب در محل هایی که محور پمپ از بدنه عبور می کند و نیز جلوگیری از ورود هوا به داخل پمپ در قسمت مکش که فشار سیال از فشار

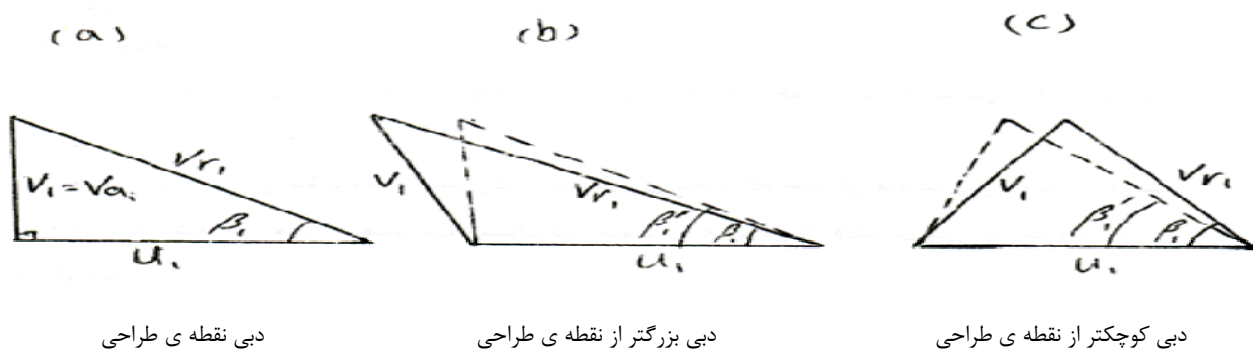
اتمفسر کمتر می باشد توسط کاسه نمدها و جعبه آب بندی انجام می گیرد. این جعبه مشتمل بر مواد پلاستیکی است که خاصیت کشسانی دارد تا فشردگی آن در کاسه نمد تنظیم می گردد.

رایج ترین انواع لایه ها، نوار پنبه نسوز و نوار فلزی با حلقه های انعطاف پذیر می باشد به نحوی که لایه های آب بندی توسط حلقه ای در جای خود محکم نگه داشته می شود. این لایه ها نباید زیاد محکم و فشرده شود زیرا موجب افزایش اصطکاک و حرارت گردید ه و به محور یا بوش صدمه وارد می کند. درمحل هایی که در اجزاء تشکیل دهنده پمپ امکان سایش وجود داشته باشد رینگ های سایشی قرار می دهند که این رینگ ها برحسب نوع سیال و اختلاف فشار تولید شده و یاسرعت دورانی پمپ و بعضی پارامترهای دیگر انتخاب می گردند. درموردی که سیال دارای دانه ها ی ریزشن و مواد معلق باشد، برای اینکه ورودی این مواد موجب خرابی درزبین رینگ ها و اصطکاک نگرده بوسیله یک جریان دائمی آب خالص، درزبین رینگ ها را شستشو می دهند. در صورتیکه آب گرم پمپاژ گردد و بخواهیم لایه های آب بندی را خنک نگهداریم از مجراهای آب بندی آب خنک عبور می دهیم.

در پمپ های فشار زیاد برای کم کردن مقدار دبی نشتی، از روش آب بندی مکانیکی استفاده می شود. در این روش فاصله بین قسمت های ثابت و متحرک پمپ در یک مقطع توسط فنری عمود بر محور دوران کم گرفته شده و هر دو صفحه را از فلزی صیقلی انتخاب می کنند تا میزان دبی نشتین کم گردد. برنز یکی از عناصری است که در طراحی رینگ های آب بندی کاربرد و در عوض خاصیت ریخته گری و تراشکاری زیادی دارد و برای سیالات خالص مناسب است. درجائیکه کاربرد برنز از نظر زنگ زدگی و سایش دردمای بالای ۱۲۰ درجه سانتی گراد مقدور نباشد از فولادی ضد زنگ استفاده می شود.

تئوری پمپ های گریز از مرکز در خارج از نقطه ی طرح ($V_{u1} \neq 0$) :

در نقطه ی طراحی فرض بر این بود که سیال بدون چرخش وارد روتور می شود. اما اگر از نقطه ی طراحی خارج شویم، مثلث های سرعت تغییر کرده و سبب می شود سیال اجباراً با چرخش وارد روتور شود تا بتواند بدون برخورد شدید با پره ها از فضای بین پره ها عبور کند. مثلث های سرعت ورودی در سه حالت به صورت زیر است.



شکل (۱۴-۵) مثلث سرعت برای نقاط کار مختلف

U_1 به علت ثابت بودن دور محور وشعاع پره ها در سه شکل فوق یکسان است.

فرض بر این است که سرعت نسبی سیال به طور مماس بر پره ها به آنها برخورد می کند. زاویه ی سرعت نسبی سیال و زاویه ی پره یکسان است. شکل (a) نقطه ی طراحی ($V_{u1} = 0$) است. شکل (b) چون دبی از دبی نقطه ی طراحی بیشتر است (طرح $V_{a1} > V'_{a1}$) پس $V_{u1} < 0$ است. شکل (c) چون دبی از دبی نقطه ی طراحی کمتر است ($V'_{a1} > V_{a1}$) پس ($V_{u1} < 0$) است. علت چرخش در سیال قبل از برخورد به پره ها این است که سیال برای عبور از بین پره های متحرک باید جهتش را طوری تغییر دهد که بتواند از بین این پره ها عبور کند. در غیر این صورت سیال به پره ها برخورد کرده و افت شدیدی ایجاد می شود. توجه کنید که همیشه در جریان ها، سیال راحت ترین راه را برای حرکت انتخاب می کند. عامل ایجاد این چرخش ویسکوزیته ی سیال است.

در عمل برخورد بین سیال و پره اندک بوده و $(\beta'_1 - \beta_1) \cong 0$ است. یعنی $\beta_1 = \beta'_1$ که در بعضی منابع رابطه ی $\beta'_1 = 1 - 3\beta_1$ می نویسند. رابطه ی اوپلر برای نقطه ی خارج طراحی به صورت زیر است.

$$E = U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}$$

جریان ثانویه و اثر آن :

پدیده ای است که روی مثلث خروجی سیال از روتور تأثیر دارد. به علت اختلاف فشار بین دو طرف هر پره در پمپ ها، جریان ثانویه به وجود می آید و بین هر دو پره ی متوالی ایجاد می شود.



شکل (۱۵-۵) نمایش جریان درون کانال و خروجی از پروانه

تلفات و بازده ها :

تلفات در توربو ماشین ها با جریان های تراکم ناپذیر را میتوان به دو دسته تقسیم کرد: داخلی و خارجی. اثر تلفات داخلی افزایش آنتالپی سیال عبوری از ماشین و تلفات خارجی، انرژی غیر مفید از ماشین است.

• تلفات داخلی:

این تلفات به سه نوع است:

الف) تلفات هیدرولیکی: به علت لزج بودن سیال، جریان آن در جاری ماشین همراه با افت فشارهای ناشی از اصطکاک، تغییر مسیر سیال و عدم موازی بودن خطوط جریان با پره ها و گردابه ها است که محاسبه دقیق این اتلافات به علت نامشخص بودن رژیم جریان در بین پره های چرخ و همچنین وجود لایه مرزی و امکان جدایی آن امکانپذیر نیست. تلفات ناشی از نامناسب بودن امتداد جریان در ورود به کانال بین پره ها تلفات شوک نامیده می شود. معمولاً محاسبه تلفات هیدرولیکی با قبول فرضیات مختلف و استفاده از فرمول های تجربی همراه است.

ب) تلفات ناشی داخلی: به علت وجود درز اجباری بین اجزا دوار ثابت ماشین، نواحی ورودی و خروجی چرخ با یکدیگر ارتباط دارند. در ماشین های توان گیر فشار سیال خروجی چرخ از فشار آن در ورودی بیشتر است نتیجتاً بخشی از سیال خروجی چرخ از طریق درز بین چرخ پوسته به ناحیه ورودی آن نفوذ می کند که این دبی را دبی ناشی می نامند. بخشی از قدرت چرخ که صرف جریان در آوردن دبی ناشی داخلی می شود به تلفات ناشی داخلی معروف است.

ج) تلفات دیواره ها: بین چرخ و پوسته ماشین سیال غیرفعال، قسمتی از قدرت تلف می شود که به تلفات دیواره ها موسوم است.

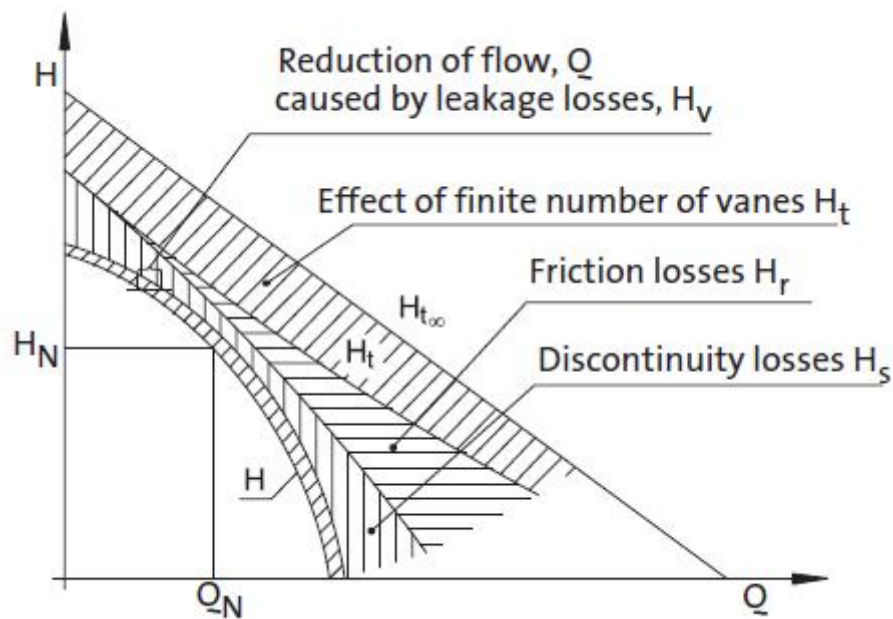
تذکر: بین پوسته خارجی چرخ دیواره ثابت ماشین تلفات ناشی داخلی و تلفات دیواره ها همزمان بوجود می آیند منتهی تلفات ناشی داخلی مربوط به سیالی است که از درز بین چرخ و پوسته عبور می کند در حالیکه تلفات دیواره ها مربوط به قسمتی از سیال است که با چرخ دوران می کند.

• تلفات خارجی:

این تلفات بر دو نوع است:

الف) تلفات ناشی خارجی: قسمتی از سیال راکه از بین محورو پوسته ماشین به خارج نفوذ می کند دبی ناشی خارجی می نامیم.

ب) تلفات مکانیکی: تلفات مکانیکی عبارت است از مجموع تلفات ناشی از اصطکاک مکانیکی دریاتاقانها، کاسه نمد ها، واشرهای آب بندی بین محور پوسته و بالاخره قسمت های اضافی که احیاناً بطور مستقیم توسط چرخ به گردش درمی آیند.



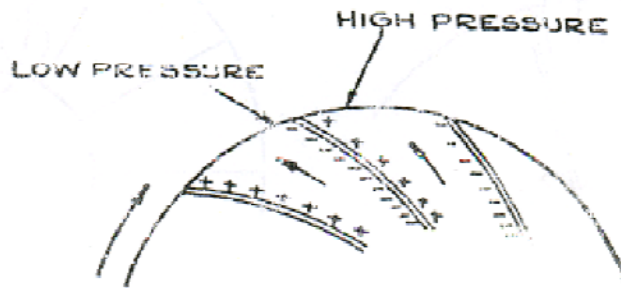
شکل (۱-۰) اتلافات در پمپ گریز از مرکز

ضریب لغزش: لغزش خروجی سیال از بین تیغه های ماشین جریان شعاعی در عرض کانال یکنواخت نیست و متفاوت است لذا زاویه ی خروجی سیال نیز متفاوت از نقطه ی طراحی خواهد بود که این تغییر باعث کاهش در عملکرد می شود. ولذا در وضعیت ایده آل هم لغزش وجود دارد. نسبت هد ایده آل در لغزش به هد محاسبه شده بدون لغزش (هد اوپلر) را

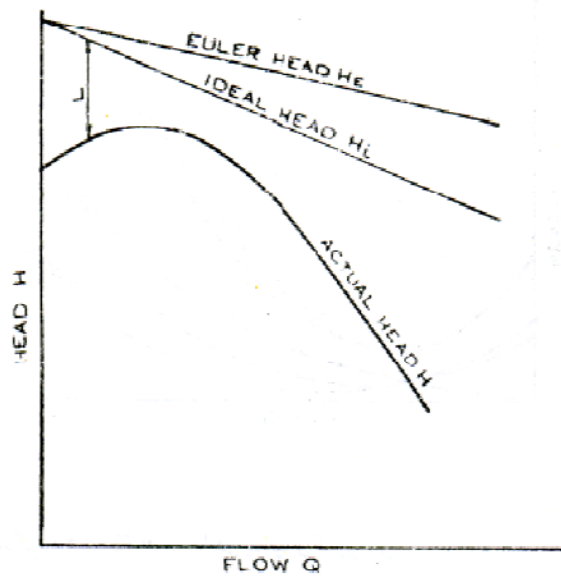
$$\mu = \frac{H_i}{H_e} \text{ ضریب لغزش می گویند.}$$

$$\mu = \frac{V_{u2}}{V'_{u2}} \text{ در نقطه ی طراحی ضریب لغزش به صورت روبروست.}$$

برای یافتن هد ایده آل H_i با استفاده از مثلث های سرعت اوپلر، هد اوپلر را محاسبه کرده و در ضریب لغزش ضرب می کنیم تا هد ایده آل به دست آید. مقدار ضریب لغزش بستگی به زاویه ی β_2 و ابعاد روتور دارد. منحنی هد بر حسب دبی پمپ در حالت های مختلف زیر رسم شده است.



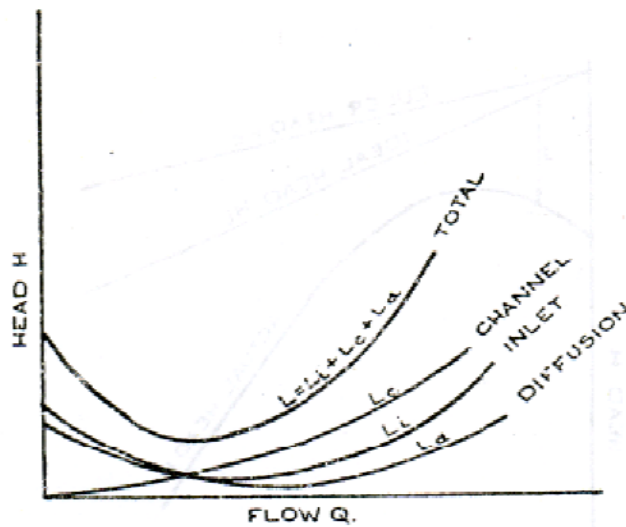
شکل (۱۶-۵) توزیع فشار درون پروانه



شکل (۱۷-۵) یک نمونه منحنی مشخصه پمپ و کمپرسور

ضریب لغزش ماشین های مختلف طبق جدول زیر است::

ردیف	نوع توربو ماشین	رانده مان هیدرولیکی η_h	ضریب لغزش μ
۱	فنهای گریز از مرکز، پروانه ها کمپرسورهای چند مرحله ای	60- 70%	0.9
۲	توربینهای گازی ($P_1/P_4 = 4$)	78%	0.9
۳	پمپ گریز از مرکز $Q < 500 \text{ gpm}$	60-75%	0.7
۴	پمپ گریز از مرکز $Q > 500 \text{ gpm}$	70-90%	0.7



شکل (۱۷-۵) افت ها در پمپ و کمپرسور

ضریب لغزش پمپ ها و کمپرسور های گریز از مرکز از روابط تجربی زیر نیز محاسبه می شوند.

$$\mu = 1 - \frac{0.63\pi}{n} \quad 20 < \beta_2 < 40$$

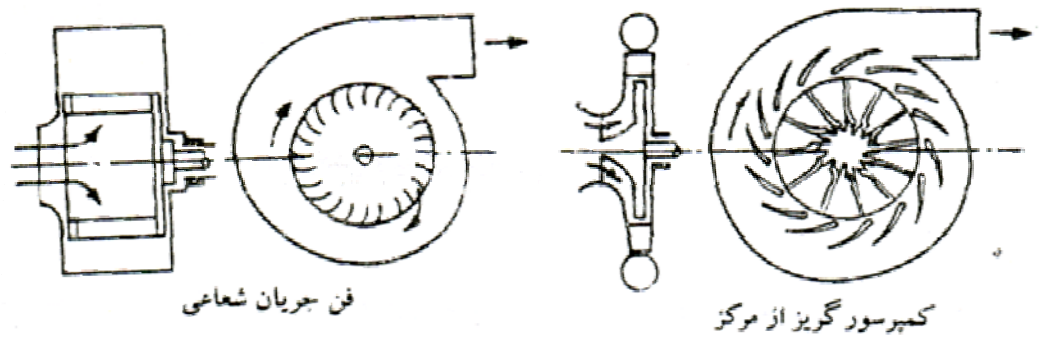
$$\mu = 1 - \frac{\pi}{n} \quad \beta_2 = 90$$

$$\frac{1}{\mu} = 1 + \frac{6.2}{n\varepsilon^{2/3}} \quad \beta_2 > 90$$

که در آن ε نسبت قطر نوک پره به قطر ماکزیمم ورودی روتور تقریباً برابر $1/6$ و n تعداد پره ها است.

دمنده و کمپرسور های گریز از مرکز :

دو شکل زیر تصویر فن شعاعی و کمپرسور گریز از مرکز می باشد.



شکل (۱۹-۵) یک فن و کمپرسور جریان شعاعی

بخش های مختلف ماشین های جریان شعاعی (پمپ ها، کمپرسور ها): پیش از این کمی در باره قسمت های مختلف پمپ ها مطالبی را عنوان کرده ایم این مطالب تکمیل کننده ی آن ها بوده و برای کمپرسور ها نیز صادق است و از دیدگاه دیگری بخش های مختلف ماشین را شرح می دهد.

دمنده ها دارای سه قسمت زیرند که هر قسمت هم دارای بخشهای مجزائی است.

۱- قسمت ورودی: (a) بخش چرخش اولیه (پره ی راهنما)

(b) بخش هدایت کننده

(c) بخش محدود کننده ی سرعت ورودی

(d) بخش گردش اولیه

۲- قسمت دوار: سه نوع حالت دوار وجود دارد:

(a) Forward (جلوگرد)

(b) Radial (شعاعی)

(c) Back ward (عقب گرد)

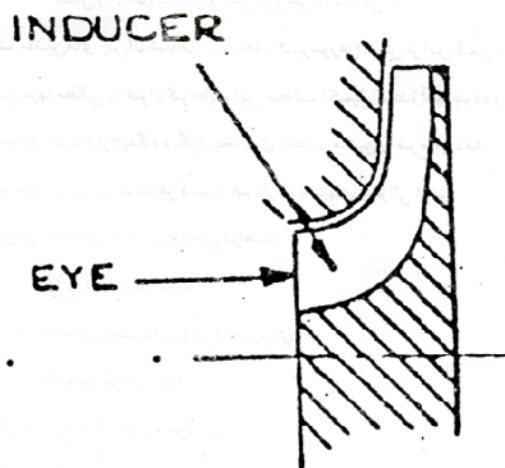
۳- قسمت ثابت :

(a) بخش دیفیوزر

(b) محفظه ی حلزونی

بخش های قسمت ورودی (الف) چرخش اولیه (پره راهنما)

درست هدایت کردن سیال روی تیغه خیلی مهم می باشد. برای این کار یک چرخش اولیه به سیال می دهیم که بی نظمی های سیال از بین برود. برای این کار یک پره ی راهنما جلوی ورودی قرار می دهیم . اگر چرخش اولیه به سیال بدهیم یعنی از نقطه طراحی فاصله می گیریم.



شکل (۵-۲۰) نمونه ی هدایت کننده ها

ب) قسمت هدایت کننده (Inducer):

این بخش اغتشاش ناشی از گردش ۹۰ درجه را می گیرد در حالیکه پره ی راهنما اغتشاش ناشی از پیچ و خم عبور سیال را می گیرد. در شکل قسمت (a) پره ی راهنما است.

بهترین راندمان وقتی می باشد که پره ی راهنما را تا قسمت اصلی بالا بیاوریم.

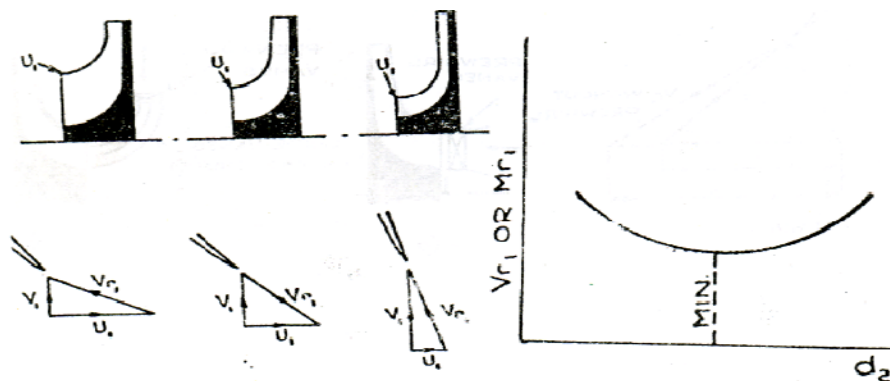
نصب پره ی راهنما : به دو صورت نصب راهنما انجام می شود.

(۱) روی روتور: طراحی محدود، ارزان، راندمان کمتر.

(۲) جدای از روتور: طراحی بهتر، گرانتر، راندمان بالاتر.

ج) محدود کننده ی سرعت ورودی:

ورودی دمنده دارای سه نوع تیغه است. اگر $Q = Cte$ بگیریم و سطح چشم ورودی متغیر مشاهده می شود که برای سطح بزرگ سرعت ورودی کم V_1 ولی U زیاد خواهد بود و V_r نیز بزرگ خواهد بود. اگر سطح چشم کوچک باشد U کوچک و V_1 بزرگ خواهد بود و در نتیجه V_1 نیز زیاد خواهد بود.



شکل (۵-۲۱) شرایط چشم برای یک پروانه و نمایش منحنی حداقل V_{r2} بر حسب d_2 لذا بهترین حالت آن است که اندازه ی سطح چشم را متوسط انتخاب کنیم به گونه ای که V_1 و V_{r1} و U مناسبی بدست آوریم.

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi(d_2^2 - d_1^2)}$$

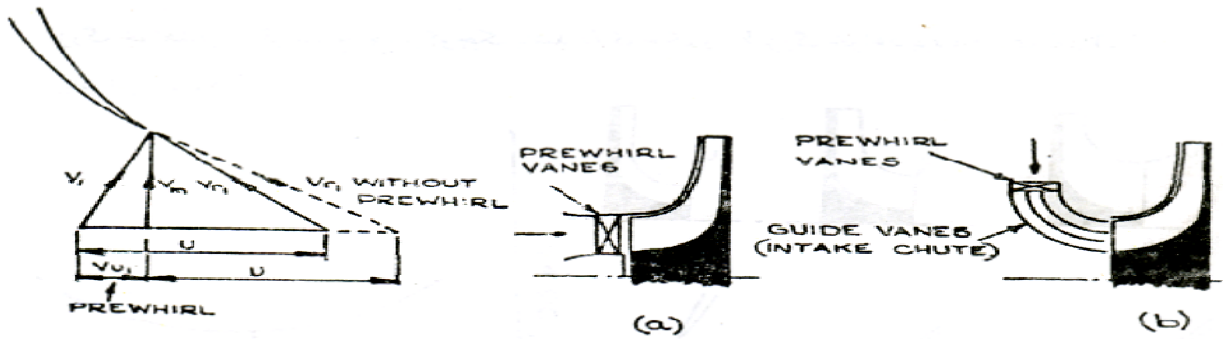
$$U_1 = \frac{\pi d_2 N}{60}$$

$$V_{r1}^2 = U_2 + V_1^2$$

$$V_{r1} = \left[\left(\frac{4Q}{\pi(d_2^2 - d_1^2)} \right)^2 + \left(\frac{\pi d_2 N}{60} \right)^2 \right]^{1/2} = f(d_2)$$

چون سایر پارامترها ثابت است اگر نسبت به d_2 مشتق بگیریم مساوی صفر قرار دهیم. $\frac{dV_{r1}}{dd_2} = 0$ اگر جریان قابل

تراکم باشد عدد ماخ جانشین سرعت نسبی خواهد شد. و از این رابطه $d2_{min}$ بدست می آید که در شکل مشاهده می شود.



شکل (۵-۲۲) و مثلث سرعت گردش اولیه برای یک پره ی جریان شعاعی

د) گردش اولیه: در مواردی مشاهده می شود که حتی پره ی راهنما نمی تواند شرایط را برای ورود به تیغه فراهم کند لذا سیال را در ابتدا چرخش می دهند که با آن سرعت نسبی اولیه کاهش می یابد. با گردش اولیه سرعت نسبی می شود.

$$E = U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}$$

۲- قسمت دوار:

معمولاً قسمت دوار به سه صورت می باشد.

اگر جهت چرخش معکوس باشد این نام ها نیز جابجا می شود. اگر دبی این ماشین ها با هم برابر باشد V_a (محوری) برای همه برابر است و سطح خروجی برابر $A_0 = b2\pi r_2$ خواهد بود.

$$Q = V.A = V_{a2}(2\pi b r_2)$$

اگر چرخش اولیه نداشته باشیم: یعنی $V_{u1} = 0$ در نتیجه $W = -U_2 V_{u2}$

برای ماشین Forward سرعت مماسی سرعت بزرگی است پس این ماشین انرژی بیشتری نسبت به Backward مصرف می کند. در حالی که پره های ماشین Backward افزایش فشار بیشتری نسبت به نوع Forward می دهد.

پس می توان گفت درجه ی عکس العمل ماشین های Backward از Radial بیشتر و سپس Forward افزایش می یابد.

اگر بعد از آنها دیفیوزر قرار دهیم تا فشار زیاد شود، چون در نوع Forward سرعت بیشتر از Backward است در نتیجه احتیاج دارد که بخش بیشتری از انرژی جنبشی را به فشاری تبدیل کند، پس افت بیشتری در دیفیوزر خواهیم داشت.

می توان نتیجه گرفت که اگر مجموع انرژی جنبشی و فشاری سیال را به عنوان هد سیال تلقی کنیم چون نوع Forward سرعت جنبشی بیشتری دارد، هد آن از هد نوع Backward بیشتر است.

اما اگر منظور ایجاد فشار بیشتر و انرژی کمتر باشد نوع Backward مطلوبتر است. برای این ماشین ها باید دقت شود زاویه β با توجه به جهت چرخش سیال طوری انتخاب شود که کار مورد نظر منفی شود و لذا با توجه به رابطه ی

$$W = -U_2 V_{u2}$$

$$W = -U_2 \left(U_2 - \frac{V_{u2}}{\tan \beta_2} \right) = -U_2^2 \left(1 - \frac{V_{u2}/U_2}{\tan \beta_2} \right);$$

$$A = \left(1 - \frac{V_{u2}/U_2}{\tan \beta_2} \right) > 0$$

با توجه به این رابطه برای سه حالت ملاحظه می شود که :

(۱) ماشین Forward $\beta_2 > 90$ و چون $\tan \beta_2 < 0$ محدودیتی ندارد.

(۲) ماشین Radial $\beta_2 = 90$ و $\tan \beta_2 = \infty$ اثری روی A ندارد.

(۳) ماشین Backward ($\beta_2 < 90$ و $\beta_2 > 0$ باید $\tan \beta_2 < \frac{V_{u2}}{U_2}$ باشد).

مقایسه ی ماشین های نوع Forward و Backward طبق جدول زیر :

کمیت و کیفیت	Forward	Backward
درجه عکس العمل R	کمتر	بیشتر
مصرف انرژی رند (مجموع انرژی جنبشی و افزایش فشار)	بیشتر	کمتر
افت انرژی و افت فشار در دیفیوزر	بیشتر	کمتر
فشار تولیدی دوار	کمتر	بیشتر

درجه ی عکس العمل در روتور های مختلف:

$$R = \frac{1/2(U_1^2 - U_2^2) + 1/2(V_{r2}^2 - V_{r1}^2)}{-U_2 V_{u2}}$$

$$V_{u1} = 0 \Rightarrow R = \frac{V_{r2}^2 - U_2^2 - (V_{r1}^2 - U_1^2)}{-2U_2 V_{u2}}$$

$$R = 1/2 \left(1 + \frac{V_{a2}/U_2}{\tan \beta_2} \right)$$

1) Forward; $\beta_2 > 90, \tan \beta_2 < 0 \Rightarrow R < 1/2$

2) Radial; $\beta_2 = 90, \tan \beta_2 = \infty \Rightarrow R = 1/2$

3) Backward; $\beta_2 < 90, \tan \beta_2 > 0 \Rightarrow R > 1/2$

$$H = \frac{U_2 V_{u2}}{g} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{V_{a2}}{\tan \beta_2} \right)$$

رابطه هد

$$H = \frac{U_2^2}{g} \left(1 - \frac{V_{a2}/U_2}{\tan \beta_2} \right)$$

($V_1 = V_a$) ورودی محوری است.

$$V_{a2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b}$$

$$E = U_2^2 \left(1 - \frac{Q}{2\pi r_2 b U_2 (\tan \beta_2)} \right)$$

$$E = U_2^2 - \frac{U_2 \times Q}{2\pi r_2 b \tan \beta_2} = C_1 - C_2 Q$$

لذا C_1, C_2 می شود

$$C_1 = U_2^2 \quad \text{و} \quad C_2 = \frac{U_2}{2\pi r_2 b \tan \beta_2}$$

هد قطع جریان: (Cut off head) ر این حالت مؤلفه شعاعی سرعت صفر است که مقدار آن U_2^2 است.

$$Q = 0 \Rightarrow V_{a2} = 0 \Rightarrow E = U_2^2$$

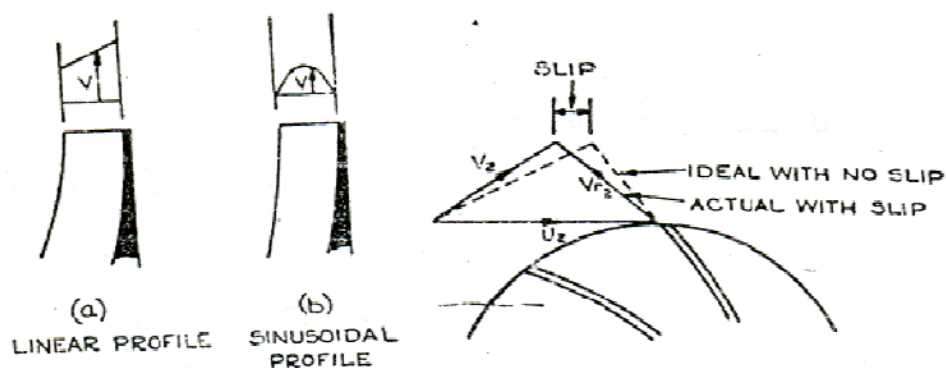
لغزش سیال:

به دلیل اختلاف فشاری که بین دو تیغه ی پره با علامت +و- توزیع سرعت غیر یکنواخت خواهد بود که این باعث می شود سیال در امتداد زاویه ی پره β_2 خارج نشود. چرا که در قسمتی که سیال با سرعت بیشتر حرکت می کند یعنی اثرات پره روی سیال بیشتر است مناطقی که سرعت کمتر است، اثرات پره روی سیال کمتر است و لذا در بخش سرعت زیاد، سیال تمایل به جدا شدن از امتداد تیغه را ندارد و زاویه ی خروج سیال کمتر از پره است که به این پدیده لغزش گویند.

از روتور حول محور خود چرخشی ندارد ویا چرخش کمی دارد و زاویه ی انحراف غیر قابل اغمازی در مقطع خروجی از روتور ایجاد می کند که باید در محاسبات منظور شود. بر اثر این زاویه ی برخورد سیال در ورودی روتور نیز تغییر می کند ولی به علت کوچک بودن $U_1 V_{u1}$ از آن صرف نظر می شود. بر اثر جریان ثانویه بین پره ها مؤلفه ی دورانی سرعت سیال در خروج از روتور (V_{u1}) کوچکتر از مقداری است که توسط مثلث های سرعت اویلر پیش بینی شده. در اشکال رسم شده، خط پر مثلث اویلر وخط چین مثلث واقعی است. اختلاف بین مؤلفه های دورانی سرعت در این حالت را لغزش گویند

$$\text{مقدار لغزش} = V'_{u2} - V_{u2}$$

$$\mu e = \frac{V_{u2}}{V'_{u2}} < 1$$



شکل (۲۳-۵) نمایش توزیع سرعت خروجی و مثلث سرعت با لغزش

همه ی ماشین ها لغزش دارند. لغزش یک پدیده ی کاملاً مکانیکی است که بین دو تیغه اتفاق می افتد و افت به حساب نمی آید.

$$H_e = U_2 V'_{u2} \text{ هد اوپلر}$$

$$H_i = U_2 V_{u2} \text{ هد ایده آل}$$

$$\mu = \frac{H_i}{H_e} < 1 \text{ ضریب کلی لغزش}$$

هد واقعی

هد ایده آل

$$\eta_p = \frac{H_a}{H_i} = \frac{\text{SSSSSSSSSS}}{\text{SSSSSSSSSS}} \Rightarrow H_a = \eta_p H_i = \eta_p u H_e$$

با افزایش تعداد پره ها ضریب لغزش به یک نزدیکتر می شود و اختلاف سرعت ها کم می شود.

رابطه ی Balje

$$\beta_2 = 90^\circ \Rightarrow \frac{1}{\mu} = 1 + \frac{6.2}{n(d_2/d_1)^{2/3}}$$

d_1 قطر داخلی، d_2 قطر خارجی و n : تعداد پره ها

رابطه ی Stantize

$$\beta_2 \text{ در حالت کلی} \Rightarrow \mu_e = 1 - \frac{2}{n}$$

۳- بخش ثابت: از دو بخش تشکیل شده :

(a) دیفیوزر

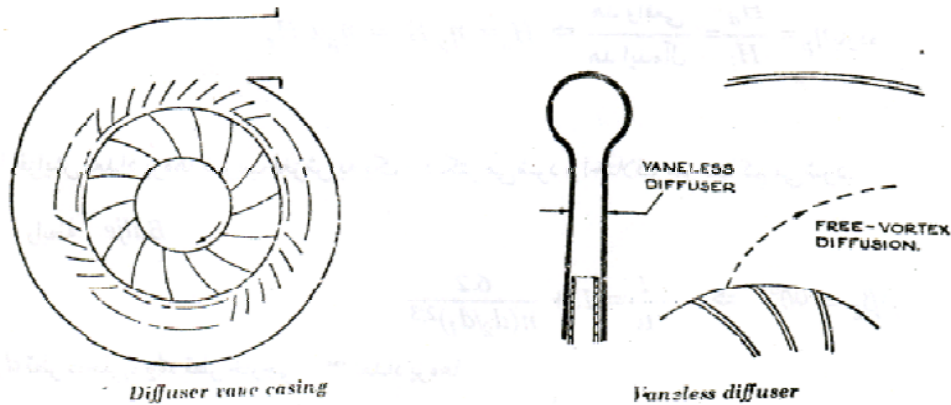
(b) محفظه ی حلزونی

(a) دیفیوزر : برای زیاد کردن فشار و کم کردن سرعت به کار می رود که به دو نوع عمده تقسیم می شوند.

الف) بدون پره : بعد از ورود سیال به محفظه به case با شکل خاصی که محفظه دارد روبرو می شود. برای ایجاد فشار بالاتر طول دیفیوزر باید بیشتر باشد. که وزن و حجم را زیاد می کند و مقرون به صرفه نیست.

ب) دیفیوزر با پره : این نوع دیفیوزر راندمان بهتر و حجم و وزن کمتری دارد.

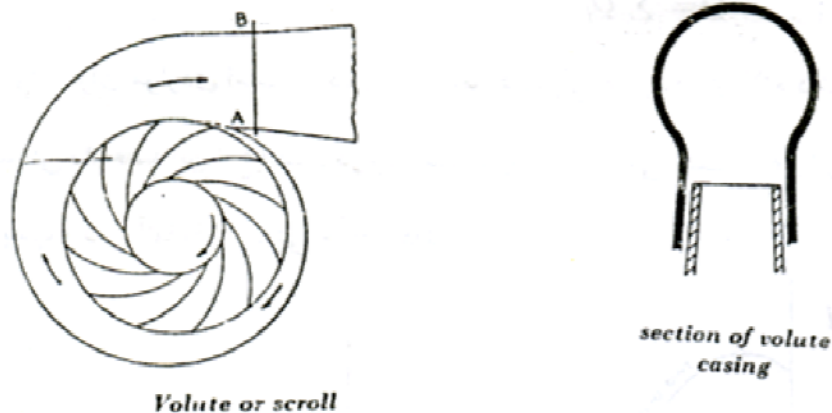
برای افزایش راندمان ، فاصله ای بین پره ها ی ثابت و متحرک می گذاریم که معمولاً فاصله ی بین آنها برای کمپرسور ۰,۱ تا ۰,۲ قطر و برای پمپ ۰,۴ قطر که باعث یکنواخت و مخلوط شدن فشار دو پره می شود و مزیت دیگر این فاصله کنترل موج شوک در خروجی از پره ی متحرک کمپرسور است.



شکل (۵-۲۴) نمایش دیفیوزر بدون پره و با پره

در ورودی پمپ ها که سرعت زیاد است معمولاً کاویتاسیون داریم. اما بین این دو تیغه ثابت و متحرک چون فشار از بخش ورودی بیشتر است خطر کاویتاسیون وجود ندارد. میزان تبدیل سرعت به فشار و یا سرعت این تبدیل به فاصله ی بین پره از ورود تا خروج بستگی دارد. یعنی اگر واگرایی بیشتر شود افزایش فشار در پره ی ثابت سریع تر صورت می گیرد.

(b) محفظه ی حلزونی: بیشتر برای ماشین هایی که با سیال غیر قابل تراکم کار می کنند بکار می رود. مهمترین نقش محفظه حلزونی این است که باید معدل سرعت و فشار استاتیک ثابت باشد و دیگر اینکه نیروی تراست Trust شعاعی در همه جا یکسان باشد و برآیند آنها صفر باشد.



شکل (۵-۲۵) محفظه ی حلزونی پمپ

شکل محفظه از طریق تجربی به دست می آید. دایره ی کامل کارایی لازم را ندارد و شکل حلزونی برای افزایش راندمان نیست بلکه برای موارد مکانیکی پمپ به کار می رود.

اتصال پمپ ها به یکدیگر (ترکیب):

برای اینکه بتوانیم از یک نوع پمپ در صنعت برای منظور های مختلف استفاده کنیم و ذخیره ی پمپ هم کمتر باشد معمولاً پمپ ها را برای هد و یا دبی مناسب به سه صورت زیر به هم متصل می کنند.

(a) موازی

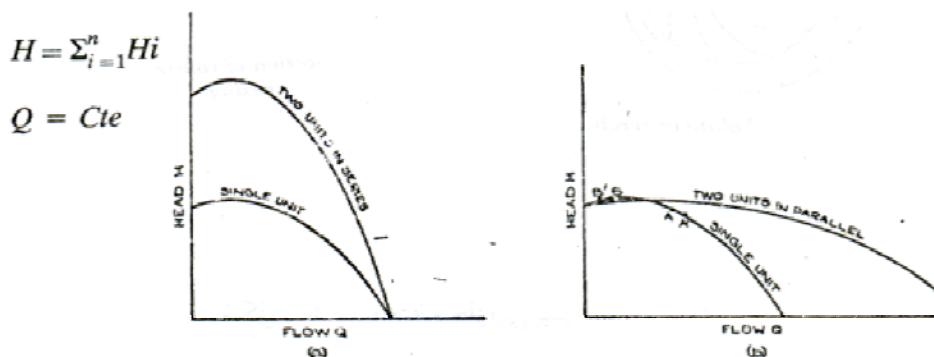
(b) سری

(c) ترکیب سری و موازی: ترکیب سری و موازی با این نمونه نیز برای کاربرد های مختلف وجود دارد.

(a) موازی: اگر به دبی زیاد احتیاج داشته باشیم پمپ ها را با هم موازی وصل می کنیم. این اتصال منحنی ترکیب در شکل آمده است. دارای این ویژگی است که هد پمپ ها ثابت بوده و دبی آنها با هم جمع می شوند

$$H = Cte \quad ; \quad Q = \sum_{i=1}^n Q_i$$

(b) سری: برای مواردی است که دبی ثابت بخواهیم ولی هد زیاد تری لازم داشته باشیم. این اتصال منحنی مشخصه این نوع اتصال در زیر است دارای این ویژگی است که هد آنها برابر مجموع هدهای پمپ و دبی آنها مقدار ثابتی خواهد داشت.



شکل (۲۵-۵) منحنی های موازی و سری کردن پمپ های مشابه

1-Shepherd D.G principles of turbomachinery ,Macmillan New York.1956

2-Sayers a T.Hydraulic & Compressible flow Turbomachines

3-Turton R.K .Principles of Turbomachinery .Champan & Hall 1995

4- Wislicenus.,G.F .Fluid Mecanics of Turbomachinary ,McGraw-Hill,

New York. 1947