

سلام افلا

۱۳۷۷



دانشکده فنی مهندسی مکانیک  
گروه مهندسی مکانیک

پایاننامه

جهت دریافت درجه کارشناسی ارشد در رشته مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)

عنوان

**تحقیق پیرامون تاثیر تعداد پره های چرخ در راندمان پمپ گریزاز مرکز**

استاد راهنما

دکتر میر بیوک احقاقی بناب

استاد مشاور

دکتر محمد تقی شروانی تبار

۱۳۸۸ / ۱۲ / ۱۸

پژوهشگر

علی صفایپور

کتابخانه و اطلاعیه‌ها  
تاسیس ۱۳۰۲

دی ۱۳۸۸

۱۳۲۷۷۵

نام خانوادگی: صفاپور

نام: علی

عنوان پایان نامه: تحقیق پیرامون تاثیر تعداد پره‌های چرخ در راندمان پمپ گریز از مرکز

استاد راهنما: دکتر میر بیوک احقاقی بناب      استاد مشاور: دکتر محمدتقی شروانی تبار

مقطع تحصیلی: کارشناسی ارشد      رشته: مهندسی مکانیک      گرایش: تبدیل انرژی

دانشگاه: تبریز      دانشکده: مهندسی مکانیک

تاریخ فارغ التحصیلی:      تعداد صفحات: ۱۰۶

کلید واژه ها: تعداد پره، پمپ گریز از مرکز، شبیه سازی عددی، راندمان پمپ، توزیع فشار، بردار سرعت.

چکیده:

معمولا در مراحل مربوط به طراحی پمپها با معلوم بودن سرعت مخصوص، تعداد پره‌ها معلوم فرض می‌گردد. بعنوان مثال در طراحی پروانه به روش استپانوف، صرفا براساس تجربه تعداد پره‌ها بین ۵ تا ۶ عدد فرض شده، ولی در روش طراحی لبانوف، با معلوم بودن سرعت مخصوص و زاویه خروجی پره و نسبت هد ماکزیمم به هد طراحی پمپ، تعداد پره‌ها از طریق منحنی‌های تجربی بدون بررسی میزان راندمان، تعیین می‌گردد. تحقیقات بعمل آمده نشان می‌دهد که با افزایش تعداد پره‌ها و به سبب آن کاهش فاصله بین دو پره مجاور، میزان انرژی مبادله شده بین سیال و ماشین بدلیل زیاد شدن سطح کل پره‌ها، افزایش می‌یابد. همچنین با کاهش تعداد پره‌ها و افزایش فاصله بین دو پره متوالی، اثرات هد پره بر پره مجاور ناچیز شده و هد پره دارای عملکرد بالایی می‌باشد، البته به دلیل زیاد بودن فاصله بین پره‌ها، تغییر جهت متوسط سیال عبوری از بین پره‌ها کم شده و حتی ممکن است قسمت اعظم سیال بدون تغییر جهت از بین پره‌ها عبور کند. بنابراین با افزایش تعداد پره‌ها، بازده هد پمپ کمتر شده ولی تغییر جهت متوسط سیال عبوری از بین پره‌ها بیشتر شده و در نتیجه انرژی مبادله شده بین سیال و چرخ بیشتر می‌گردد. اما این موضوع به مفهوم این نیست که با افزایش تعداد پره‌ها، راندمان بالا می‌رود. زیرا با افزایش تعداد پره‌ها سطح تماس بین سطوح پره‌ها و سیال عبوری زیادتر شده و افت اصطکاکی افزایش پیدا می‌کند. بنابراین باید به دنبال یک اپتیمم تعداد پره در مورد

هر ماشین باشیم.

در این تحقیق، تاثیر تعداد پره‌های چرخ در راندمان پمپ گریز از مرکز نوع 200-65 هنگام انتقال آب بصورت عددی و با استفاده از نرم افزار فلوئنت بررسی شده است. در ابتدا هندسه پمپ گریز از مرکز نوع 200-65 در شش مرحله جداگانه برای تعداد پره‌های 3 و 4 و 5 و 6 و 7 و 8 در نرم افزار گمبیت ترسیم و شبکه بندی شده و سپس به نرم افزار فلوئنت ارسال شده و با فرض جریان تراکم ناپذیر، آشفته و دوبعدی آب در داخل پمپ شبیه سازی شده، مورد تحلیل عددی قرار گرفتند. در شبیه سازی عددی از مدل  $k-\epsilon$  RNG و برای حل معادلات حاکم بر جریان از الگوریتم SIMPLE استفاده شده است.

در این پژوهش مشاهده گردید که با افزایش تعداد پره از 3 تا 8 عدد، ابتدا با افزایش تعداد پره از 3 تا 5، مقادیر هد واقعی و راندمان پمپ افزایش یافته و سپس با افزایش تعداد پره از 5 تا 8 عدد، این مقادیر کاهش می‌یابد. در نتیجه مقدار اپتیمم تعداد پره برای پمپ مورد بررسی این تحقیق 5 عدد تعیین گردید.

## تشکر و قدردانی

اکنون که به لطف پروردگار متعال تحقیق حاضر با موفقیت به اتمام رسیده است لازم است از کلیه سرورانی که در این پایاننامه، به بنده مساعدت و یاری نمودند مراتب تشکر و قدردانی را بعمل بیاورم.

بی شک بعد از لطف و عنایت یگانه معبود عالم، خداوند سبحان که در تمام مراحل زندگی لطف بی پایانش همواره شامل حال بنده حقیر بوده است، در وحله بعدی، تمام موفقیت‌هایم را مدیون خانواده گرامیم مخصوصاً پدر دلسوز و مادر فداکار و مهربانم می باشم که همواره مشوق و امید دهنده من هستند.

از زحمات فراوان و راهنمایی های بی دریغ استاد ارجمندم جناب آقای دکتر میر بیوک احقاقی بناب در هدایت این پایاننامه صمیمانه تشکرو سپاسگزاری می نمایم.

همچنین از جناب آقای دکتر محمد تقی شروانی تبار جهت قبول زحمت مشاوره این پایاننامه کمال تشکر را دارم.

در پایان از کمکهای بی شائبه سرکار خانم دکتر فاطمه سلیمان و جناب آقای دکتر گلستانی و کلیه دوستان عزیزم، مخصوصاً آقای مهندس محمد بهرامی و آقای مهندس اکبر کلایی و کلیه عزیزانی که در این پایاننامه به بنده مساعدت نمودند تشکر و قدردانی می نمایم.

## فهرست مطالب

۱	.....مقدمه
<b>فصل اول: مقدمه و پیشینه پژوهش</b>	
۳	..... ۱-۱- مقدمه
۴	..... ۱-۱-۱- تقسیم بندی توربو ماشینها
۱۰	..... ۱-۱-۲- سرعت نسبی و سرعت مطلق
۱۱	..... ۱-۱-۳- مثلث سرعتها
۱۳	..... ۱-۱-۴- معادله پیوستگی
۱۴	..... ۱-۱-۵- معادله اولر
۱۶	..... ۱-۱-۶- مشخصه های ایده ال در پمپها
۲۱	..... ۱-۱-۷- رابطه بازده پمپ با زاویه خروجی پره $\beta_2$
۲۳	..... ۱-۲- کاویتاسیون
۳۵	..... ۱-۳- پمپ گریز از مرکز
۴۷	..... ۱-۴- بررسی پیشینه تحقیق
<b>فصل دوم: مواد و روشها</b>	
۶۴	..... ۱-۲- مقدمه
۶۵	..... ۲-۲- هندسه پمپ گریز از مرکز
۶۷	..... ۲-۳- شبکه بندی
۶۸	..... ۲-۳-۱- استقلال از شبکه
۷۰	..... ۲-۴- معادلات حاکم
۷۰	..... ۲-۴-۱- معادلات حاکم (محورهای لخت)
۷۱	..... ۲-۴-۲- معادلات حاکم (محورهای چرخان)
۷۲	..... ۲-۵- جریان آشفته
۷۲	..... ۲-۵-۱- مدل آشفتگی
۷۵	..... ۲-۵-۲- مدل RNG K- $\epsilon$
۸۰	..... ۲-۶- شرایط مرزی

- ۸۰-۲-۶-۱- شرط مرزی ورودی.....
- ۸۰-۲-۶-۲- شرط مرزی خروجی.....
- ۸۱-۲-۶-۳- شرط مرزی دیواره.....
- ۸۲-۲-۶-۴- شرط مرزی آشفتگی.....

### فصل سوم: نتایج و بحث و پیشنهادات

- ۸۴-۳-۱- مقدمه.....
- ۸۴-۳-۲- منحنی های  $\Delta P-Z$ .....
- ۸۵-۳-۳- منحنی های  $Z-\square$ .....
- ۸۶-۳-۴- منحنی های  $H-Z$ .....
- ۸۸-۳-۵- منحنی های  $Z-\eta$ .....
- ۹۰-۳-۶- کانتورهای فشار استاتیک برای حالت‌های مختلف تعداد پره.....
- ۹۳-۳-۷- بردارهای سرعت برای حالت‌های مختلف تعداد پره.....
- ۹۵-۳-۸- نمودارهای میله ای فشار استاتیک برای حالت‌های مختلف تعداد پره.....
- ۹۷-۳-۹- نمودارهای میله ای فشار استاتیک برای حالت‌های مختلف تعداد پره.....
- ۱۰۱-۳-۱۰- نمودارهای  $XY$  فشار استاتیک برای حالت‌های مختلف تعداد پره.....
- ۱۰۵-۳-۱۱- بحث و بررسی نتایج.....
- ۱۰۶-۳-۱۲- پیشنهادات در خصوص بررسی های آینده در ارتباط با تاثیر تعداد پره.....

## فهرست علائم و اختصارات

سطح مقطع	A
پهنای گذرگاه	b
شتاب گریزاز مرکز	$b_z$
شتاب کوریولیس	$b_c$
سرعت مطلق	c
ضریب اصطکاک	$C_f$
قطر خارجی چرخ متحرک	$D_2$
قطر لوله خروجی	$d_2$
نیروی بدنی خارجی	F
شتاب گرانش	g
تولید انرژی جنبشی ناشی از شناوری	$G_b$
تولید انرژی جنبشی ناشی از گرادیان های سرعت متوسط	$G_k$
هد	H
هد اولر	$H_E$
هد تئوری	$H_{th}$
شدت آشتفگی	I
انرژی جنبشی جریان آشفته	K
ضریب انسداد	K
طول	L
طول توسعه یافته	$L_e$
طول اختلاط	$L_t$
سرعت دورانی چرخ متحرک	N
سرعت مخصوص	$N_s$
فشار استاتیک	P



اختلاف فشار	$\Delta P$
نرخ جریان حجمی (دبی پمپ)	$Q$
مختصات شعاعی، شعاع چرخ متحرک	$r$
شعاع ورودی چرخ متحرک	$r_1$
شعاع خارجی چرخ متحرک	$r_2$
شعاع انحنای مسیر	$R_{sl}$
عدد رینولدز	$Re$
سرعت محیطی	$U$
محیط خیس شده (لوله یا کانال)	$U$
بردار سرعت	$V$
سرعت اختلاط	$V_t$
سرعت نسبی سیال نسبت به چارچوبه مرجع چرخان	$\vec{v}_r$
سرعت نسبی	$w$
مولفه های سرعت در جهات مختلف	$u, v, w$
نوسانات سرعت در جهات مختلف	$u', v', w'$
مولفه های سرعت میانگین سیال	$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$
توزیع انبساط نوسانی در آشفته‌گی تراکم پذیر به نرخ اضمحلال کل	$Y_M$

## علائم یونانی

ثابت پیچش	$\alpha_s$
معکوس عدد پرائتل برای k	$\alpha_k$
معکوس عدد پرائتل برای $\varepsilon$	$\alpha_\varepsilon$
زاویه خروجی پره	$\beta_2$
اضمحلال	$\varepsilon$
بازده پمپ	$\eta$
بازده هیدرولیکی پمپ	$\eta_h$
لزجت دینامیکی	$\mu$
لزجت دینامیک آشفته	$\mu_t$
لزجت آشفته بدون اصلاح پیچش	$\mu_{t0}$
لزجت سینماتیکی	$\nu$
لزجت سینماتیکی آشفته	$\nu_t$
مشخصه عدد پیچش	$\Omega$
ضریب لغزش	$\sigma$
سرعت زاویه ای چرخ متحرک	$\omega$
چگالی	$\rho$
تانسور تنش	$\tau$
ورتیستته (گردابه)	$\xi$
زاویه جریان نصف النهاری نسبت به محور دوران	$\kappa$
عدد فشار	$\psi$
عدد دبی	$\varphi$

## مقدمه

امروزه با پیشرفت روزافزون تکنولوژی، زندگی بشر بیش از پیش با انواع ماشین آلات پیچیده عجین گردیده است. در این بین به جرات می توان گفت توربوماشین ها یکی از اصلی ترین ارکان زندگی بشر در عصر حاضر را تشکیل می دهند.

توربوماشین ها جزء اولین ماشین هایی هستند که به شکل ابتدایی توسط بشر ساخته شده و مورد بهره برداری قرار گرفته است. کشور ما در ساخت و بکار گیری این نوع ماشین ها سابقه ای بس طولانی دارد که چرخهای آبی و آسیابهای بادی از آن جمله می باشند.

از آنجا که بررسی جریان سیال داخل توربوماشینها دارای تئوری خاص و دقیقی نمی باشد و تا حدود زیادی به تحقیقات تجربی و آزمایشگاهی، منحنی ها و نمودارهای تجربی وابسته است. لذا در این بین روشهای عددی می تواند حلال بسیاری از موانع و مشکلات موجود در طراحی و بهینه سازی توربوماشینها باشد.

یکی از بهترین و مهمترین روشهای عددی، دینامیک سیالات محاسباتی می باشد که بر پایه آن کدها و نرم افزارهای فراوانی برای بررسی، تحلیل و مدلسازی جریانهای پیچیده داخل توربوماشینها نگارش شده است.

یکی از قویترین کدهای تجاری موجود برای بررسی و تحلیل جریان سیالها، نرم افزار فلوئنت می باشد. در تحقیق حاضر از نسخه 6.3 این نرم افزار برای تحلیل تاثیر تعداد پره های چرخ در راندمان پمپ گریز از مرکز استفاده شده است.

در فصل اول، کلیاتی در مورد تقسیم بندی توربوماشینها و تئوری و قوانین حاکم بر آنها ارائه گردیده است. سپس در مورد پمپ گریز از مرکز و اجزا تشکیل دهنده و پارامترهای دخیل در طراحی پمپ گریز از مرکز توضیحات لازم داده شده است. قسمت دوم این فصل شامل مروری بر تحقیقات پیشین مرتبط با موضوع مورد بحث و بررسی پژوهش حاضر می باشد.

در فصل دوم، نحوه شبیه سازی و مش بندی پمپ سانتریفوژ نوع 65-200 در نرم افزار فلونت و همچنین معادلات حاکم بر جریان و روش حل مورد استفاده در تحقیق حاضر شرح داده شده است. در فصل سوم داده های خروجی نرم افزار برای تحقیق حاضر ارائه شده و جداول، نمودارها، کانتورهای فشار و سرعت رسم و نشان داده شده است. در پایان نتایج حاصله مورد بحث و بررسی قرار گرفته و برای تحقیقات بعدی مرتبط با موضوع حاضر پیشنهاداتی ارائه شده است.

# فصل اول

## مقدمه و پیشینه پژوهش

کلمه توربو یا توربینیس کلمه ای لاتین است و به اجسام گردنده اطلاق می شود. از نظر لغوی

کلمه توربو ماشین به معنی ماشین های دوار یا گردنده است.

بطور کلی می توان توربوماشین ها را به صورت زیر تعریف کرد: کلیه ماشین هایی که از طریق دوران

محور خود به سیال انرژی می دهند یا از سیال انرژی می گیرند و عامل انتقال قدرت دوران محور ماشین

است، توربوماشین نامیده می شوند. [1]

توربوماشین ها کاربرد بسیار وسیعی دارند، از جمله موارد استفاده از توربو ماشین ها عبارتند از: تولید

برق، شبکه های آبرسانی شهری، آبیاری کشاورزی، صنایع نفت و پتروشیمی، صنایع غذایی، تاسیسات

حرارتی و برودتی، سیستم های هوای فشرده در کارخانجات، صنعت حمل و نقل، صنایع هواپیما سازی

و.....[3]

بطور خلاصه کاربرد وسیع توربوماشین ها به دلیل مزایای اصلی زیر است [2]:

۱- انتقال قدرت بالا در حجم و وزن کم در مقایسه با سایر ماشین ها

۲- داشتن بازده بالا

۳- عدم نیاز به تبدیل حرکت رفت و برگشتی به حرکت دورانی

۴- قیمت ارزان ماشین نسبت به قدرت مفید تولیدی

۵- دائمی بودن تبدیل انرژی بین ماشین و سیال

## ۱-۱-۱ - تقسیم بندی توربو ماشین ها [13]:

توربو ماشین ها را می توان از دیدگاه های مختلف تقسیم بندی نمود. چهار نوع تقسیم بندی زیر

متداول است :

الف : مسیر حرکت سیال در چرخ

ب : تراکم پذیری سیال

ج : طرز تغذیه چرخ

د : جهت تبادل انرژی

### الف - مسیر حرکت سیال :

متداولترین روش تقسیم بندی توربو ماشین ها از دیدگاه علمی و طراحی، تقسیم بندی بر اساس مسیر

حرکت سیال در چرخ آنها است . طبق این نظر توربو ماشین ها را به سه دسته اصلی زیر تقسیم بندی می

نمایند :

۱- توربو ماشین های سانتریفوژ یا با جریان شعاعی

۲- توربو ماشین های محوری

۳- توربو ماشین های نیمه سانتریفوژ یا با جریان مختلط

### ب : تراکم پذیری سیال

توربو ماشین ها را از نظر تراکم پذیری سیال به دو دسته توربو ماشین های با سیال قابل تراکم و

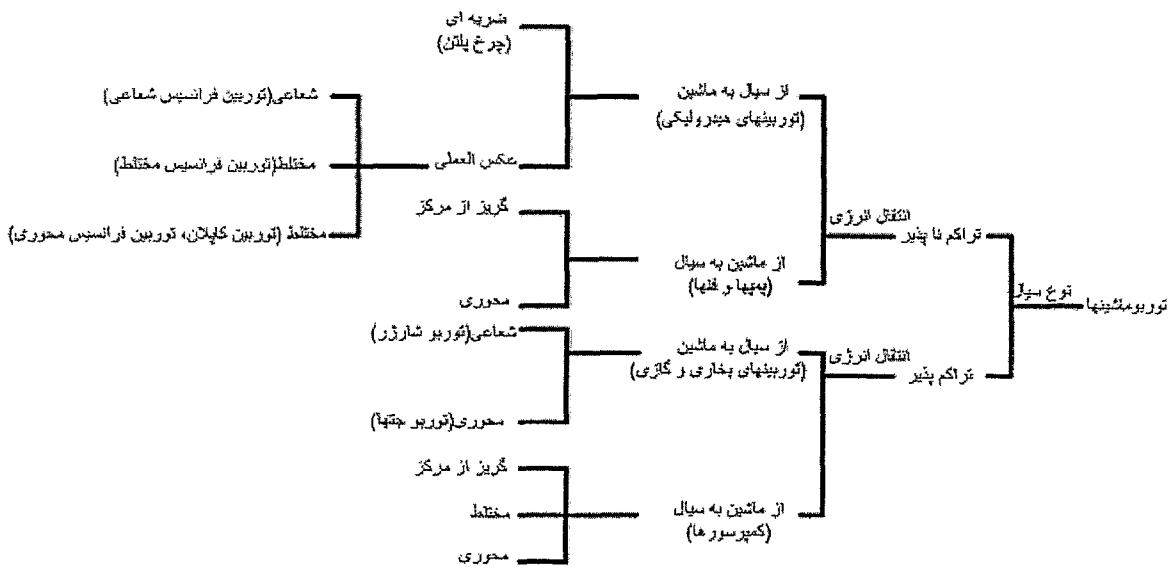
غیر قابل تراکم تقسیم بندی می نمایند. شکل (۱-۱)

### ج: طرز تغذیه چرخ

در مورد توربو ماشین ها تقسیم بندی دیگری نیز معمول می باشد. اگر سیال از تمامی سطح چرخ وارد آن شود آن را توربین با تغذیه کامل و بالعکس، اگر فقط از یک یا چند قسمت از سطح ورودی داخل چرخ وارد شود، آن را با تغذیه جزئی می نامند.

### د: جهت تبادل انرژی

اگر انرژیهای جنبشی و پتانسیل سیال به چرخ واگذار شده و توان مکانیکی تولید شود، ماشین های توانده و برعکس، اگر انرژی مکانیکی روی محور از طریق چرخ به سیال واگذار شده و منجر به افزایش فشار و سرعت آن شود؛ ماشین را توانگیر می گویند.



شکل (۱-۱) - جدول تقسیم بندی توربومشینها بر مبنای تراکم پذیری [1]



## تلفات و بازده ها [3]:

تلفات در توربو ماشین های با جریان تراکم نا پذیر را می توان به دو دسته تقسیم کرد؛ داخلی و

خارجی.

اثر تلفات داخلی افزایش آنتالپی سیال عبوری از ماشین و تلفات خارجی، انرژی غیر مفید خروجی از ماشین است.

تلفات داخلی بر سه نوع است: الف) تلفات هیدرولیکی ب) تلفات نشتی داخلی ج) تلفات دیواره ها

تلفات خارجی به دو دسته تقسیم می شوند: الف) تلفات نشتی خارجی ب) تلفات مکانیکی

## سطوح و منحنی های مشخصه [11]:

### ۱- سطوح مشخصه:

کار پمپ در رژیم با متغیر های زیر مشخص می شود

الف) متغیر های هیدرولیکی:

دبی حجمی  $Q$  و ارتفاع مانومتریک  $H$

ب) متغیر های مکانیکی:

سرعت زاویه ای  $\omega$  و گشتاور روی محور  $M$

در بین متغیر های بالا فقط دو متغیر مستقل وجود دارد؛ یک متغیر هیدرولیکی و یک متغیر مکانیکی.

سایر مشخصات پمپ تابع این دو متغیر بوده و با تغییر آنها خود به خود تغییر می نمایند.

### ۲- منحنی های مشخصه:

نمایش مشخصات پمپ در فضا مشکل استفاده عملی از آن دشوار است. بنابر این معمولاً

مشخصات پمپ را برای دور های ثابت و در صفحه نمایش می دهند.

برای سرعت زاویه ای معین  $\omega$ ، مشخصات پمپ را می توان با فصل مشترک سطوح مشخصه با سطح  $\omega = cte$  تعیین نمود.

منحنی های  $H=f_1(Q)$  ارتفاع مانومتریک،  $M=f_2(Q)$  گشتاور روی محور،  $P=f_3(Q)$  قدرت جذبی و  $\eta=f_4(Q)$  بازده کل در سرعت ثابت  $\omega$  نامیده می شوند.

### هد پمپ [3]:

معمولا سه نوع هد برای پمپ تعریف می شود

$H_E$ : برای سیال ایده آل و تعداد بی نهایت پره فرض شده است ( بدون در نظر گرفتن گرداب )

$H_{th}$ : برای سیال ایده آل و تعداد محدود پره فرض شده است ( با در نظر گرفتن گرداب )

$H_{act}$ : برای سیال واقعی و تعداد محدود پره ( با در نظر گرفتن گرداب و فرض سیال ویسکوز )

### ضریب لغزش:

ضریب لغزش ( $k$ ) بصورت رابطه (1-1) تعریف می شود که استپانوف مقدار آنرا ۰.۷۳ در نظر

گرفته است

$$k = \frac{H_{th}}{H_E} \quad (1-1)$$

### راندمان:

راندمان کل از ضرب کردن راندمانهای حجمی ( $\eta_v$ )، مکانیکی ( $\eta_m$ ) و هیدرولیکی ( $\eta_h$ )

بدست می آید.

معمولا راندمان حجمی را برابر ۹۵٪ و راندمان مکانیکی را بین ۹۳٪ تا ۹۵٪ و راندمان هیدرولیکی را

برابر ۹۲٪ در نظر می گیرند.

ارتباط بین  $H_{act}$  و  $H_{th}$  بصورت رابطه (۲-۱) می باشد

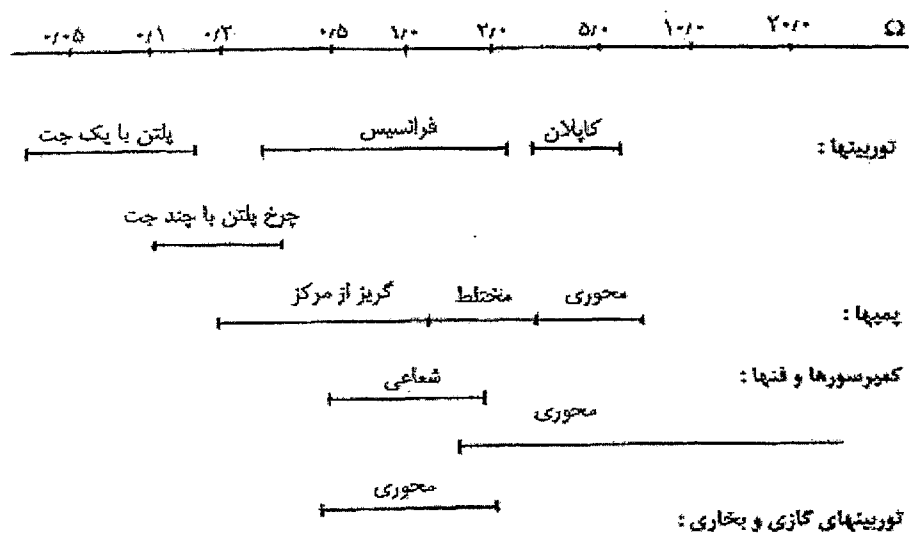
$$H_{act} = \eta_h \cdot H_{th} \quad (2-1)$$

### سرعت مخصوص $Ns$ :

یک پارامتر مهم در توربو ماشین ها سرعت مخصوص می باشد که بصورت رابطه (۳-۱) تعریف می شود

$$Ns = \frac{NQ^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (3-1)$$

تقسیم بندی توربو ماشین ها بر اساس سرعت مخصوص در شکل (۲-۱) نشان داده شده است.



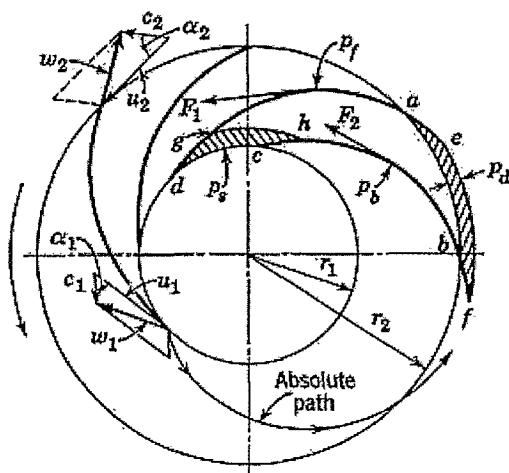
شکل (۲-۱) - تقسیم بندی توربو ماشین ها بر اساس سرعت مخصوص [1]

### ۲-۱-۱- سرعت نسبی و سرعت مطلق [5]:

هنگامی که جریان سیال در کانال بین پره های چرخ یک پمپ سانتریفوژ بررسی می شود

ضروری است به تفاوت بین سرعت نسبی و سرعت مطلق سیال توجه شود.

سرعت و مسیر یک ذره سیال در چرخ از دید یک ناظر ثابت روی زمین کاملاً متفاوت از دیدگاه کسی است که همراه چرخ در حال گردش است. سرعت ذرات سیال نسبت به زمین (یا پوسته ثابت) سرعت مطلق،  $C$ ، و سرعت آنها نسبت به چرخ سرعت نسبی،  $W$ ، نامیده می شود. در شکل (۳-۱) تفاوت بین حرکت مطلق و نسبی ذرات سیال نشان داده شده است.



شکل (۳-۱) - حرکت مطلق و نسبی ذرات سیال در چرخ [3]

### ۳-۱-۱- مثلث سرعت ها [11]:

المانی از سیال را در لحظه  $t$  و در نقطه  $P$  (به فاصله  $R$  از محور دوران) داخل چرخ در نظر می گیریم. همانطور که می دانیم سرعت نسبی این المان  $W$  و امتداد آن مماس بر خط جریان مربوط به آن می باشد. اگر چرخ با سرعت زاویه ای  $\omega$  دوران نموده و نقطه  $P$  از آن دارای سرعت محیطی  $U$  باشد، امتداد  $U$  عمود بر صفحه گذرنده از محور ماشین و نقطه  $P$  است و هم جهت با جهت دوران چرخ می باشد و مقدار آن برابر است با: