

بنام خداوند بخشنده و مهربان

اصول عیب یابی

# توربین های بخار

مهندس عبدالرضا صفری



سرشناسه : صفری، عبدالرضا، ۱۳۶۵

عنوان و نام پدیدآورنده : اصول عیب یابی توربین های بخار/ عبدالرضا صفری

مشخصات نشر : شیراز: ارم شیراز، ۱۳۹۴ .

مشخصات ظاهری : ۳۷۷ ص.مصور.

شابک : ۹۴-۰-۶۹۰۰-۶۰۰-۹۷۸

وضعیت فهرست نویسی : فیپا

یادداشت : فهرست نویسی کامل این اثر در نشانی: <http://opac.nlai.ir> قابل دسترسی است.

شماره کتابشناسی ملی : ۳۸۳۷۳۸۲

نام کتاب : اصول عیب یابی توربین های بخار

نویسنده : عبدالرضا صفری

طراح جلد : عبدالرضا صفری

صفحه آرا : عبدالرضا صفری

تیراژ : ۱۰۰۰ جلد

قطع : وزیری

تعداد صفحات : ۳۷۷ص

ناشر : انتشارات ارم شیراز

نوبت چاپ : اول

لیتوگرافی چاپ و صحافی : چاپ دیجیتال مهر

قیمت : ۱۵۰۰۰۰ ریال

مدیر مسئول : دکتر مسعود صفار

آدرس : شیراز- میدان دانشجو- مجتمع پزشکی نشاط- طبقه چهارم- انتشارات ارم شیراز

تلفن : ۰۷۱-۳۶۴۶۲۰۷۷-۳۶۴۶۲۰۵۸ فاکس

وب سایت : [www.erampub.ir](http://www.erampub.ir)

طبق قانون حمایت از آثار مؤلفین و مترجمین، تمامی حقوق جهت مؤلف و ناشر بر اساس

قرارداد فی مابین محفوظ است و هرگونه کپی برداری ممنوع و پیگرد قانونی دارد.

## پیشگفتار

امروزه در صنایع نفت، گاز و پتروشیمی و بسیاری صنایع دیگر توربین بخار ماشینی است که در تمامی این صنایع به وفور یافت می شود. اینجانب پس از چندین سال خدمت در واحد تعمیرات ماشین آلات و کسب تجربیات فراوانی در عملیات تعمیر و عیب یابی و آماده بکار نگاه داشتن ماشین آلات مختلف و درک ضرورت برخورداری از دانش تحلیل سیستم های مختلف ماشین آلات بزرگ و حساسی مانند توربین ها را احساس نمودم، همچنین احساس ضعف شدید در استفاده از ابزار نوین جهت عیب یابی در کنار تجربه پرسنل اقدام به تحقیق و بررسی تمام عیار در مورد توربین ها نمودم که کتاب حاضر نتیجه و برآمد همین تحقیقات می باشد. در واقع کتاب حاضر حاصل مطالعه مقالات فراوان داخلی و خارجی و ترکیب این مطالعات با تجربه می باشد. این کتاب برای کلیه اشخاصی که به نحوی با امر تعمیر و نگهداری و بهره برداری ماشین آلات در ارتباط هستند و همچنین دانشجویان مهندسی مکانیک مفید می باشد. این کتاب در یازده فصل به تفصیل ماشین پرداخته است که هدف هر فصل را به شرح زیر بیان کرده ایم. در فصل اول به معرفی ابتدائی توربین ها می پردازیم و انواع توربین های بخار را معرفی می کنیم. در فصل دوم با استفاده از کمیت های معلوم به بررسی کمیت های ترمودینامیکی می پردازیم و نمودار های مختلف ترمودینامیکی را استنتاج می کنیم این نمودارها را با کمک نرم افزار EES که یک نرم افزار حل مسائل ریاضی و تحلیل ترمودینامیک می باشد ترسیم می کنیم در واقع هدف از این کار بررسی تغییرات کار خروجی توربین نسبت به شرایط سیال ورودی به توربین می باشد. همچنین در ادامه به نحوه تولید کار در توربین می پردازیم. در فصل سوم اصول گاورنینگ یک توربین بخار را شرح می دهیم و انواع سیستم های گاورنینگ را بررسی می کنیم و در نهایت سیستم گاورنینگ توربین بخار مورد نظرمان را بررسی می کنیم. در فصل چهارم سیستم آب بندی توربین های بخار را بررسی می کنیم. از این فصل به بعد مطالب ارائه شده نه تنها ارتباط به توربین بخار دارد بلکه در کلیه ماشین آلات دیگر عمومیت داشته و این اطلاعات برای آنها مشترک است. در فصل پنجم انواع یاتاقان ها و تنظیمات و اصول این یاتاقان ها را بررسی می کنیم در این فصل هدف ما بیشتر بررسی یاتاقان های لغزشی می باشد و در بحث یاتاقان های غلتشی تنها به معرفی این یاتاقان ها اکتفا کردیم. در فصل ششم سیستم های

روانکاری را مورد بررسی قرار می دهیم چرا که سیستم های روانکاری در کلیه ماشین آلات از جمله توربین که یکی از کاملترین این نوع سیستم ها را نیاز دارد یک اصل می باشد. در فصل هفتم انواع کوپلینگ ها و روشهای هم محورسازی شرح داده شده است و در فصل هشتم اصول لرزش سنجی را بررسی می کنیم. لرزش سنجی یکی از پرکاربردترین روش های شناسایی عیوب در ماشین های در حال سرویس دهی می باشد اما درک نمودارها و اطلاعات خروجی از دستگاه های اندازه گیری نیازمند داشتن حداقل اطلاعات پایه راجع به این اصول می باشد. در فصل نهم به شناسایی انواع عیوب ممکن در توربین های بخار و سایر ماشین آلات با روش لرزش سنجی می پردازیم. در فصل دهم نیز شناسایی عیوب ماشین آلات در حال سرویس را با سایر روشهای شناسایی عیوب بررسی می کنیم. سرانجام در فصل یازدهم به انواع آسیب هایی که موجب متوقف شدن و تعمیر اساسی توربین های بخار می شود و علائم این عیوب و روش آنالیز ریشه ای عیوب می پردازیم.

در پایان امیدوارم کلیه عزیزانی که به مطالعه این کتاب پرداخته اند هر گونه ایراد و اشکالی را در کتاب حاضر مشاهده می کنند از کانال پست الکترونیکی اینجانب به آدرس:

rezasafari1365@gmail.com

در میان بگذارند.

عبدالرضا صفری

بهار ۱۳۹۴

ای کریمی که بخشنده عطایی، و ای حکیمی که پوشنده خطایی، و ای  
صمدی که از ادراک ما جدایی، و ای احدی که در ذات و صفا بی همتایی، و  
ای قادری که خدایی را سزایی، و ای خالقی که گمراهان را راهنمایی؛ جان  
ما را صفای خود ده، و دل ما را هوای خود ده، و چشم ما را ضیای خود ده،  
و ما را از فضل و کرم خود آن ده، که آن به.

(الهی نامه خواجه عبدالله انصاری)

## فهرست مطالب

۱	<b>فصل ۱.۱. آشنایی با انواع توربین</b>
۲	۱-۱ توربین
۲	۲-۱ انواع توربین
۳	۳-۱ تاریخچه توربین بخار
۴	۴-۱ طبقه بندی های توربین بخار
۹	۵-۱ مزایای توربین های بخار
۱۰	۶-۱ محدودیت های استفاده از توربین بخار
۱۰	۷-۱ موارد استفاده از توربین های بخار
۱۱	<b>فصل ۲ ترمودینامیک توربین بخار</b>
۱۲	۱-۲ چرخه کارنو
۱۳	۲-۲ چرخه رانکین
۱۴	۳-۲ آنالیز یک توربین نمونه
۲۵	۴-۲ بهینه سازی راندمان توربین بخار
۲۵	۵-۲ انرژی های سیال
۲۶	۶-۲ درجه انتقال انرژی
۲۷	۷-۲ نازل
۲۸	۸-۲ ضریب بازگرمایی
۲۹	۹-۲ ترکیب کردن توربین
۳۷	۱۰-۲ دیافراگم ها
۳۸	۱۱-۲ تلفات در توربین بخار
۴۰	<b>فصل ۳ گاورنینگ توربین بخار</b>
۴۱	۱-۳ گاورنینگ
۴۱	۲-۳ اصول گاورنینگ
۴۲	۳-۳ انواع گاورنر
۵۳	۴-۳ کنترل دبی بخار خفقانی
۵۷	۵-۳ گاورنینگ نازلی
۵۷	۶-۳ گاورنینگ بای پسی

۵۸	۷-۳ شیر قطع اضطراری
۶۰	۸-۳ گاوردینینگ شرایط اضطراری
۷۰	۹-۳ شیر اطمینان
۷۳	<b>فصل ۴ آب بندی توربین بخار</b>
۷۴	۱-۴ آب بندی
۷۵	۲-۴ خواص آب بند
۷۵	۳-۴ آب بندهای دینامیک
۷۸	۴-۴ آرایش آب بند
۹۹	۵-۴ آب بندهای استاتیک
۱۰۷	<b>فصل ۵ یاتاقان ها در توربین بخار</b>
۱۰۸	۱-۵ یاتاقان
۱۰۹	۲-۵ یاتاقان لغزشی
۱۱۰	۳-۵ فلز سطح داخلی یاتاقان
۱۱۶	۴-۵ بیش بار
۱۲۱	۵-۵ چرخش روغن
۱۲۴	۶-۵ روش های اندازه گیری لقی
۱۳۳	۷-۵ تنظیم مقدار لقی محوری
۱۳۴	۸-۵ بالانس پیستون
۱۳۶	۹-۵ تغییر دادن جهت مسیر ورود بخار
۱۳۶	۱۰-۵ یاتاقان های لغزشی
۱۳۸	۱۱-۵ بررسی علل خرابی یاتاقان های لغزشی
۱۳۹	۱۲-۵ صافی سطح
۱۴۱	۱۳-۵ روش های محاسبه زبری
۱۴۳	<b>فصل ۶ سیستم روانکاری</b>
۱۴۳	۱-۶ روانکاری
۱۴۴	۲-۶ روانکارهای گازی
۱۴۵	۳-۶ روانکارهای جامد
۱۴۵	۴-۶ گریس ها

۱۴۵	۵-۶ روانکارهای مایع
۱۴۸	۶-۶ روغن های سینتتیک
۱۴۸	۶-۷ انواع روغن های سنتزی
۱۴۹	۶-۸ هیدروکربن های سنتزی
۱۵۰	۶-۹ مخلوط روغن های سنتزی
۱۵۰	۶-۱۰ مشخصه های روغن
۱۵۳	۶-۱۱ روغن توربین
۱۵۵	۶-۱۲ نامگذاری روغن ها
۱۵۶	۶-۱۳ روانکاری هیدرودینامیک
۱۵۷	۶-۱۴ روانکاری هیدرواستاتیک
۱۵۷	۶-۱۵ روانکاری الاستوهیدرودینامیک
۱۵۸	۶-۱۶ روانکاری مرزی
۱۵۸	۶-۱۷ روانکاری فیلم جامد
۱۵۸	۶-۱۸ پارامتر بی بعد فیلم روانکاری
۱۵۹	۶-۱۹ ضخامت فیلم روغن در روغنکاری هیدرودینامیک
۱۶۱	۶-۲۰ سیستم های روانکاری
۱۶۳	۶-۲۱ پمپ های دنده ای
۱۶۶	۶-۲۲ پمپ های پره ای
۱۶۸	۶-۲۳ پمپ های پیستونی
۱۷۳	۶-۲۴ سائزبندی صافی ها و فیلترها
۱۷۴	۶-۲۵ انواع صافی
۱۷۵	۶-۲۶ سطح تمیزی سیال
۱۷۷	۶-۲۷ روش پالایش در فیلترها
۱۷۷	۶-۲۸ انواع المان در فیلترها
۱۷۹	۶-۲۹ مبدل حرارتی
۱۸۱	<b>فصل ۷ کوپلینگ و هم محوری</b>
۱۸۲	۷-۱ کوپلینگ
۱۸۲	۷-۲ کوپلینگ های غیرقابل انعطاف



۱۸۵	۳-۷ کوپلینگ های انعطاف پذیر
۱۸۹	۴-۷ هم محوری
۱۹۰	۵-۷ انواع ناهم محوری
۱۹۲	۶-۷ ناهم محوری در کوپلینگ های فاصله دار
۱۹۴	۷-۷ مقادیر مجاز ناهم محوری
۱۹۵	۸-۷ عملیات پیش از شروع هم محورسازی
۱۹۸	۹-۷ روش های هم محورسازی
۱۹۸	۱۰-۷ روش های هم محورسازی با ساعت اندیکاتور
۲۱۰	۱۱-۷ تصحیح رشد حرارتی
۲۱۱	۱۲-۷ هم محورسازی لیزری
۲۱۳	۱۳-۷ خطاهای هم محورسازی
۲۱۶	<b>فصل ۷ اصول اولیه لرزش سنجی</b>
۲۱۷	۱-۸ پایش وضعیت
۲۱۷	۲-۸ لرزش سنجی
۲۱۸	۳-۸ ارتعاشات مکانیکی
۲۲۰	۴-۸ طبیعت لرزش
۲۲۲	۵-۸ مفاهیم بنیادی یک موج
۲۲۶	۶-۸ تبدیل فوریه
۲۲۸	۷-۸ واژگان فنی
۲۲۹	۸-۸ جابجائی سرعت یا شتاب؟
۲۳۰	۹-۸ استانداردها
۲۳۶	۱۰-۸ برداشت دیتا
۲۳۷	۱۱-۸ اجرای آنالیز ارتعاشات
۲۴۳	۱۲-۸ آنالیز شکل موج زمانی
۲۴۵	۱۳-۸ آنالیز سیگنال فاز
۲۵۱	۱۴-۸ اندازه گیری اختلاف فاز
۲۵۴	<b>فصل ۹ شناسایی عیوب بوسیله آنالیز لرزش</b>
۲۵۶	۱-۹ تشخیص نابالانسی

۲۶۰	۲-۹ شناسایی خارج از مرکزی روتور
۲۶۱	۳-۹ شناسایی خمیدگی محور
۲۶۲	۴-۹ شناسایی ناهم محوری کوپلینگ
۲۶۵	۵-۹ شناسایی انواع لقی مکانیکی
۲۶۷	۶-۹ شناسایی لقی شاسی
۲۶۸	۷-۹ شناسایی رزونانس
۲۶۹	۸-۹ شناسایی و ارزیابی سایش روتور
۲۷۰	۹-۹ بررسی وضعیت تسمه و پولی
۲۷۳	۱۰-۹ شناسایی عیوب یاتاقان های لغزشی شعاعی
۲۷۴	۱۱-۹ شناسایی عیوب یاتاقان های غلتشی
۲۷۸	۱۲-۹ بررسی عیوب آیرودینامیک و اثر اغتشاشات سیال
۲۸۰	۱۳-۹ تحلیل ارتعاشات ضربانی
۲۸۱	۱۴-۹ شناسایی عیوب چرخ دنده ها
۲۸۷	<b>فصل ۱۰ شناسایی عیوب بوسیله سایر روش ها</b>
۲۸۸	۱-۱۰ آنالیز روغن و شمارش ذرات
۲۸۸	۲-۱۰ آنالیز روغن
۲۸۸	۳-۱۰ مواد خارجی روغن
۲۸۹	۴-۱۰ آنالیز فرسایشی روغن
۲۹۰	۵-۱۰ لزجت
۲۹۰	۶-۱۰ علل ناهنجاری های لزجت
۲۹۲	۷-۱۰ نمونه گیری از روغن
۲۹۳	۸-۱۰ کمیت های اساسی روغن
۲۹۶	۹-۱۰ مقادیر مجاز ناخالصی و کمیت های روغن
۲۹۶	۱۰-۱۰ آنالیز صوتی
۲۹۸	۱۱-۱۰ آنالیز صوت
۲۹۹	۱۲-۱۰ آنالیز فراصوت
۲۹۹	۱۳-۱۰ دستگاه ها و دتکتورهای التراسونیک
۲۹۹	۱۴-۱۰ تشخیص خرابی یاتاقان های غلتشی

۳۰۲	۱۵-۱۰ تشخیص مکان نشستی
۳۰۲	۱۶-۱۰ ترموگرافی
۳۰۵	۱۷-۱۰ مانیتورینگ عملکرد
۳۰۷	<b>فصل ۱۱ شناسایی عیوب در تعمیرات اساسی</b>
۳۰۸	۱-۱۱ منشایابی عیوب
۳۱۰	۲-۱۱ خوردگی
۳۲۰	۳-۱۱ خستگی مکانیکی
۳۲۱	۴-۱۱ خستگی گرمایی
۳۲۱	۵-۱۱ خزش
۳۲۲	۶-۱۱ عیوب اساسی توربین های بخار
۳۲۲	۷-۱۱ عیوب یاتاقان ها
۳۵۰	۸-۱۱ عیوب مسیر بخار
۳۵۴	۹-۱۱ عیوب بخار
۳۵۶	۱۰-۱۱ ناخالصی های بخار



# توربین بخار

## ۱-۱ توربین<sup>۱</sup>

توربین موتوری چرخنده است که می‌تواند از یک سیال انرژی بدست آورد. ساده‌ترین توربین‌ها یک بخش چرخنده و تعدادی پره دارند که به بخش اصلی متصل شده‌است سیال به پره‌ها برخورد می‌کند و از انرژی ناشی از متحرک بودن آن استفاده می‌کند. به عنوان اولین توربین‌ها می‌توان آسیاب بادی و چرخاب را نام برد. در چرخاب‌ها و آسیاب‌های بادی با استفاده از انرژی ناشی از سرعت یا فشار سیال کار تولید می‌کردند. آسیاب بادی نخستین بار در ایران بکار گرفته شده است امروزه بقایای چندین آسیاب بادی در شهر کوچک نشتیفان خواف خراسان وجود دارد و تا چند سال قبل از انقلاب اسلامی ایران فعال بود. در یکی از کتاب‌های مسعودی به داستانی اشاره می‌شود که در آن یک ایرانی به نزد عمرابن خطاب، (سال ۱۳ هجری خورشیدی و قمری، سده هفتم میلادی) ادعا می‌کند که می‌تواند یک آسیاب بادی بسازد و عمر نیز برای ثابت شدن این ادعا از او می‌خواهد تا این کار را انجام دهد و او نیز موفق می‌شود.

## ۱-۲ انواع توربین

عمده‌ترین روش طبقه‌بندی توربین تقسیم بندی بر اساس نوع سیال دارای انرژی می‌باشد. بر این اساس توربین‌ها به چهار دسته تقسیم می‌شوند:

### ۱-۲-۱ توربین‌های بخار<sup>۲</sup>

در این توربین‌ها برای به حرکت درآوردن روتور از انرژی‌های موجود در بخار آب استفاده می‌شود. این توربین‌ها در نیروگاه‌ها و بسیاری صنایع بوفور یافت می‌شود.

### ۱-۲-۲ توربین‌های گازی<sup>۳</sup>

در این نوع توربین از انرژی‌های موجود در گازهای ناشی از احتراق جهت تولید کار استفاده می‌شود. این توربین‌ها در موتورهای جت و نیروگاه‌های برق مورد استفاده قرار می‌گیرد.

### ۱-۲-۳ توربین‌های آبی<sup>۴</sup>

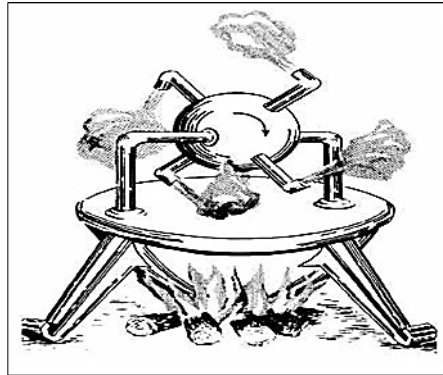
توربین‌های آبی چرخ‌هایی هستند که انرژی جنبشی حاصل از جریان آب یا انرژی پتانسیل ناشی از اختلاف تراز آب را تبدیل به حرکت دورانی می‌کنند. این توربین‌ها طیف وسیعی دارند، از ساده‌ترین چرخ‌های آسیاب تا بزرگ‌ترین و پیچیده‌ترین توربین‌هایی که در نیروگاه‌های آبی کاربرد دارند.

### ۱-۲-۴ توربین بادی<sup>۵</sup>

توربینی است که برای تبدیل انرژی جنبشی باد به انرژی مکانیکی به کار می‌رود. این توربین‌ها بیشتر در نیروگاه‌های بادی بکارگرفته می‌شوند. البته این توربین‌ها تنها در مکانهایی که وزش باد مناسب در اکثر اوقات وجود دارد مناسب و مقرون به صرفه می‌باشند.

ما در این کتاب تنها توربین بخار را مورد بررسی قرار می دهیم . توربین بخار ماشینی است که از بخار، انرژی گرمایی و جنبشی را می گیرد و آنرا تبدیل به حرکت دورانی می کند. بخار ضمن عبور از داخل یک یا چند شیپوره<sup>۱</sup>، دارای انرژی جنبشی می شود و سپس این بخار را که دارای سرعت زیاد شده است بر روی پره هایی که روی محور توربین نصب گردیده اند ، هدایت می کند و محور توربین را به چرخش در می آورد.

### ۱-۳ تاریخچه توربین بخار



شکل ۱-۱ توربین هرون اسکندرانی

اولین توربین بخار ثبت شده در تاریخ، توربین بخاری است که توسط هرون اسکندرانی(شکل ۱-۱) در حدود قرن اول میلادی ساخته شد. هرون اسکندرانی(حدود ۱۰-۷۰ میلادی) ریاضیدان و مهندس یونانی بود. او را از بزرگترین مهندسان و مخترعان دوره هلنی می دانند. بیشتر آثار نوشته او از بین رفته است اما برخی از کارهای او در کتابهای علم الحیل نوشته دانشمندان ایرانی و عرب باقی مانده است. این توربین از یک کره تو خالی تشکیل می شد که قادر بود حول یک محور افقی، در فاصله بین دو لوله ثابت که کره را به یک دیگ بخار مربوط می کردند، بچرخد. بخار تولید شده در دیگ وارد کره می شد و به طور مماسی از طریق دو عدد شیپوره در هوای جو تخلیه می شد. شیپوره ها در صفحه ای عمود بر محور دوران و در دو جهت مخالف هم قرار داشتند. با پیشرفت علم در سال ۱۸۸۳ یک مهندس سوئدی به نام گوستاو دولوال موفق به ساخت نخستین توربین بخار با یک طبقه گردید . سپس در سال ۱۸۸۴ ، چارلز پارسون توربینی ساخت که کاهش فشار آن در چند طبقه پره صورت می گرفت و این امر باعث می شد تا مانع از سرعت زیاد بخار شود و در نتیجه سرعت زیاد گردش روتور توربین (مشکل توربین دولوال) کم گردد. از آن پس روز به روز نقایص توربین برطرف شد و ساختمان آن کامل تر گردید . امروزه حدود ۸۰ درصد برق دنیا از توربین های بخاری که در نیروگاه های هسته ای و نیروگاه های

حرارتی و ... به کار می‌رود، تولید می‌شود.

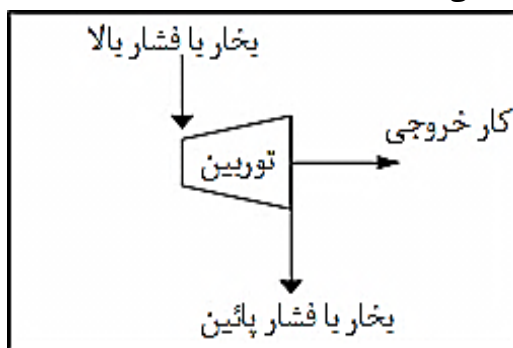
#### ۴-۱ طبقه بندی های توربین های بخار

توربین بخار از نظر شرایط ورودی و خروجی بخار، به پنج دسته تقسیم بندی می‌شوند. در اینجا منظور از شرایط کیفیت، دما و فشار سیال ورودی و خروجی به مراحل مختلف یک توربین بخار می‌باشد.

الف- توربین‌های کندانسی<sup>۱</sup>

این توربین های بخار معمولا در نیروگاه‌ها یافت می‌شوند. در این توربین‌ها، بخار خروجی در حالت نیمه کندانس که معمولا دارای کیفیت نزدیک به ۹۰ درصد و فشار زیر اتمسفر است به کندانسور<sup>۲</sup> وارد می‌شود.

ب- توربین‌های غیر کندانسی<sup>۳</sup>



شکل ۱-۲ شماتیک توربین غیر کندانسی

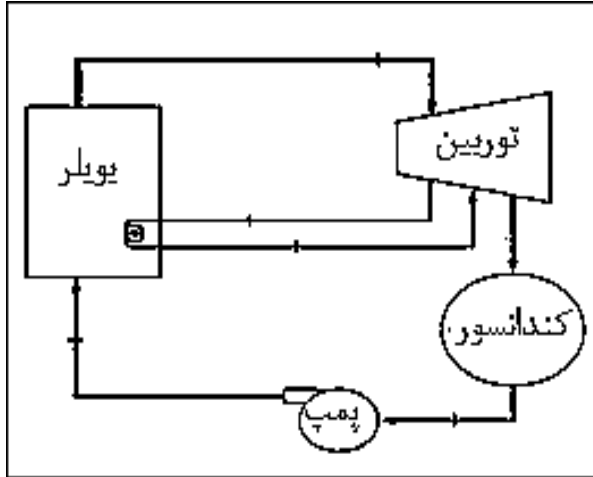
شکل ۱-۲ طرح کلی این نوع توربین ها را نشان می‌دهد. فشار خروجی آن‌ها با توجه به فشار بخار مورد نیاز فرآیند، به وسیله یک شیر تنظیم کنترل می‌شود. این توربین‌ها معمولا در کارخانجاتی که در آن‌ها مقدار زیادی بخار فرآیندی کم فشار مورد نیاز است، مثل صنایع پتروشیمی و پالایشگاه‌ها یافت می‌شوند. از بخارات کم فشار معمولا جهت تولید آب مقطر استفاده می‌شود.

پ- توربین‌های با بازگرمایش بخار<sup>۴</sup>

این نوع توربین‌ها تقریبا تنها در نیروگاه‌های برق استفاده می‌شوند. در یک توربین با بازگرمایش بخار، جریان بخار از بخش پر فشار توربین خارج می‌شود و به بویلر<sup>۵</sup> می‌رود که در آنجا مجدداً فوق گرم می‌گردد. سپس بخار به بخش فشار متوسط توربین باز می‌گردد و به انبساط خود ادامه می‌دهد. استفاده از بازگرمایش در سیکل، کار خروجی توربین را افزایش می‌دهد در بیشتر موارد حداکثر از دو بازگرمایش در سیکل استفاده می‌شود زیرا در غیر این صورت هزینه سوپرهیت کردن بخار از افزایش کار خروجی توربین بیشتر می‌شود، همچنین انبساط بخار قبل از آن که



به مرحله کندانس شدن برسد، انجام می‌شود که این باعث به حداقل رسیدن فرسایش پره‌های ردیف آخر از طریق حذف قطرات آب کندانس شده در بخار می‌شود. شکل ۱-۳ طرح کلی یک توربین بخار با بازگرمایش بخار با لوله کشی بخار تا بویلر و خط برگشت به توربین را نشان می‌دهد.



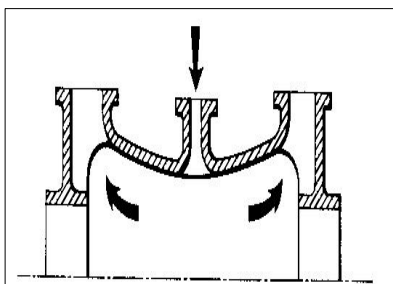
شکل ۱-۳ توربین با بازگرمایش

ت- توربین‌های نوع زیرکش دار یا استخراجی<sup>۱</sup>  
 این نوع توربین‌ها در همه کاربردها به کار می‌روند. در توربین‌های استخراجی، بخار از مراحل مختلف توربین خارج می‌شود و برای مصارف فرآیندهای صنعتی و یا ارسال به گرمکن<sup>۲</sup> های آب تغذیه بویلر برای بهبود راندمان کلی سیکل به کار می‌رود. جریان استخراجی را می‌توان با یک شیر کنترل و یا آن را کنترل نشده رها نمود.  
 ج- توربین‌های القایی<sup>۳</sup>  
 در توربین‌های القایی برای تولید توان بیشتر، بخار کم فشار در مرحله‌های میانی به توربین وارد می‌شود.

از نظر آرایش پوسته‌ها یا آرایش محور، می‌توان توربین بخار را به صورت زیر دسته‌بندی کرد:  
 الف- توربین‌های بخار تک پوسته‌ای<sup>۴</sup>  
 در این نوع توربین‌ها توربین تنها دارای یک پوسته می‌باشند. توربین‌های کوچک و توان پائین معمولاً در این دسته هستند.

ب- توربین‌های بخار ترکیبی پشت به پشت<sup>۵</sup>  
 ترکیب‌های پشت به پشت زمانی مورد استفاده قرار می‌گیرند که دو یا چند پوسته به یکدیگر کوپل مستقیم شوند تا یک ژنراتور را راه اندازی کند.

1-extraction steam turbines 2-heater 3-induction steam turbines 4-single casing steam turbines 5-tandom compound steam turbines



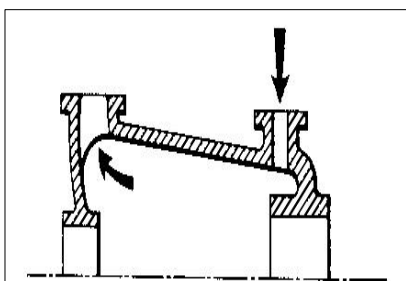
شکل ۱-۴ توربین دو جریانی

پ- توربین‌های بخار ترکیبی متقابل<sup>۱</sup>

آرایش ترکیب متقابل توربین به این صورت است که دو یا چند شافت غیر هم خط، دو یا چند ژنراتور را می‌رانند که اغلب در سرعت‌های مختلفی کار می‌کنند. ترکیب متقابل به طور معمول برای کاربردهای بسیار بزرگ استفاده می‌شود.

از نظر جریان ورودی بخار به توربین‌ها در سه دسته تقسیم بندی می‌شوند:

الف- توربین‌های تک جریانی<sup>۲</sup>



شکل ۱-۵ توربین تک جریانی

در این نوع توربین‌ها بخار از یک سمت وارد می‌شود و پس از طی مسیری موازی با محور توربین از سمت مخالف خارج می‌شود. شکل ۱-۵ این نوع توربین را نمایش می‌دهد.

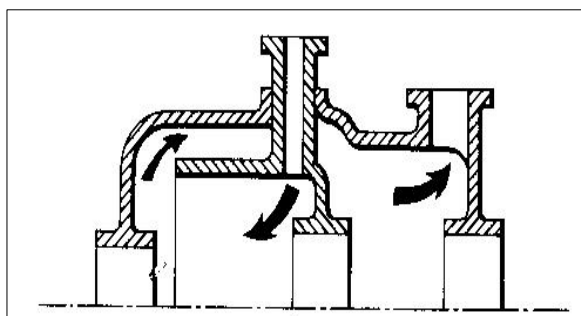
ب- توربین‌های دو جریانی<sup>۳</sup>

در این نوع توربین‌ها معمولاً بخار از قسمت وسط بدنه وارد می‌شود و پس از تقسیم شدن در دو جهت مخالف هم و موازی با شافت از ابتدا و انتهای

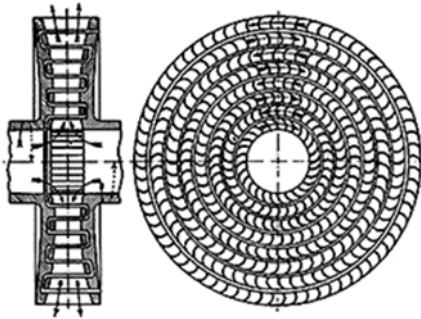
بدنه توربین خارج می‌شود. شکل ۱-۴ طرح کلی یک توربین دو جریانی را نمایش می‌دهد.

پ- توربین‌های مرکب<sup>۴</sup>

در این توربین‌ها بسته به نحوه طراحی توربین و نیروهای موجود در توربین یک مسیر ترکیبی جهت بخار طراحی شده است. شکل ۱-۶ طرح کلی یک توربین مرکب می‌باشد.



شکل ۱-۶ یک نمونه توربین بخار با جریان مرکب



شکل ۱-۷ توربین جریان شعاعی

توربین ها از لحاظ حرکت بخار در توربین به صورت زیر دسته بندی می شوند:

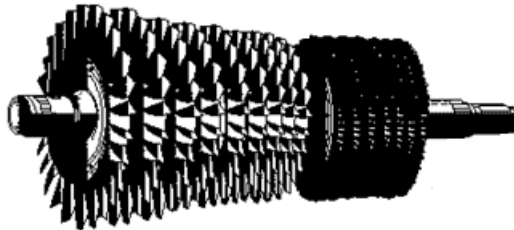
الف- توربین های جریان شعاعی<sup>۱</sup>

در این نوع توربین ها بخار در جهت شعاع محور توربین حرکت می کند. توربین که در آن مسیر جریان سیال در داخل توربین حین تبادل انرژی در صفحه عمود بر محور توربین می باشد در این توربینها بخار وارد مرکز توربین شده و از طریق دو رتور<sup>۲</sup> که در جهت خلاف هم

می چرخند منبسط شده و نهایتاً از طریق لوله خروجی به طرف بیرون رانده می شود. این نوع توربین برای طراحی با ظرفیت زیاد بخاطر جرم تیغه هایی که باید بروی حاشیه خارجی قرار گیرد قابل قبول نیست. بزرگترین ظرفیت توربین با جریان شعاعی واحد ۴۶۰ مگاوات باراکتورهای<sup>۳</sup> آب جوش در سوئد می باشد. شکل ۱-۷ رتور یک توربین شعاعی را نشان می دهد.

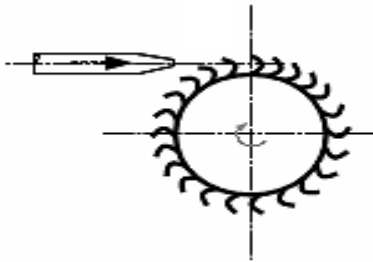
ب- توربین های جریان محوری<sup>۴</sup>

این نوع، توربینی است که در آن مسیر جریان سیال به هنگام تبادل انرژی در داخل توربین موازی و در امتداد محور توربین می باشد. در این توربین ها بخاری که از یک طرف وارد مراحل مختلف توربین می شود به صورت محوری از طریق نیغه<sup>۵</sup> هایی که شعاعی نصب شده اند جریان پیدا می کند. در این توربین ها جهت حرکت بخار موازی با محور توربین می باشد. اغلب توربین های مورد استفاده در صنعت از این نوع می باشند. در شکل ۱-۸ یک نمونه رتور توربین محوری نشان داده شده است.



شکل ۱-۸ توربین جریان محوری

پ- توربین های جریان مماسی<sup>۱</sup>



شکل ۱-۹ توربین جریان مماسی

در این نوع توربین ها بخار به وسیله نازل های متعددی تحت زوایای معینی نسبت به محور به صورت مماسی به پره های توربین برخورد می کند. این نوع توربین های بخاری دارای قدرت خروجی

بالایی هستند ولی بازدهی آن ها پایین است و به همین دلیل از آن ها استفاده چندانی نمی شود.

شکل ۱-۹ طرح کلی یک توربین بخار مماسی را نمایش می دهد.

توربین ها بر اساس میزان فشار بخار ورودی به چهار دسته تقسیم می شوند:

الف- توربین های فشار پایین atm (۱۰-۱/۲)

ب- توربین های فشار متوسط atm (۸۸-۱۰)

پ- توربین های فشار بالا atm (۲۴۲-۸۸)

ت- توربین های فشار بسیار بالا atm (بالا تر از ۲۴۲)

توربین های بخار از نظر فشار خروجی بخار نیز در سه دسته طبقه بندی می شوند:

الف- توربین های با فشار خروجی بیشتر از فشار جو<sup>۲</sup>

توربین هائی که فشارخروجی آنها بالاتر از فشار جو است. در این نوع توربین ها بخار پس از به حرکت درآوردن توربین با فشار بیشتر از فشار اتمسفر از توربین خارج می شود بخارات خارج شده از توربین یا توربین دیگری را بحرکت در می آورد یا به مصرف گرم کردن دستگاه ها و تجهیزات دیگر می رسد یا جهت مصرف عملیاتی و تحولات دیگر به خطوط با فشار کمتر منتقل می شود که باید فشار خط حتما از فشار خروجی توربین کمتر باشد در غیر این صورت باعث افزایش فشار خروجی توربین و نهایتا کاهش قدرت آن می شود. بیشتر توربین های کوچک و همچنین اکثر توربین های نوع ضربه ای یک مرحله ای به این دسته تعلق دارند.

ب- توربین های با فشارخروجی مساوی فشار جو<sup>۳</sup>

توربین هائی که فشارخروجی آنها برابر فشار جو است همانطور که از نام آنها پیداست فشارخروجی این نوع توربین ها با فشار جو برابر است به عبارت دیگر بخار خروجی از این توربین ها به طرف اتمسفر منتقل می شود و در حقیقت می توان گفت که بخار خروجی از توربین به هدر می رود. از این نوع طراحی در توربین های کوچکی که بصورت اضطراری در سرویس قرار

می گیرند مثل ژنراتورهای اضطراری برق که با قطع برق شبکه برای ایجاد روشنایی بطور اتوماتیک در سرویس قرار می گیرند استفاده می شود. چون این توربین ها بندرت در سرویس قرار می گیرند انجام لوله کشی بخار برگشتی از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نیست بخارات به طرف اتمسفر هدایت می شوند و باعث اتلاف بخار می شوند.

پ- توربین های با فشار خروجی کمتر از فشار جو<sup>۱</sup>

توربین هائی که فشار خروجی آنها کمتر از فشار جو است. فشار خروجی این نوع توربین ها کمتر از فشار جو است و گاهی اوقات تا چند اینچ جیوه مطلق می رسد و به دلیل زیاد بودن اختلاف فشار بین ورودی و خروجی توربین از تمامی انرژی بخار استفاده می شود و به انرژی مکانیکی دورانی تبدیل می شود. راندمان این نوع توربین ها نیز به مراتب بیشتر از انواع توربین های دیگر است و آب حاصل از بخارات کندانس شده در کندانسور نیز مجدداً به سیستم تولید بخار برگشت داده می شود و به مصرف بویلرها می رسد. ایجاد خلا در قسمت خروجی این توربین ها توسط سیستم خلا که شامل کند انسور و دیگر متعلقات آن است انجام می شود.

همچنین توربین ها را از لحاظ تعداد طبقه یا مرحله<sup>۲</sup> می توان تقسیم بندی نمود. ترکیب یک ردیف پره های ثابت<sup>۳</sup> که روی پوسته نصب می شود و یک ردیف پره های متحرک که روی روتور جایگذاری می گردد به عنوان یک طبقه یا یک مرحله پره در توربین بخاری تعریف می شود.

در پایان مزایا محدودیت ها و موارد استفاده توربین بخار را ذکر می کنیم.

### ۱-۵ مزایای توربین های بخار

توربین های بخار به سبب مزایای بسیار زیادی که دارند به وفور در صنایع مورد استفاده قرار می گیرند که تعدادی از این مزایا به شرح زیر می باشد.

- ساختمان سازه ای ساده
- ایمنی بالا
- هزینه های پایین در تعمیر و نگهداری
- حجم کم آنها نسبت به موتورهای الکتریکی با قدرت مساوی
- راندمان بالا
- قابلیت تغییر سرعت گردش
- گشتاور اولیه بالا



### ۶-۱ محدودیت‌های استفاده از توربینهای بخار

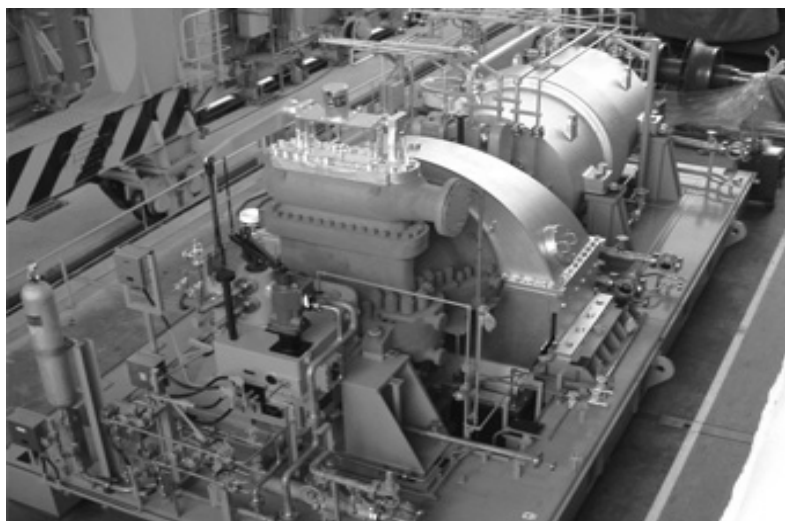
عوامل زیر را می‌توان به عنوان معایب توربین های بخار نام برد.

- بواسطه اینکه هزینه تولید بخار زیاد است تجهیزات آن گران قیمت است و معمولاً در جاهایی که بخار در دسترس باشد از آن استفاده می‌شود.
- راه‌اندازی و از سرویس خارج کردن آنها نسبتاً مشکل است.
- هزینه‌های نقل و انتقال بخار زیاد است.
- تلفات بخار در آنها زیاد است.

### ۶-۱ موارد استفاده از توربین‌های بخار

اکثریت استفاده توربین های بخار در موارد زیر می باشد:

- محرک ژنراتورهای برق
- محرک دستگاه‌های یدک
- محرک پمپ‌های خوراک واحدهای عملیاتی
- محرک کمپرسورهای رفت و برگشتی و گریز از مرکز



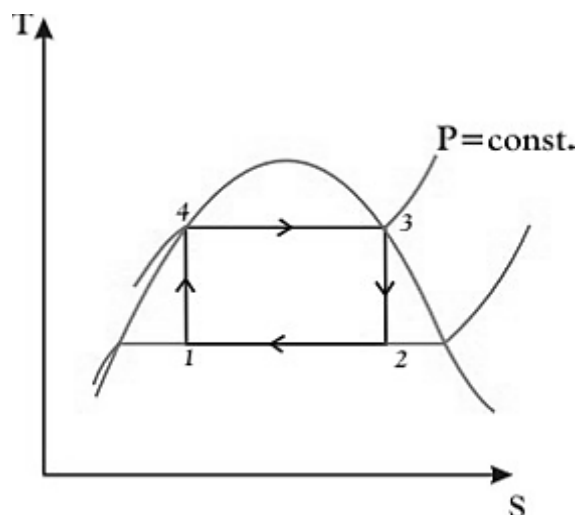
شکل ۱-۱۰ توربین بخار به عنوان محرک یک کمپرسور

# ترمو دینامیک توربین بخار

توربین های بخار برای تولید کار از یک چرخه<sup>۱</sup> ترمودینامیکی پیروی می کنند از اینرو برای بررسی نحوه تولید کار<sup>۲</sup> در توربین های بخار به یک آگاهی از مشخصه های ترمودینامیکی توربین بخار و چرخه ترمودینامیکی که توربین بخار عضوی از این چرخه می باشد نیاز داریم. داشتن آگاهی از ترمودینامیک توربین بخار به ما در بهینه سازی شرایط توربین کمک می کند. در این فصل فرض می کنیم مخاطب کتاب آشنائی ابتدائی با مفاهیم ترمودینامیکی را دارد. همواره، به دنبال گرفتن بیشترین مقدار کار از مقدار گرمای معینی هستیم که از سیال به توربین بخار داده می شود. با این حال هرگز نمی توان توربین بخاری ساخت که بازده<sup>۳</sup> نظری آن  $100\%$  باشد. اما چرخه ای که بیشترین کارایی را وقتی توربین بخار که بین دو دمای  $T_C$  و  $T_H$  کار می کند داشته باشد چرخه کارنو<sup>۴</sup> می باشد.

## ۱-۲ چرخه کارنو

چرخه کارنو چرخه ای است که بیشترین بازده را دارد. چرخه کارنو از دو فرآیند همدم<sup>۵</sup> و فرآیند بی دررو<sup>۶</sup> تشکیل شده است. این چرخه توسط کارنو در ۱۸۲۴ معرفی شد. مفهوم چرخه کارنو این است که از مقداری انرژی گرمایی سیال با دمای  $T_H$  توسط یک چرخه ترمودینامیکی، حداکثر چه مقدار کار مکانیکی می توان گرفت. شکل ۱-۲ نمودار T-S این چرخه را نمایش می دهد. از این سیکل به عنوان سیکل مرجع سیکل رانکین<sup>۷</sup> استفاده می شود. اما استفاده از این چرخه جهت بررسی توربین بخار مناسب نمی باشد از اینرو برای بررسی از چرخه رانکین استفاده می کنیم.

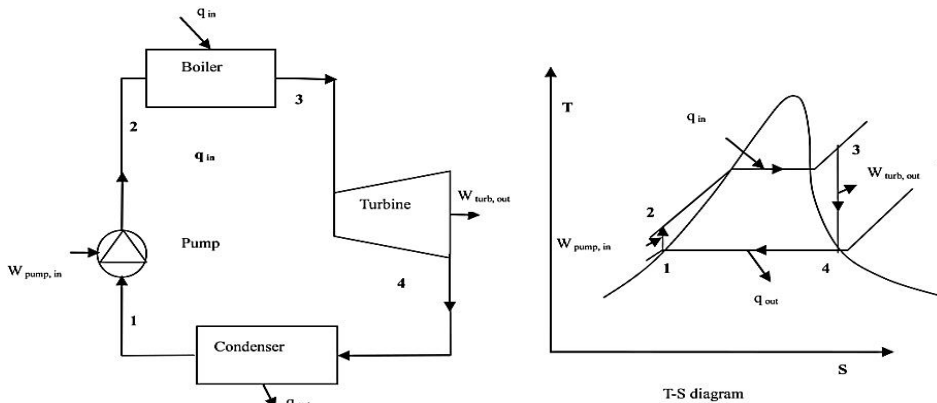


شکل ۱-۲ نمودار T-S چرخه کارنو



## ۲-۲ چرخه رانکین

توربین های بخار برای کار کردن و تولید انواع انرژی باید از چرخه رانکین پیروی کنند. این سیکل توسط دانشمند اسکاتلندی ویلیام جان مک گورن رانکین معرفی شد. توربین های بخار بخشی از یک چرخه رانکین می باشد. چرخه رانکین، یک چرخه تبدیل گرما به قدرت است. این چرخه از دو فرآیند هم فشار<sup>۱</sup> و دو فرآیند هم آنتروپی<sup>۲</sup> تشکیل شده است. که در شکل ۲-۲ نمودار T-S و طرح کلی این سیکل نمایش داده شده است.



شکل ۲-۲ نمودار دما-آنتروپی و طرح کلی سیکل رانکین

چهار فرآیند اصلی در سیکل رانکین وجود دارد که هر کدام شرایط ترمودینامیکی سیال عامل را تغییر می دهند که این تغییرات در ادامه توضیح داده خواهد شد. فرآیند ۱-۲ سیال عامل از فشار پایین به فشار بالاتر پمپاژ می شود و از آنجایی که سیال در این مرحله در حالت مایع اشباع<sup>۳</sup> قرار دارد، پمپ<sup>۴</sup> به انرژی ورودی کمی نیاز دارد. فرآیند ۲-۳ این مایع فشار بالا وارد بویلر می شود که در این مرحله در فشار ثابت بوسیله یک منبع گرمایی خارجی گرم شده و تبدیل به بخار اشباع خشک می شود. فرآیند ۳-۴ بخار خشک اشباع بوسیله توربین منبسط می شود و تولید توان<sup>۵</sup> می کند. این عمل باعث کاهش فشار و دمای بخار می شود و ممکن است چگالش<sup>۶</sup> مختصری هم رخ بدهد. فرآیند ۴-۱ بخار مرطوب وارد کندانسور می شود و در داخل آن در یک فرآیند دما-فشار ثابت تبدیل به مایع اشباع می شود. در سیکل ایده آل رانکین، پمپ و توربین آیزنتروپیک خواهند بود یعنی هیچ آنتروپی تولید نخواهند کرد و بنابراین کار خالص خروجی را ماکزیمم خواهند کرد. همچنین فرآیندهای ۱-۲ و ۳-۴ بوسیله خطوط عمودی در نمودار ۲-۲ نشان داده شده است و بسیار شبیه به سیکل کارنو می باشد. هدف اصلی ما از این تحلیل صرفا بررسی نقش توربین در سیکل می باشد از اینرو به بررسی سایر اجزای سیکل نمی پردازیم. در واقع ما صرفا فرآیندهای ۳-۴ را مورد بررسی قرار می دهیم.

در مرحله اول محاسبات، ابتدا محاسبات خود را بدون استفاده از کامپیوتر انجام می‌دهیم. مهمترین ضعف این روش این است که توانایی رسم نمودارهای نمودارهای دقیق و بررسی پاسخ یک کمیت در قبال تغییر کمیت دیگر به صورت گسترده یا وجود ندارد یا مستلزم انجام محاسبات فراوانی می‌باشد. در مرحله دوم توربین را توسط نرم افزار EES<sup>۱</sup> بررسی می‌کنیم. توسط این نرم افزار منحنی‌های مختلفی را می‌توان رسم کرد که تا حد زیادی به درک توربین بخار کمک می‌کند.

## ۲-۳ آنالیز یک توربین نمونه

از اینجا به بعد برای درک بهتر مسائل ترمودینامیکی توربین بخار یک نمونه توربین بخار واقعی را به عنوان نمونه مورد بررسی قرار می‌دهیم و در طی بررسی‌های توربین را ارائه می‌دهیم. برای شروع بررسی ابتدا بایستی یک سیستم<sup>۲</sup> تعریف کنیم از اینرو سیستم را مجموعه توربین بخار نظر می‌گیریم و بدنه توربین به عنوان مرز سیستم<sup>۳</sup> ما می‌باشد.

فرضیات ما در ابتدای تحلیل به شرح زیر می‌باشد:

- بخار فاقد هرگونه ناخالصی می‌باشد.
- توربین با محیط تبادل حرارتی ندارد(عایق است).
- نشستی<sup>۴</sup> در کل سیکل وجود ندارد و کلیه خروجی کندانسور آب مایع می‌باشد.
- توربین آیزنتروپیک است.

توربین مد نظر را در شرایطی قرار داده ایم که توان خروجی توربین در این شرایط  $885\text{kW}$  می‌باشد. در نقطه ۳ سیکل که همان شرایط ورودی توربین مدنظر می‌باشد کمیت‌های فشار و دما به ترتیب  $39\text{bar}$  و  $450^\circ\text{C}$  می‌باشد که در این شرایط بخار در حالت فوق گرم است. حال که دو کمیت مستقل را در اختیار داریم با استفاده از جداول ترمودینامیکی بخار آب، آنتالپی<sup>۴</sup>، انتروپی<sup>۵</sup> و حجم<sup>۶</sup> بخار ورودی را به ترتیب  $3332\text{kJ/kg}$ ،  $6/95\text{kJ/kg-k}$  و  $0/822\text{m}^3/\text{kg}$  مشخص می‌شود. همچنین در نقطه ۴ سیکل که همان خروجی توربین بخار می‌باشد فشار برابر با  $2/5\text{bar}$  می‌باشد و از آنجایی که توربین را آیزنتروپیک فرض کردیم انتروپی بخار خروجی از توربین برابر با انتروپی بخار ورودی توربین  $6/95\text{kJ/kg-k}$  می‌باشد. حال که دو کمیت مستقل در خروجی را داریم با استفاده از جداول ترمودینامیکی، حالت، کیفیت، دما، حجم مخصوص و آنتالپی را محاسبه می‌کنیم. طبق جداول ترمودینامیکی بخار در فشار و انتروپی ذکر شده در حالت دو فاز با کیفیت  $98/41\%$  و دمای  $127/41^\circ\text{C}$  و حجم مخصوص برابر  $0/705\text{m}^3/\text{kg}$  و آنتالپی برابر با  $2676\text{kJ/kg}$  می‌باشد. تا اینجا کلیه کمیت‌های اساسی در لحظه ورود و خروج سیال از توربین را به دست آوردیم.

حال با این اطلاعات قصد بررسی کار و بازده توربین را داریم. در سیکل رانکین کار انجام شده توسط توربین عبارت است از

$$w_{\text{turbine}} = h_4 - h_3$$

$h_3$  آنتالپی بخار ورودی به توربین

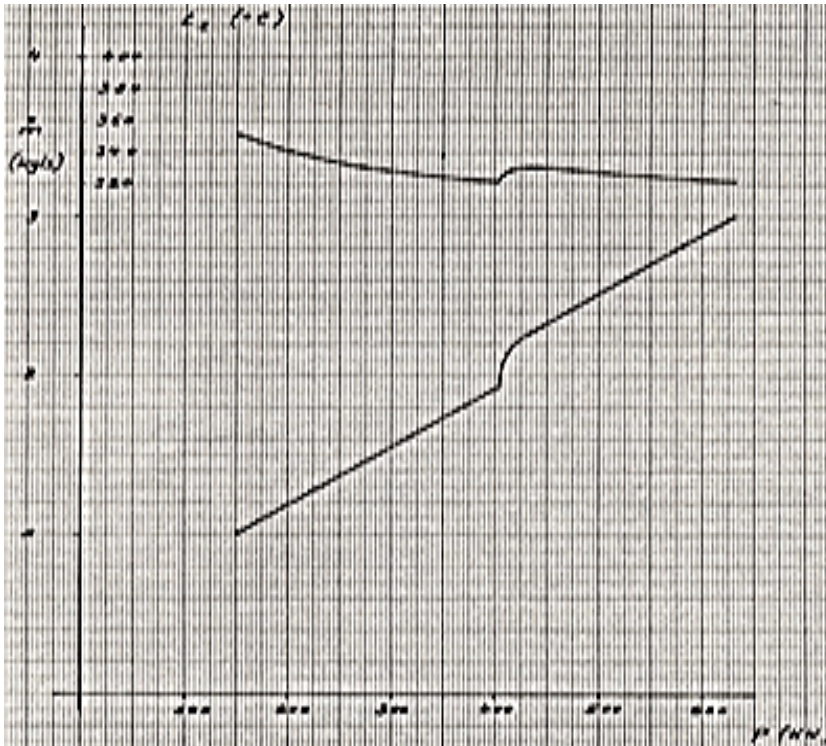
$h_4$  آنتالپی بخار خروجی از توربین

$$\longrightarrow w_{\text{turbine}} = 2676 - 3332.4 = -656.4 \text{ kJ/kg}$$

علامت منفی به معنی خروج کار از سیستم می باشد. تا اینجا کار مخصوص را بدست آوردیم اما کار را با داشتن مقدار دبی جرمی بخار و ضرب آن در کار مخصوص بدست می آوریم

$$W_{\text{turbine}} = m \cdot w$$

حال نیاز به محاسبه دبی جرمی  $m$  داریم که این کمیت نیز از منحنی ارائه شده توسط سازنده توربین قابل استخراج است. توان خروجی توربین طبق اطلاعات ارائه شده توسط سازنده در این شرایط  $885 \text{ kW}$  می باشد که طبق منحنی ارائه شده این خروجی توان تنها با دبی جرم  $2.55 \text{ kg/s}$  (فشار ورودی  $39 \text{ bar}$  و دمای ورودی  $450^\circ \text{C}$ ).



شکل ۲-۳ منحنی تغییرات کار خالص خروجی نسبت به تغییرات دبی جرمی بخار ورودی توربین بخار

از اینرو کار آیزنتروپیک برابر است با :

$$656.4(\text{kJ/kg}) \times 2.55(\text{kg/s}) = 1673.82 \text{ kJ/s}$$

در واقع کار تولیدی توربین در شرایط آیزنتروپیک  $1673.82 \text{ kJ/s}$  در هر ثانیه می باشد.

### ۲-۳-۱ راندمان آیزنتروپیک توربین بخار

برای سنجش این که یک توربین چقدر خوب کار می کند، می توانیم به راندمان آیزنتروپیک آن نگاه کنیم. این راندمان، عملکرد واقعی توربین را با عملکرد توربین ایده آل در حالت آیزنتروپیک مقایسه می کند. در هنگام محاسبه این راندمان، اتلاف حرارت به محیط اطراف صفر در نظر گرفته می شود. فشار و دمای شروع برای هر دو توربین واقعی و ایده آل یکسان است، اما محتوای انرژی خروجی از توربین یا آنتالپی ویژه برای توربین واقعی بیشتر از توربین ایده آل است که دلیل آن برگشتناپذیری<sup>۱</sup> در توربین واقعی است. آنتالپی ویژه در فشار یکسان برای توربین های واقعی و ایده آل محاسبه می شود تا بتوان یک مقایسه خوب بین این دو انجام داد. راندمان آیزنتروپیک به وسیله تقسیم کار واقعی بر کار ایده آل به دست می آید. اما پس مشاهده این اعداد و منحنی ها این سوال پیش می آید که چه فرآیندی درون توربین اتفاق می افتد که بخار تولید کار می کند از اینرو در ادامه به بررسی نحوه تولید کار درون توربین می پردازیم.

در فیزیک، توان میزان جابجایی، دگرگونی و یا استفاده انرژی در یکای زمان است. یکای این کمیت ژول بر ثانیه (J/s) یا همان وات<sup>۲</sup> است. همانگونه که قبلا ذکر شد در توربین مورد بررسی در شرایط ذکر شده توان توربین  $885 \text{ kW}$  یا به عبارتی  $885 \text{ kJ/s}$  می باشد این توان همان توان واقعی توربین می باشد از اینرو راندمان آیزنتروپیک این توربین برابر است با:

$$\eta_{\text{isentropic}} = \frac{\text{real work}}{\text{isentropic work}} \times 100$$

$$\eta_{\text{isentropic}} = \frac{885}{1673} \times 100 = 52.89\%$$

توربین بخار در واقعیت به صورت آیزنتروپیک عمل نمی کند و بخار خروجی از توربین دارای انرژی بیشتری نسبت به بخار ورودی می باشد. این تولید انرژی در توربین بخار ناشی از اصطکاک بین بخار آب و دیواره تیغه ها و نازل ها می باشد. در توربین بخار همچنین مقداری از کار تولیدی توسط سیال صرف غلبه بر اصطکاک موجود در یاتاقان ها و قطعات متحرک توربین

می شود. رودولف کلازیوس (۱۸۸۸ - ۱۸۲۲) نخستین کسی بود که در علم ترمودینامیک مبحث آنتروپی را وارد کرد. آنتروپی از تقسیم گرمایی که سیستم می گیرد بر دمای کل سیستم بدست می آید. وی بیان کرد که ماشین در حالت آرمانی آنتروپی برابر صفر دارد و در مورد ماشینهای غیر آرمانی آنتروپی با گذشت زمان افزایش می یابد. او قانون دوم ترمودینامیک را با مبحث آنتروپی فرمولبندی کرد و دو قانون را در سال ۱۸۵۰ با این عبارت بیان کرد که انرژی جهان ثابت می ماند اما آنتروپی آن مایل است که به حداکثر برسد ابداع کرد.

### ۲-۳-۲ تحلیل به کمک کامپیوتر

حال همین محاسبات را از طریق نرم افزار EES انجام می دهیم. نرم افزار Engineering Equation Solver یکی از مهمترین نرم افزارهای رشته مکانیک در حل معادلات غیر خطی همچنین جدول خوانی خواص ترمودینامیکی گازهای متفاوت و جداول سایکومتری است که برای مهندسان مکانیک شاخه حرارت و سیالات بسیار حائز اهمیت است. نرم افزار EES یک نرم افزار برنامه نویسی قوی در زمینه علوم حرارت و سیالات است که در سال های اخیر مورد توجه مجامع علمی معتبر قرار گرفته است. این نرم افزار در سال ۱۹۹۲ توسط یک محقق آمریکایی به نام کلین و تحت پوشش شرکت اف چارت نوشته شد. انگیزه نویسنده برای ایجاد نرم افزار، پس از سال ها تدریس دروس ترمودینامیک و انتقال حرارت مهندسی مکانیک ایجاد گردید چرا که در این علوم برای حل مسایل لازم است همزمان با تنظیم معادلات از خواص ترموفیزیکی مواد نیز استفاده گردد و گاه لازم است یک مسأله چندین بار با داده های مختلف حل شود. کار عمده ای که نرم افزار انجام می دهد، حل مجموعه معادلات جبری می باشد. همچنین این نرم افزار، قادر به حل معادلات دیفرانسیل، معادلات دارای متغیرهای مختلط، معادلات انتگرالی بوده و امکان حل مسایل بهینه سازی رگرسیون<sup>۱</sup> خطی و غیر خطی و ترسیم نمودارها و جداول در آن وجود دارد. ابتدا معادلات را به صورت ریاضی طرح می کنیم.

State 1

$$T_1 = 450$$

$$P_1 = 39$$

$$h_1 = h('Steam', T=T_1, P=P_1)$$

$$s_1 = s('Steam', T=T_1, P=P_1)$$

State 2s

$$P_2 = 2.5$$

$$s_2 = s_1$$

$$T_2 = T('Steam', s=s_2, P=P_2)$$

$$x_2 = x('Steam', s=s_2, P=P_2)$$

$$h_2 = h('Steam', x=x_2, P=P_2)$$

steam flow rate curve design

$$m_2 = 3$$

$$m_1 = 2.2$$

$$p_2 = 970$$

$$P_1 = 640$$

$$\text{gradient} = \frac{m_2 - m_1}{p_2 - P_1}$$

$$m - m_1 = \text{gradient} \cdot (P - P_1)$$

$$P = 885 \text{ [kw]}$$

calculation of work

$$\text{Wisentropic} = h_2 - h_1$$

سپس معادلات را به زبان برنامه می نویسیم.

"State 1"

$$T[1]=450$$

$$P[1]=39$$

$$P=P[1],T=T[1],h[1]=ENTHALPY(Steam$$

$$P=P[1],T=T[1],s[1]=ENTROPY(Steam$$

$$P=P[1],T=T[1],v[1]=VOLUME(Steam$$

```

"State 2_s"
P[2]=2.5
s[2]=s[1]
P=P[2],s=s[2],T[2]=TEMPERATURE(Steam
P=P[2],s=s[2],x_2=QUALITY(Steam
P=P[2],x=x_2,h[2]=ENTHALPY(Steam
P=P[2],T=T[2],v[2]=VOLUME(Steam
"steam flow rate curve design"
m_2=3
m_1=2.2
P_2=970
P_1=640
gradient=(m_2-m_1)/(P_2-P_1)
m-m_1=gradient*(P-P_1)
P=885[kw]
"calclation of work"
w_isontropic=h[2]-h[1]

```

سپس برنامه را مورد پردازش قرار می دهیم که نتایج به شکل زیر ارائه می شود.

```

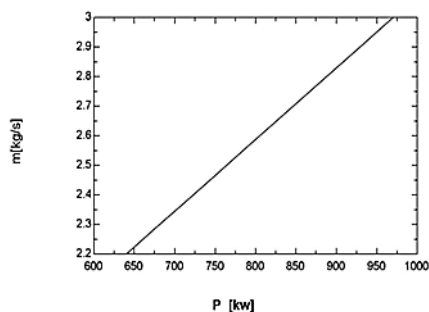
X2=0.981
gradient=0.002424
m=2.794 kg/s
w_isontropic=-656.4 kj/kg

```

	$h_i$ [kj/kg]	$s_i$ [kj/kg-k]	$T_i$ [C]	$P_i$ [bar]
[1]	3332	6.95	450	39
[2]	2675	6.95	127.4	2.5

جدول ۱-۲ نتایج حاصل از اجرای برنامه

پس از ارائه نتایج نمودار تعدادی کمیت های وابسته را توسط نرم افزار رسم می کنیم. نمودار تغییرات دبی جرمی نسبت توان خروجی توسط سازنده ارایه گردیده است، این منحنی در محدوده توان ۶۴۰ تا ۹۷۰ کیلو وات به صورت خطی می باشد از اینرو با محاسبه شیب خط،



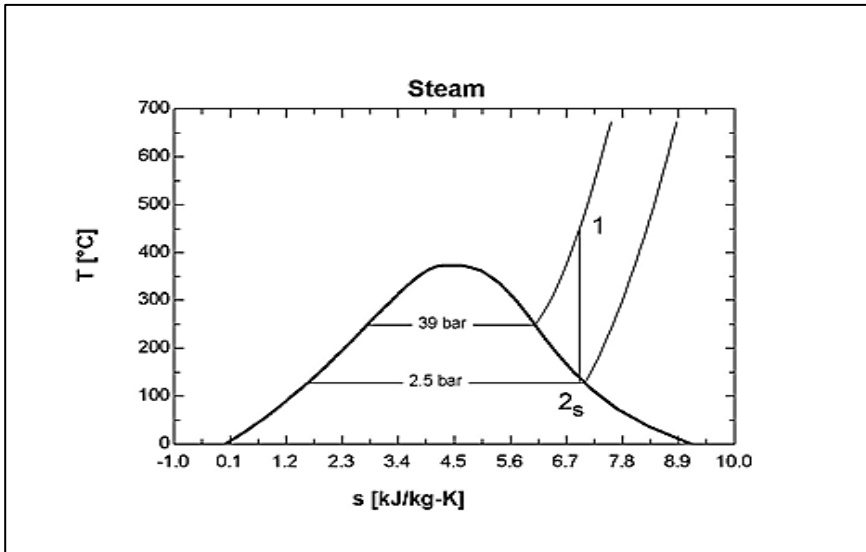
شکل ۲-۴ نمودار کار خالص نسبت به دبی جرمی بخار

نمودار را در نرم افزار رسم می کنیم تا مقدار دقیق دبی جرمی را در توان نامی بدست بیاوریم. شکل ۲-۴ نمودار ترسیم شده توسط نرم افزار در محدوده توان خالص ۶۴۰ تا ۹۷۰ کیلو وات را نسبت به تغییرات دبی جرمی بخار ورودی به توربین بخار را نمایش می دهد.

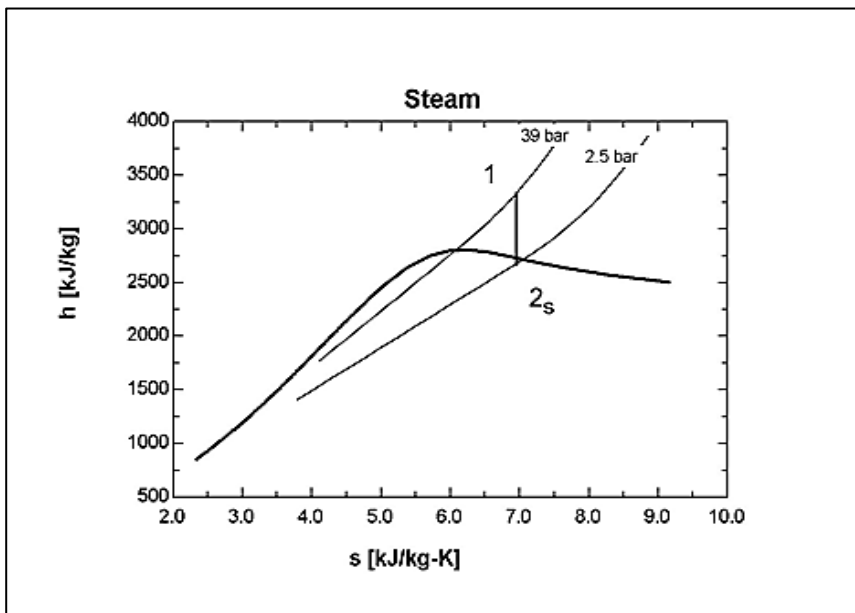
در دومین قدم نمودار T-S سیکل را توسط نرم افزار ترسیم می کنیم. این نمودار

آشناترین نمودار در بررسی یک سیکل رانکین می باشد در کلیه نمودار ها صرفا سیکل را در مسیری که ابتدای آن ورودی توربین (1) و انتهای آن خروجی توربین (2s) می باشد ترسیم کرده ایم چون هدف ما صرفا آنالیز توربین می باشد. در این نمودار خطوط فشار ثابت ۳۹ bar و ۲/۵bar ترسیم شده است. همانطور که مشاهده می شود بخار پیش از ورود به توربین در ناحیه بخار مافوق گرم قرار دارد و طی یک فرآیند آیزنتروپیک به نقطه 2s می رسد این نقطه در ناحیه دوفازی قرار دارد. همینطور در ادامه نمودار های دیگری در ادامه آورده شده که نام و شکل نمودار خود گویای کامل نمودار می باشد. در کلیه نمودارها نقطه ۱ نقطه ورود بخار به توربین و نقطه 2s نقطه خروجی بخار از توربین در شرایط آیزنتروپیک می باشد. شکل ۲-۵ نمودار T-s چرخه ای که توربین مذکور در آن قرار دارد را نمایش می دهد شکل های بعدی به ترتیب نمودار های P-v و T-v، P-h و h-s می باشد. هدف ما از نمایش این نمودار ها نشان دادن توان محاسباتی نرم افزار EES و قدرت این نرم افزار در تفهیم شرایط ترمودینامیکی توربین های بخار یا هر سیستم ترمودینامیکی دیگر می باشد در واقع هر چه ما به سمت کامپیوترایز کردن محاسبات پیش برویم درک صحیح تری از مسائل پیدا می کنیم.

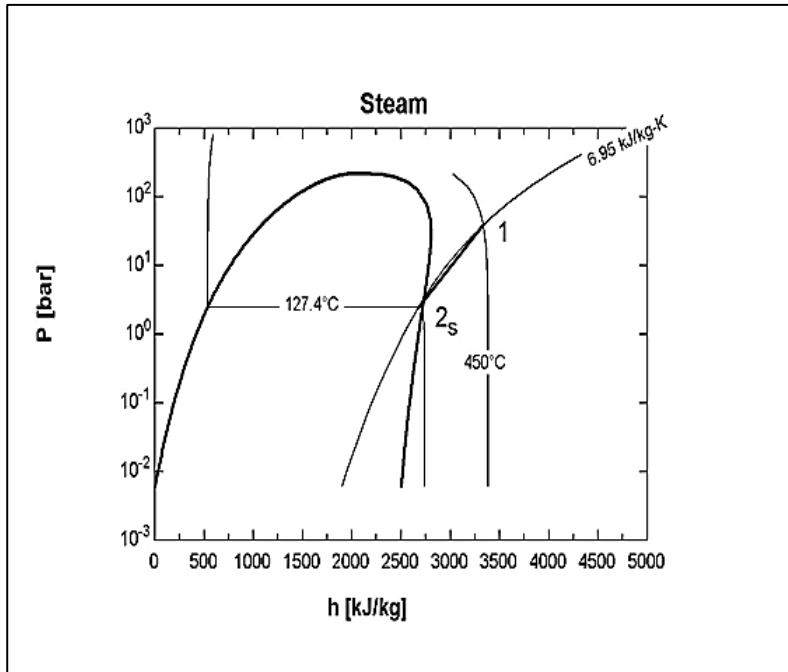




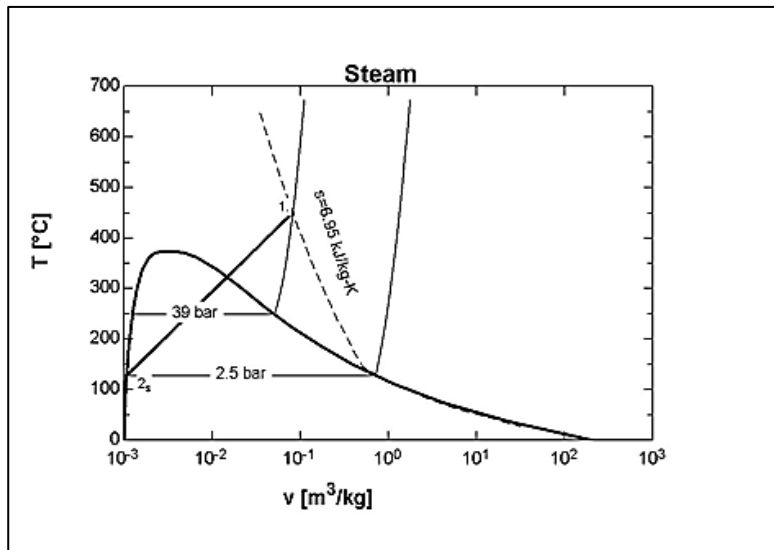
شکل ۲-۵ نمودار T-s چرخه رانکین با توربین نمونه



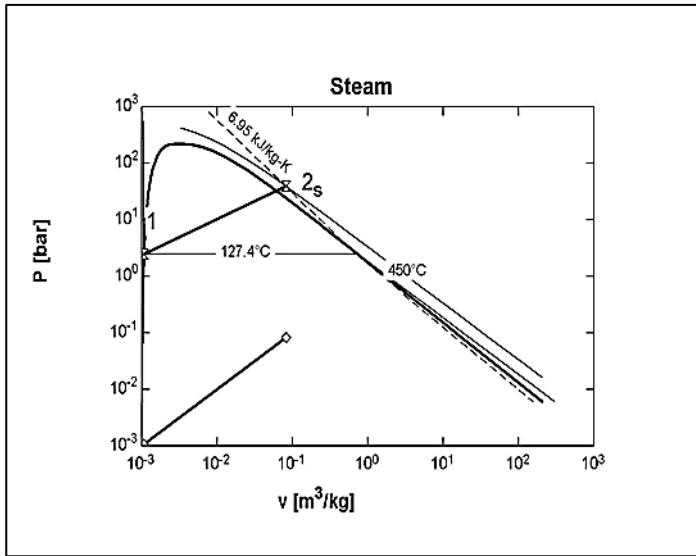
شکل ۲-۶ نمودار h-s چرخه رانکین با توربین نمونه



شکل ۲-۷ نمودار P-h چرخه رانکین با توربین نمونه

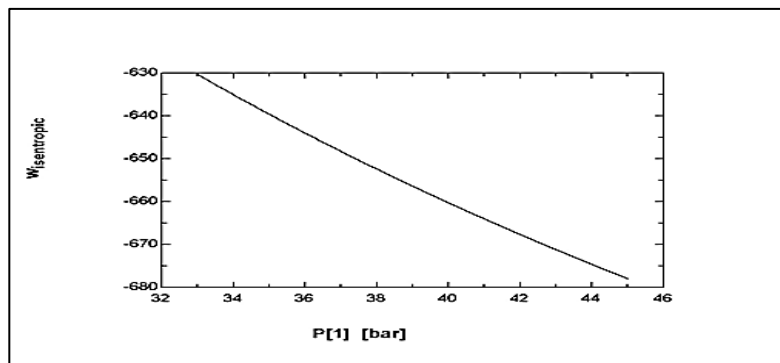


شکل ۲-۸ نمودار T-v چرخه رانکین با توربین نمونه

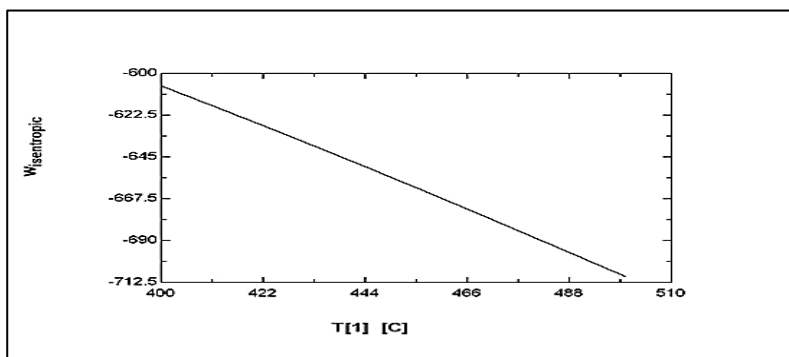


شکل ۲-۹ نمودار P-v چرخه رانکین با توربین نمونه

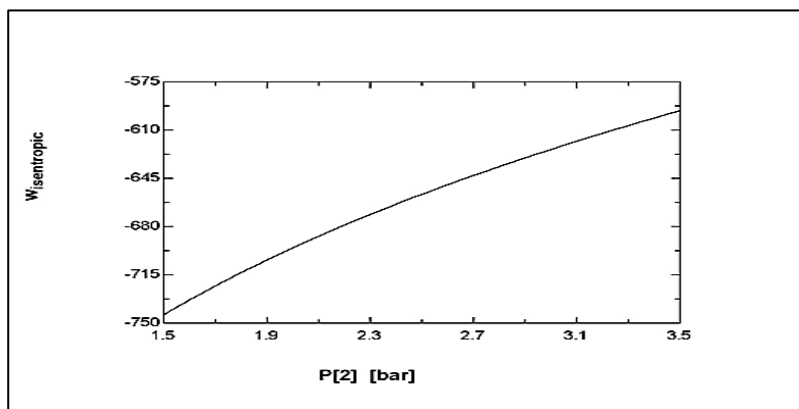
همانگونه که قبلا اشاره شد با استفاده از نرم افزار ما قادر به استخراج نمودار و جداول مختلفی هستیم که به ما در درک ماشین کمک فراوانی می کند. در ادامه سه نمودار مفید ارائه شده که تغییرات کار خروجی آیزنتروپیک توربین را نسبت به تغییرات دما و فشار سیال ورودی و فشار سیال خروجی را نمایش می دهد. به کمک این سه نمودار تاثیرات سه کمیت مستقل توربین بخار روی کار خروجی توربین را مشاهده می کنیم. شکل ۲-۱۰ نمودار تغییرات کار آیزنتروپیک خروجی توربین نسبت به تغییرات فشار بخار ورودی به توربین را نمایش می دهد. همانگونه که مشاهده می شود با افزایش این فشار بخار کار منفی که همان کار خروجی از چرخه توسط توربین می باشد افزایش پیدا می کند. همچنین طبق نمودار ۲-۱۱ همزمان با افزایش دمای بخار ورودی به توربین مقدار کار خروجی توربین بخار افزایش پیدا می کند و نهایتا طبق نمودار ۲-۱۲ همزمان با افزایش فشار بخار خروجی کار خروجی از توربین بخار کاهش می یابد. بوسیله این نمودار ها و آگاهی از مقدار بازده که قبلا محاسبه شد می توان مقدار تغییرات کار خالص خروجی توربین را نسبت به تغییر یکی از سه عامل موجود در نمودار نیز محاسبه کرد.



شکل ۲-۱۰ نمودار تغییرات کار خروجی توربین نسبت به تغییرات فشار بخار ورودی



شکل ۲-۱۱ نمودار تغییرات کار خروجی توربین نسبت به تغییرات دمای بخار ورودی



شکل ۲-۱۲ نمودار تغییرات کار خروجی نسبت به تغییرات فشار بخار خروج

## ۲-۴ بهینه سازی<sup>۱</sup> راندمان توربین بخار

در یک توربین بخار با فرآیند آیزنتروپیک تبدیل انرژی سیال به کار مکانیکی به صورت یک توربین بخار ایده آل و آرمانی می باشد که در آن انتروپی بخار ورودی به توربین با انتروپی بخار خروجی از توربین برابر است. اما در عمل هیچ توربین بخاری واقعا آیزنتروپیک نیست و راندمان آیزنتروپیک بر حسب نوع و چیدمان مراحل و کاربرد توربین معمولا در بازه ۲۰ تا ۹۰ درصد تغییر می کند. برای به حداکثر رساندن راندمان توربین، می بایست بخار در چند مرحله منبسط شود و تبدیل انرژی بخار به کار صورت پذیرد. این مراحل بر حسب اینکه چگونه انرژی از آنها استخراج می شود دسته بندی می شوند و به عنوان توربین های ضربه ای<sup>۲</sup> و واکنشی<sup>۳</sup> شناخته شده اند. معمولا توربین های بخار از ترکیبی از طرح واکنشی و ضربه ای استفاده می کنند. هر مرحله از توربین می تواند صرفا ضربه ای یا صرفا واکنشی باشد ولی کل توربین از هر دو استفاده می کند. در صورتی که توربین های بخار از نوع چند مرحله ای باشند، شرایط انبساط بخار به شرایط آیزنتروپیک نزدیکتر می شود. روش های ترکیب و چیدمان مراحل یک توربین چند مرحله ای را روش های ترکیب کردن<sup>۴</sup> می نامیم که در ادامه شرح داده خواهد شد.

## ۲-۵ انرژی های سیال

یک سیال جاری از سه حالت مختلف از انرژی را دارد که عبارتند از :

- انرژی جنبشی<sup>۵</sup> (ناشی از سرعت سیال)
- انرژی هیدرواستاتیکی<sup>۶</sup> (ناشی از فشار سیال)
- انرژی درونی<sup>۷</sup> (ناشی از دمای سیال)

انرژی هیدرواستاتیکی و درونی سیال را آنتالپی می نامیم از اینرو این طبقه بندی را می توان به دو طبقه انرژی جنبشی و آنتالپی تقسیم بندی کرد. زمانی که سیال از میان تیغه های روتور توربین عبور می کند مقداری از انرژی خود را از دست می دهد (به تیغه ها منتقل میکند). زمانیکه انرژی جنبشی سیال کاهش پیدا می کند سرعت سیال کاهش پیدا می کند. اگر سیال خروجی از مرحله اول را مستقیما وارد مرحله دوم کنیم این سیال بخاطر سرعت کم قادر به انتقال انرژی چندانی به تیغه های مرحله دوم نیست. جهت افزایش سرعت دوباره سیال پس از خروج از مرحله اول سیال از یک سری تیغه های نازل ثابت که معمولا در بدنه توربین تعبیه می شود عبور می دهند که به آنها استاتور می گویند.

این افزایش سرعت سیال ناشی از شکل مخصوص این تیغه هاست که موجب تبدیل آنتالپی به

انرژی جنبشی می شود. بنابراین در استاتور آنتالپی کاهش و انرژی جنبشی افزایش می یابد. باید به این نکته توجه کرد که انرژی از بین نمی رود، تنها از حالتی به حالت دیگر تبدیل می شود این فرآیند برای هر تعداد مرحله می تواند تکرار شود تا زمانیکه سیال آنتالپی قابل استفاده و مقرون به صرفه ای را دارا باشد.

## ۲-۶ درجه انتقال انرژی

مقدار کل انرژی منتقل شده به تیغه های روتور عبارت است از جمع اختلاف انرژی جنبشی  $\Delta K.E$  و آنتالپی  $\Delta H$  سیال قبل و بعد از ورود به توربین. در ماشین های محوری یک پارامتر مهم به نام درجه واکنش<sup>۱</sup> وجود دارد که به صورت زیر تعریف می شود

$$D.O.R = \frac{\Delta H}{\Delta K.E + \Delta H}$$

### ۲-۶-۱ توربین ضربه ای (D.O.R=0)

زمانی که تغییر آنتالپی در طول روتور نداشته باشیم درجه عکس العمل صفر می شود. به این توربین ها توربین ضربه ای می گویند تیغه های این توربین ها شبیه شکل ۲-۱۳ می باشد در این شکل طرح کلی این نوع توربین ها نمایش داده شده است.

### ۲-۶-۲ توربین واکنشی



شکل ۲-۱۳ توربین ضربه ای

### (D.O.R=100%)

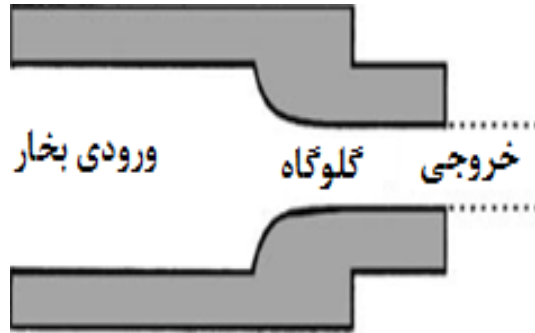
زمانیکه درجه عکس العمل برابر یک شود در واقع تغییرات انرژی جنبشی برابر صفر می باشد. در واقع انتقال انرژی صرفاً از طریق کاهش آنتالپی سیال صورت می گیرد. در این توربین ها سرعت سیال ثابت می ماند شکل ۲-۱۴ نمونه ای از این تیغه ها را نمایش می دهد.



شکل ۲-۱۴ توربین واکنشی

۲-۷ نازل<sup>۱</sup>

بخار تولید شده در واحد تولید بخار به سمت توربین هدایت می شود، این بخار قبل از ورود به توربین توسط یک سیستم کنترل که در فصل گاورنینگ به صورت مفصل مورد بررسی قرار خواهد گرفت وارد یک یا چند نازل (شیپوره) بسته به نوع و طراحی توربین می شود. شکل ۲-۱۵ طرح کلی یک نازل را نشان می دهد.



شکل ۲-۱۵ نازل

قطر گلوگاه<sup>۲</sup> و طول نازل بر اساس راتیو<sup>۳</sup> بخار و شرایط استفاده نازل طراحی می شود. دمای گلوگاه و دمای بحرانی<sup>۴</sup> از بررسی جداول بخار بر اساس فشار بحرانی<sup>۵</sup> قابل دستیابی است و سرعت بحرانی<sup>۶</sup> نیز از فرمول زیر قابل محاسبه است.

$$C_c = \sqrt{2(h_1 - h_c)}$$

$C_c$  = سرعت بحرانی

$h_1$  = آنتالپی بخار ورودی به نازل

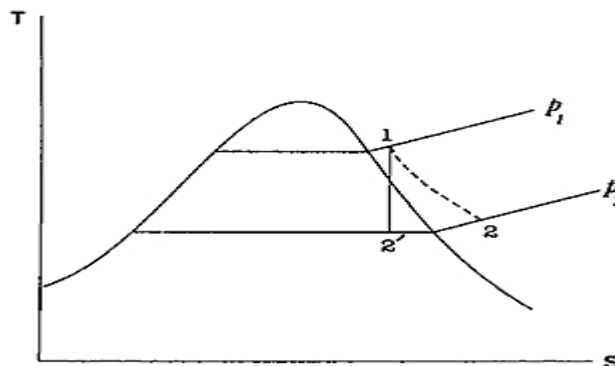
$h_c$  = آنتالپی بخار در گلوگاه نازل (آنتالپی بحرانی)

هم چنین  $S_c = S_1$  و  $h_c$  نیز از طریق جداول ترمودینامیکی یا نمودار  $h-s$  قابل محاسبه است.

## ۲-۷-۱ بازده نازل

فرآیندی که در نازل اتفاق می افتد یک فرآیند بازگشت ناپذیر اما آدیباتیک می باشد. بازگشت ناپذیری نازل به علت اصطکاک بین سیال و دیواره نازل و اصطکاک بین مولکول های سیال می باشد. شکل ۲-۱۶ نمودار T-S یک نازل را نشان می دهد. فرآیند ۱-۲ فرآیند آدیباتیک نازل و فرآیند ۲-۳ فرآیند آیزنتروپیک نازل می باشد. همانطور که مشاهده می شود بخار خروجی از نازل دارای انتروپی بیشتری نسبت به بخار ورودی به نازل می باشد. ابتدا باید آنتالپی خروجی در حالت واقعی ( $h_2$ ) و سپس آنتالپی در حالت نازل آیزنتروپیک را محاسبه سپس راندمان نازل را بوسیله فرمول صفحه بعد محاسبه کنیم.

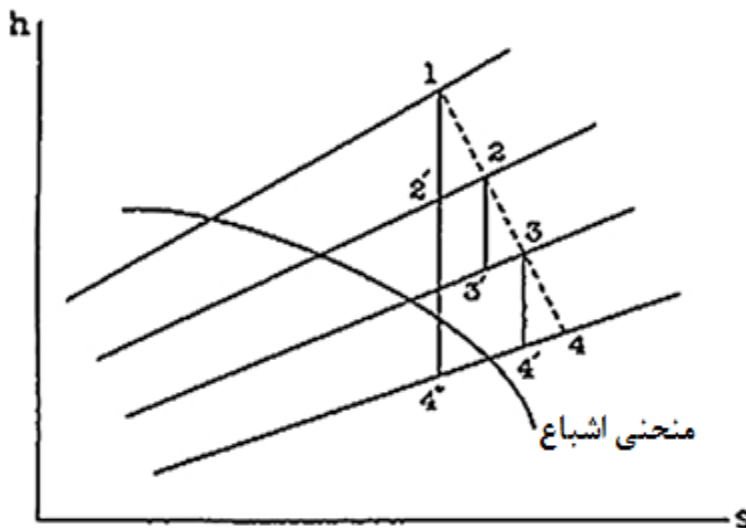
$$\text{بازده نازل} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$



شکل ۲-۱۶ نمودار T-s چرخه رانکین با نازل

## ۲-۸ ضریب بازگرمایی<sup>۱</sup>

توربین بخاری که بوسیله دیاگرام مولیر در شکل ۲-۱۷ نمایش داده شده را در نظر بگیرید. توربین از نوع سه مرحله ای می باشد و بخار خروجی از هر مرحله پیش از ورود به مرحله قبل باز گرمایش می شود. نقطه ۱ نقطه ورود بخار به مرحله اول توربین بخار می باشد و نقاط ۲، ۲'، ۳ و ۳' به ترتیب نقاط خروج بخار از مرحله یک و دو سه توربین بخار در حالت آیزنتروپیک و نقاط ۲، ۲'، ۳ و ۳' به ترتیب نقاط خروج بخار از مراحل یک و دو و سه در حالت واقعی می باشند.



شکل ۲-۱۷ نمودار مولیر یک توربین بخار



حال ضریب باز گرمایی را به صورت زیر تعریف می کنیم:

$$RF = \frac{\sum[\Delta h(\text{stage})]}{\sum \Delta h(\text{turbine})} = \frac{(h_1-h_2)+(h_2-h_3)+(h_3-h_4)}{(h_1-h_4)}$$

ضریب باز گرمایی معمولا بین ۱/۰۳ تا ۱/۰۴ می باشد. این امر باعث عمر بیشتر طبقات آخر توربین های بخار از طریق تبخیر قطرات آب موجود در بخار می شود.

## ۲-۹ ترکیب کردن توربین

همانطور که قبلا توضیح داده شد ترکیب کردن توربین های بخار روشی است که در آن انرژی بخار در یک توربین به جای یک مرحله در چند مرحله تبدیل به انرژی مکانیکی شود. یک توربین بخار ترکیبی دارای تعدادی مراحل مختلف که به صورت تعدادی نازل و روتور روی یک شافت و بدنه نصب شده می باشد، به طوری که آنتالپی و یا سرعت بخار در چند مرحله توسط توربین جذب می شود. بخار تولید شده در بویلر دارای آنتالپی بسیار بالایی است. در تمام توربین ها سرعت پرها به صورت مستقیم با سرعت بخار عبوری از پره متناسب است. حال اگر تمام انرژی بخار در یک مرحله استخراج شود و یا به عبارتی بخار در یک مرحله از فشار بویلر به فشار کندانسور منبسط شود، سرعت آن بسیار بالا خواهد شد. از این رو سرعت روتور که پرها به آن متصل شده اند می تواند به حدود ۳۰ هزار دور در دقیقه برسد که برای استفاده عملی بسیار بالا است. علاوه بر این در چنین سرعت های بالایی نیروی گریز از مرکز<sup>۱</sup> بسیار زیاد است، که می تواند به سازه آسیب وارد کند. همچنین سرعت های بالایی که در توربین ضربه ای با یک رینگ روتور استفاده می شود باعث می شود که اتلاف بخار در بازه ۱۰ تا ۱۲ درصد قرار گیرد. برای غلبه بر اتلاف بخار، ترکیب کردن توربین بخار انجام می شود. از اینرو ترکیب کردن توربین دارای فواید زیر می باشد:

- کنترل سرعت توربین و حذف نیروهای گریز از مرکز
- کاهش اتلاف بخار در توربین

## ۲-۹-۱ انواع ترکیب

در یک توربین بخار ضربه ای، ترکیب را می توان با سه راه زیر به دست آورد:

(۱) ترکیب سرعتی<sup>۲</sup>

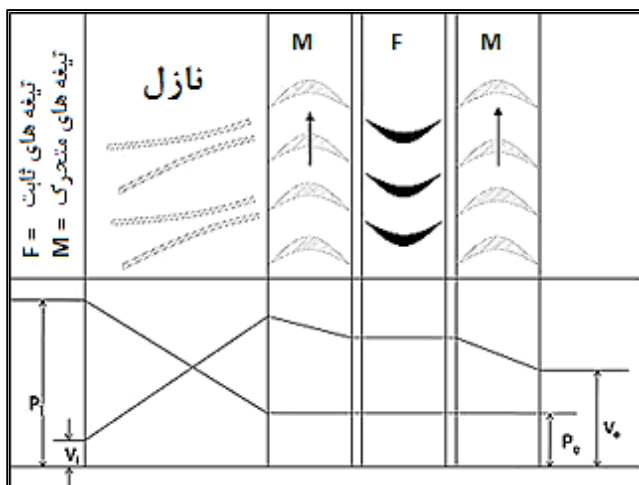
(۲) ترکیب فشاری<sup>۳</sup>

(۳) ترکیب فشاری-سرعتی<sup>۴</sup>

همچنین توربین های واکنشی با ترکیب فشاری ساخته می شوند.

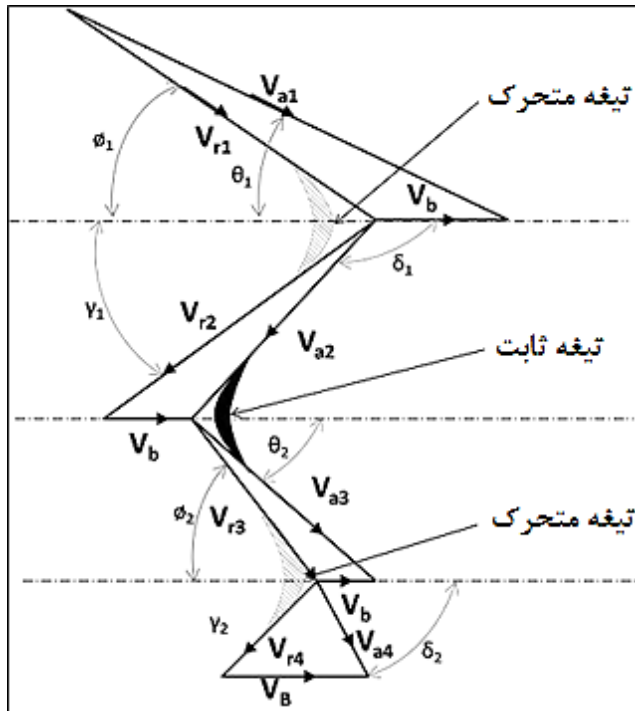
## ۲-۹-۲ ترکیب سرعتی توربین ضربه ای

توربین ضربه ای با ترکیب سرعتی برای اولین بار توسط کورتیس<sup>۱</sup> پیشنهاد شده بود که هدف آن حل مشکل توربین ضربه ای تک مرحله‌ای در استفاده از بخار با فشار و دمای بالا بود. رینگ پره‌های متحرک توسط رینگ‌های پره‌های ثابت از هم جدا شده‌اند. پره‌های متحرک به وسیله خار<sup>۲</sup> به محور توربین و پره‌های ثابت به بدنه ثابت متصل شده‌اند. بخار پر فشار ورودی به توربین، ابتدا در نازل منبسط می‌شود. نازل انرژی فشار بخار را به انرژی جنبشی تبدیل می‌کند. افت آنتالپی کل و در نتیجه افت فشار در نازل رخ می‌دهد. از اینرو پس از خروج از نازل، فشار تا انتهای توربین ثابت می‌ماند. این بخار پر سرعت به سمت اولین مجموعه یا رینگ پره‌های متحرک هدایت می‌شود. بین خروجی نازل و تیغه‌های رینگ متحرک فاصله<sup>۳</sup> بسیار کمی وجود دارد زمانی که بخار بر روی پره‌ها جریان می‌یابد، به دلیل شکل پره‌ها بخشی از مومنتوم خود را به پره‌ها داده و بخشی از سرعت خود را از دست می‌دهد. تنها بخشی از میزان بالای انرژی جنبشی توسط پره‌ها جذب و باقیمانده آن به سمت رینگ بعدی پره‌های ثابت تخلیه می‌شود. وظیفه پره‌های ثابت تغییر مسیر بخار خروجی از رینگ اول پره‌های متحرک به رینگ دوم پره‌های متحرک است. در زمان عبور بخار از پره‌های ثابت، هیچ تغییری در سرعت بخار ایجاد نمی‌شود. سپس بخار وارد رینگ بعدی پره‌های متحرک می‌شود و این فرآیند تکرار می‌شود تا تمام انرژی قابل استفاده بخار جذب گردد. در شکل ۲-۱۸ یک طرح شماتیک از مرحله کورتیس توربین ضربه‌ای با دو رینگ پره متحرک و یک رینگ پره ثابت نشان داده شده است. این شکل همچنین تغییرات در فشار و سرعت مطلق بخار را در زمان عبور از مراحل مختلف نشان می‌دهد.



شکل ۲-۱۸ طرح مراحل توربین بخار ضربه ای با ترکیب سرعتی

در نمودار ۱۸-۲  $V_i$  و  $P_i$  به ترتیب فشار و بخار ورودی به  $P_0$  و  $V_0$  فشار و سرعت بخار خروجی از توربین می باشند. افت سرعت در پره های متحرک رخ می دهد و نه پره های ثابت. همان طور که در نمودار ۱۸-۲ نشان داده شده است دو رینگ پره های متحرک به وسیله یک رینگ از پره های ثابت از هم جدا شده اند. دیاگرام سرعت شکل ۱۹-۲ نشان دهنده مولفه های مختلف سرعت بخار و سرعت پره های متحرک است.



شکل ۱۹-۲ مولفه های سرعت بخار و پره های متحرک در یک توربین بخار با ترکیب سرعتی (کور تیس)

اینک به بررسی دیاگرام سرعت بالا می پردازیم. ابتدا بخار از نازل با زاویه  $\theta$  و سرعت مطلق<sup>۱</sup>  $V_{a1}$  خارج می شود. این بخار وارد تیغه های مرحله اول می شود، سمت ورودی این تیغه ها نسبت به محور افقی عمود بر خط مرکزی محور دارای زاویه  $\theta_1$  می باشند و بخار با سرعت نسبی<sup>۲</sup>  $V_{r1}$  با زاویه  $\theta_1$  به مسیر خود ادامه می دهد و مقداری از انرژی جنبشی خود را در این مسیر با برخورد به دیواره تیغه به انرژی مکانیکی تبدیل می شود. این انرژی مکانیکی به شکل ایجاد چرخش در محور روتور و تولید گشتاور می باشد. سرعت نسبی بخار  $V_{r1}$  عبارت است از سرعت بخار نسبت به سرعت تیغه ها و از فرمول زیر محاسبه می شود:

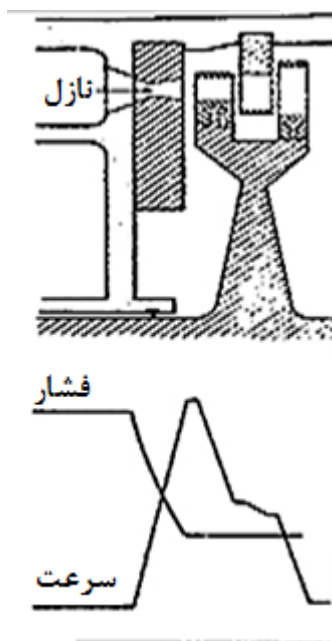
1-absolute velocity 2-relative velocity

$$\bar{v}_{rx} = \bar{v}_{ax} - \bar{v}_b$$

$\bar{v}_{ax}$  مشخصه افقی (موازی با  $\bar{v}_b$ ) سرعت مطلق بخار ورودی می باشد. سرعت رینگ پره های متحرک برابر  $V_b$  می باشد بخار در ادامه مسیر خود با تغییر زاویه ادامه تیغه مواجه می شود که متعاقبا بخار با سرعت مطلق  $V_{a2}$  و زاویه  $\delta_1$  و سرعت نسبی  $V_{r2}$  با زاویه  $\psi_1$  از تیغه های پره متحرک مرحله اول خارج می شود و وارد تیغه های ثابت می شود. این مسیر مطابق شکل ادامه پیدا می کند تا در نهایت بخار با سرعت مطلق  $V_{a4}$  و سرعت نسبی  $V_{r4}$  از آخرین مرحله توربین بخار خارج می شود. در این دیاگرام دو نامعادله زیر برقرار می باشد:

$$V_{r4} < V_{r3} < V_{r2} < V_{r1} \quad \text{و} \quad V_{a4} < V_{a3} < V_{a2} < V_{a1}$$

همانگونه که مشاهده می شود سرعت های مطلق و نسبی در طول تیغه های متحرک تواما در حال کاهش هستند از اینرو انتقال انرژی به صورت تغییر سرعت مطلق و نسبی در طول روتور می باشد.

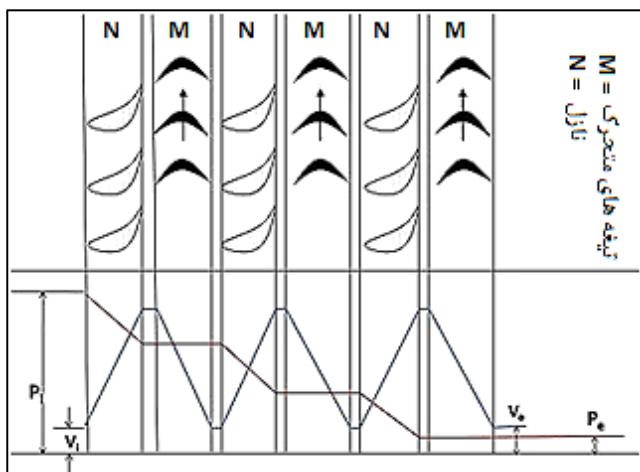


شکل ۲-۲۰ توربین کورتیس

مهم ترین عیب این نوع ترکیب وجود تلفات اصطکاکی بالا به دلیل سرعت زیاد بخار می باشد و کار تولید شده در مراحل کم فشار بسیار کمتر است. شکل ۲-۲۰ طرح کلی یک نمونه توربین بخار کورتیس را نمایش می دهد.

### ۲-۹-۳ ترکیب فشاری توربین ضربه ای

توربین ضربه ای با ترکیب فشاری به افتخار مخترع آن به عنوان توربین راتیو نیز شناخته می شود که برای حل مشکل سرعت بالای پره در توربین ضربه ای تک مرحله ای استفاده می شود. شکل ۲-۲۱ یک توربین راتیو سه مرحله ای را نشان می دهد. این توربین به صورت یک در میان از رینگ های نازل و پره تشکیل شده است. نازل ها بر روی بدنه و پره ها به محور توربین نصب شده اند. در این نوع از ترکیب، بخار به جای یک مرحله یا نازل در ترکیب سرعتی، در چند مرحله منبسط می شود. این کار به وسیله پره های ثابت که به عنوان نازل عمل می کنند، انجام می شود. بخار در تمام ردیف پره های ثابت به اندازه برابر منبسط می شود. بخاری که از وارد توربین می شود به اولین مجموعه از پره های ثابت یا رینگ نازل تغذیه شود. بخار تا حدی در رینگ نازل منبسط می شود، از این رو در فشار بخار ورودی کاهش اندکی ایجاد می شود که این امر منجر به افزایش سرعت بخار می گردد. بنابراین در نازل اندکی کاهش فشار و افزایش سرعت خواهیم داشت. بخار سپس از مجموعه ای از پره های متحرک عبور می کند. زمانی که بخار در پره های متحرک جریان می یابد، تقریباً تمام سرعت آن جذب می شود، با این حال در طول این فرآیند فشار ثابت می ماند. پس از آن، بخار از رینگ نازل می گذرد و دوباره تا حدی منبسط می شود. سپس به مجموعه ای بعدی پره های متحرک تغذیه شده و این روند تا زمانی تکرار می شود که به فشار کندانسور برسد.

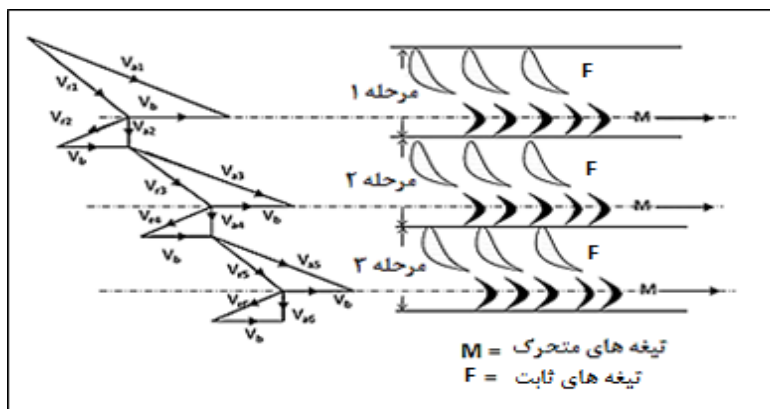


شکل ۲-۲۱ طرح توربین راتیو سه مرحله ای

شکل ۲-۲۲ دیاگرام سرعت های بخار و پره را در یک توربین سه مرحله ای راتیو می باشد. همانگونه که در شکل مشاهده می شود در این نوع ترکیب تساوی های زیر برقرار می باشد:

$$V_{r4} = V_{r3} = V_{r2} = V_{r1} \quad \text{و} \quad V_{a4} = V_{a3} = V_{a2} = V_{a1}$$

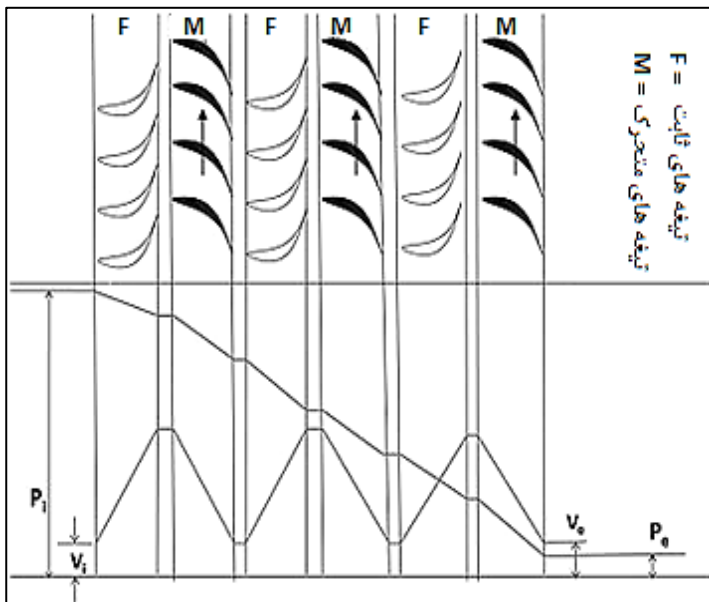
افت سرعت در انتهای هر مرحله با وارد شدن به تیغه های ثابت مرحله بعد بوسیله تبدیل آنتالپی به انرژی جنبشی در این تیغه ها که به صورت نازل عمل می کنند جبران می شود سپس وارد تیغه های متحرک می شود.



شکل ۲-۲۲ دیاگرام سرعت بخار و تیغه ها در توربین راتیو سه مرحله ای

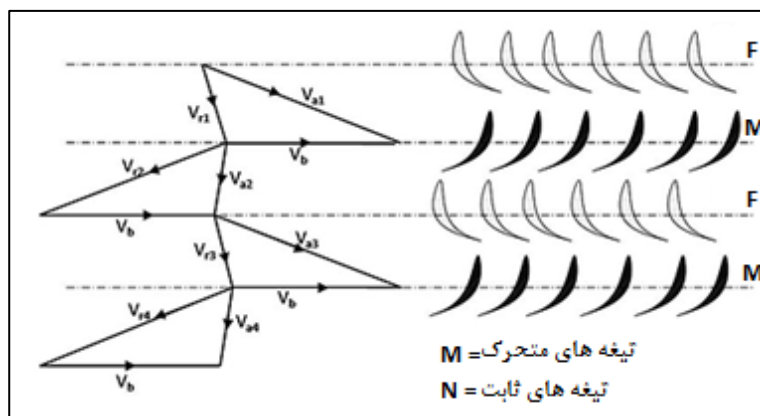
## ۲-۹-۴ ترکیب فشاری در توربین واکنشی

توربین واکنشی، توربینی است که در آن افت فشار و سرعت در پره‌های متحرک رخ می‌دهد. در کنار پره‌های متحرک، نازل‌های هم‌گرای بخار قرار دارند. هنگامی که بخار از پره‌های ثابت عبور می‌کند، با کاهش در فشار بخار و افزایش در انرژی جنبشی منبسط می‌شود. این نوع توربین دارای تعدادی رینگ پره متحرک متصل به روتور و تعداد مساوی پره‌های ثابت متصل به بدنه می‌باشد. در این نوع توربین افت فشار در چند مرحله انجام می‌شود. بخار از بیش از یک سری پره‌های ثابت و متحرک یک در میان می‌گذرد. پره‌های ثابت به عنوان نازل عمل می‌کنند یعنی آنها جهت بخار را تغییر می‌دهند و آن را منبسط می‌کنند. سپس بخار به پره‌های متحرک می‌رسد و در آنجا بیش‌تر منبسط شده و سرعت آن جذب می‌شود. این نوع توربین در شکل زیر نشان داده شده است.



شکل ۲-۲۳ طرح توربین بخار عکس‌العملی با ترکیب فشاری

همانگونه که مشاهده می‌شود توربین عکس‌العملی به صورت کاملاً عکس‌العمل یعنی با درجه انتقال انرژی ۱۰۰٪ نمی‌باشد و مقداری خاصیت توربین‌های ضربه‌ای به معنی انتقال مقداری از انرژی جنبشی بخار به روتور می‌باشد.



شکل ۲-۲۴ دیاگرام سرعت بخار و تیغه ها در توربین بخار با ترکیب فشاری

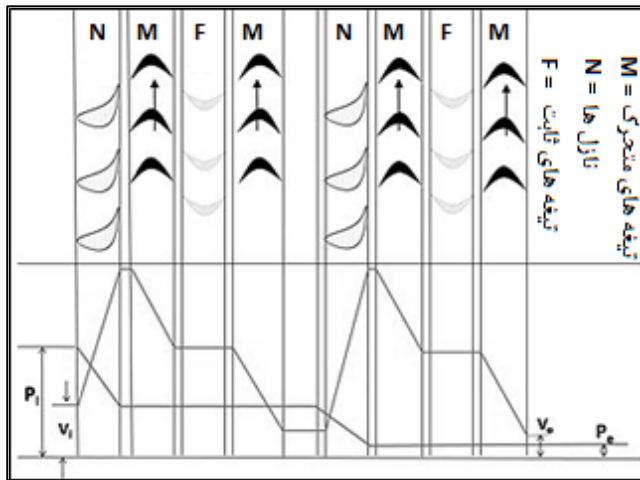
شکل ۲-۲۴ دیاگرام سرعت بخار و تیغه ها را در مراحل مختلف یک توربین عکس العملی با ترکیب فشاری با سه مرحله نمایش داده شده است. همانگونه که مشاهده می شود سرعت های مطلق و نسبی بخار در هر مرحله با هم یکسان می باشند و این یکسان سازی بوسیله تیغه های ثابت که در نقش نازل عمل می کنند با تبدیل آنتالپی به انرژی جنبشی انجام می شود.

### ۲-۹-۵ توربین ضربه ای ترکیب فشاری - سرعتی

ترکیبی از دو نوع ترکیب بالا است. کل افت فشار بخار در چند مرحله تقسیم شده است. هر مرحله شامل رینگ های پره های ثابت و متحرک است. هر مجموعه از رینگ پره های متحرک توسط یک رینگ از پره های ثابت جدا شده است. هر مرحله به عنوان یک توربین ترکیب سرعتی عمل می کند که در ابتدای مراحل یک ردیف نازل قرار دارد. پره های ثابت به عنوان نازل عمل می کنند. بخار ورودی از بویلر از رینگ اول از پره های ثابت می گذرد و در آن تا حدی منبسط می شود. فشار تا حدی کاهش و سرعت متناسب با آن افزایش می یابد. سرعت توسط رینگ بعدی پره های متحرک جذب می شود، تا زمانی که به رینگ بعدی از پره های ثابت برسد و کل فرآیند یک بار دیگر تکرار شود. در واقع در این نوع ترکیب مرحله اول توربین کورتیس می باشد. معمولاً در توربین های بخار ترکیبی از ترکیب فشاری و سرعتی بسته به شرایط کاری توربین و نوع طراحی استفاده می شود.

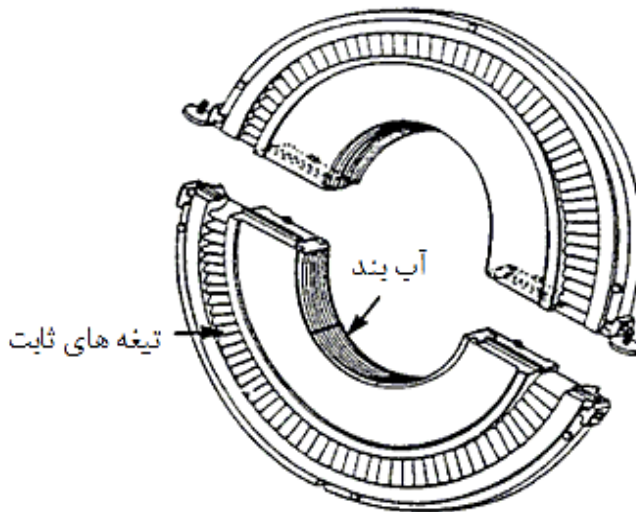


طرح این فرآیند در شکل ۲-۲۵ نشان داده شده است.



شکل ۲-۲۵ طرح توربین بخار ضربه ای با ترکیب ترکیبی

## ۲-۱۰ دیافراگم ها



شکل ۲-۲۶ دیافراگم

دیافراگم ها صفحات دایره ای شکلی هستند که نیمی از آنها در بدنه بالائی و نیمه دیگر آنها در بدنه پایینی در بین مراحل مختلف توربین های چند مرحله ای نصب می شود و چندین عمل مهم را انجام می دهند :

- جداکردن مراحل مختلف توربین از یکدیگر.
- محل قرارگیری پره های هدایت کننده به منظور جهت دادن به بخار.
- محل قرارگیری آب بندهای داخلی برای جلوگیری از نشتی های داخلی.

## ۲-۱۱ تلفات در توربین بخار

کل محتوای انرژی موجود در بخار ورودی به توربین بخار به صورت انرژی مکانیکی بازیافت نمی شود. مقداری از انرژی بخار در داخل یک توربین تلف می شود. تلفات را می توان به صورت زیر دسته بندی کنیم:

### ۲-۱۱-۱ تلفات بخار خروجی

کل انرژی بخار ورودی به توربین به طور کامل در توربین مورد استفاده قرار نمی گیرد و این انرژی باقیمانده در بخار خروجی از دسترس توربین خارج می شود و می توان آنرا نوعی اتلاف بخار دانست. همچنین مقدار بخار از آب بندها و ولو ها به محیط تخلیه می شود که نوعی اتلاف می باشد.

### ۲-۱۱-۲ تلفات اصطکاکی

این تلفات ناشی از اصطکاک موجود بین بخار با جداره های تیغه ها و نازل ها یا بطور کلی بین بخار و مسیری که بخار طی می کند می باشد. همچنین در بیش تر توربین ها، چرخ های پره در یک فضای پر از بخار می چرخند که خود موجب افزایش اصطکاک می شود و با ورود مقدار جزئی بخار به تیغه ها هنگام ورود بخار از نازل به تیغه ها باعث ایجاد گردابه هایی در کانال های تیغه ها می شود. گردابه ها همچنین در تیغه های ثابت نیز به وجود می آیند. با افزایش زبری سطح پره و سرعت نسبی بین بخار و پره متحرک، مقدار اصطکاک افزایش می یابد.

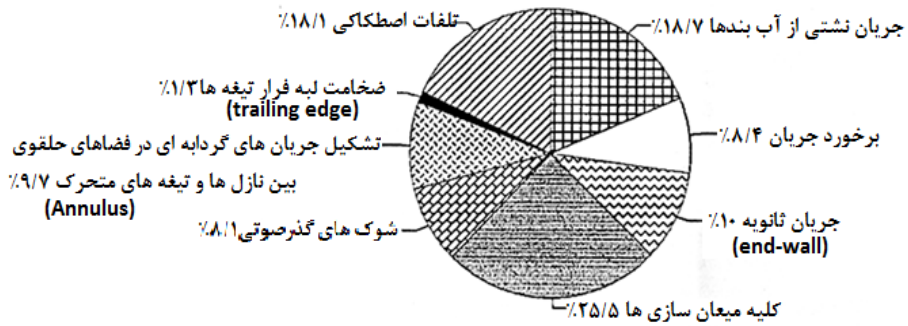
### ۲-۱۱-۳ تلفات انتقال حرارت

این تلفات ناشی از انتقال حرارت بین توربین و محیط بیرون می باشد که با عایق کاری مناسب می توان این تلفات را به حداقل رساند.

### ۲-۱۱-۵ تلفات مربوط به رطوبت

بخار عبوری از آخرین مرحله توربین دارای سرعت و رطوبت بالایی است. ذرات مایع دارای سرعت کم تری نسبت به ذرات بخار هستند و در نتیجه ذرات مایع مانع از جریان ذرات بخار در آخرین مرحله توربین می شوند و در نتیجه این امر بخشی از انرژی جنبشی بخار از بین می رود.

اگر کسر خشکی بخار به زیر ۰/۸۸ برسد، فرسایش و خوردگی پره نیز می تواند رخ بدهد. نمودار زیر سهم کلیه تلفات را در یک توربین بخار LP نمایش می دهد.



شکل ۲- ۲۷ سهم تلفات در یک نمونه توربین بخار LP





## گاورنینگ توربین بخار

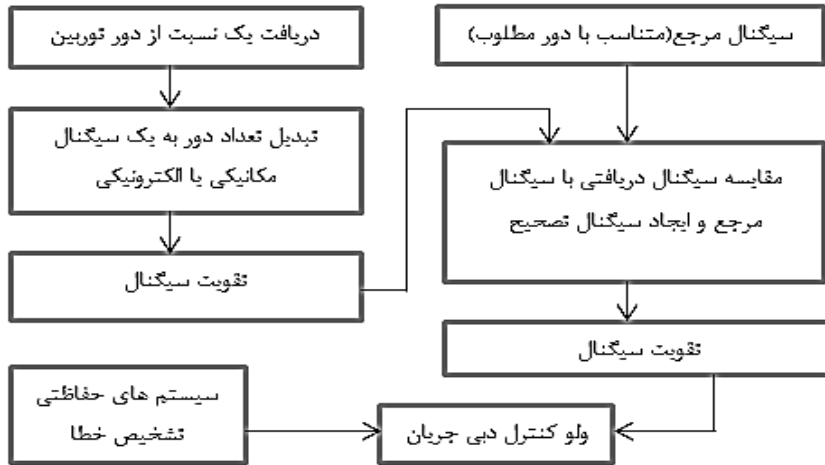


### ۳-۱ گاورنینگ<sup>۱</sup>

گاورنینگ توربین بخار روندی است برای کنترل نرخ جریان بخار ورودی به توربین بخار به منظور حفظ سرعت چرخش ثابت آن. تغییر بار در طول بهره‌برداری یک توربین بخار می‌تواند تاثیر قابل توجهی در عملکرد<sup>۲</sup> آن داشته باشد. هدف اولیه در کارکرد توربین بخار حفظ یک سرعت ثابت چرخش با تغییر بارهای متفاوت است. این را می‌توان به وسیله گاورنینگ در توربین بخار به دست آورد. در گاورنر سیگنال<sup>۳</sup> حاصل از سرعت حس شده با یک سیگنال سرعت مرجع مقایسه می‌شود و یک سیگنال خطا تولید می‌گردد که برای کنترل سرعت پیشران اصلی استفاده خواهد شد. توربین های بخار دارای دور خروجی ۱۸۰۰ تا ۱۴۰۰۰ دور ساخته شده است. در واقع گاورنر ولو<sup>۴</sup> رابط میان توربین و متحرک می باشد زمانی که تقاضا تغییر کند گاورنر ولو با تغییر مقدار باز یا بسته بودن خود مقدار انرژی ورودی به توربین را تا زمانیکه با تقاضا متناسب شود و سرعت ثابت شود تنظیم می کند. پس یک گاورنر ولو میزان مصرف بخار را تنظیم می کند تا بین بخار مصرفی و توان توربین تعادل برقرار شود.

### ۳-۲ اصول گاورنینگ

در شکل ۳-۱ طرح کلی هر سیستم گاورنینگ نمایش داده شده است. در هر سیستم گاورنینگ ابتدا یک نسبت از دور توربین توسط یک جفت چرخ دنده یا یک دور سنج الکترونیکی یا یک پمپ روغن کوپل شده با محور توربین وارد سیستم گاورنینگ توربین می شود سپس این دور توسط یک سیستم مکانیکی احساس و تبدیل به یک جابجائی مکانیکی یا یک فشار روغن می شود و این سیگنال توسط یک سیستم هیدرولیکی تقویت می شود و به وسیله یک مکانیزم مکانیکی یا الکترونیکی با سیگنال ارسالی از واحد کنترل مرکزی که متناسب با بار و دور مطلوب می باشد مقایسه می شود و در صورت انحراف<sup>۵</sup> با سیگنال مرجع یک سیگنال تصحیح مکانیکی، هیدرولیکی یا الکترونیکی تولید می شود که پس از تقویت باعث تغییر وضعیت ولو کنترل دبی بخار ورودی بخار توربین تا رسیدن به شرایط مطلوب می شود. همچنین در صورت وجود عیب در توربین و تشخیص این عیوب توسط سیستم های حفاظتی یک سیگنال قطع اضطراری به ولو کنترل دبی بخار ورودی به توربین می شود که موجب قطع کامل و یکباره جریان بخار ورودی به توربین می شود.



شکل ۳-۱ نمودار سیستم های گاورنینگ

### ۳-۳ انواع گاورنر

گاورنر ها را در حالت کلی میتوان به سه دسته زیر تقسیم بندی کرد

- گاورنر های مکانیکی
- گاورنر های هیدرولیکی
- گاورنر های الکترونیکی

کلیه گاورنرها دارای یک یا چند پایلوت ولو<sup>۱</sup> و بعضا دارای چند کنترلگر پیچیده نیز می باشند. گاورنرهای مکانیکی به دو دسته اصلی تقسیم می شوند. یک دسته گاورنرهای مرکزگریزی هستند که در عمل کاربرد بیشتری دارند و بر پایه نیروی مرکزگریزی کار می کنند. این دسته از گاورنرها خودشان بر اساس سازوکار بازگشت گوی های گاورنر-جرم های اصلی در حال گردش به دور محور گاورنر به دو دسته کنترل شده با گرانش و کنترل شده با نیروی فنر تقسیم می شوند. مهمترین گاورنرهای مرکزگریزی عبارتند از:

- گاورنر وات
- گاورنر پورتر
- گاورنر هرتل
- گاورنر پروئل

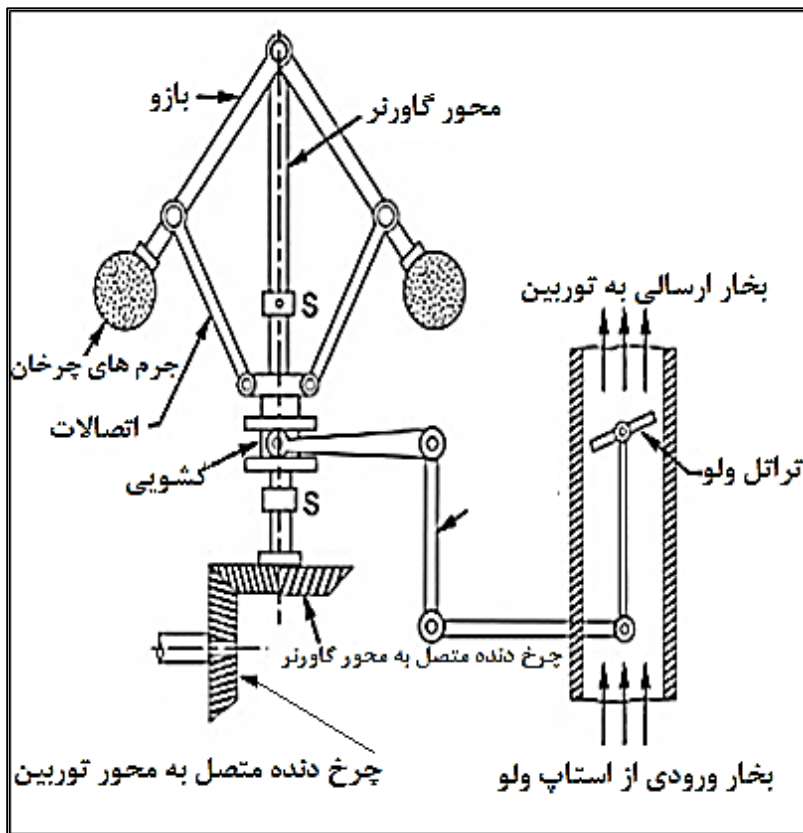
- گاورنر هارتانگ
- گاورنر پیکرینگ
- گاورنر ویلسون-هرنتل

به دسته دیگر گاورنرها، گاورنرهای نوع لخت می گویند که بسته به تغییرات شتاب خطی یا زاویه ای عمل می کنند. گوی این دسته از گاورنرها به جای حساسیت مستقیم به سرعت، به نرخ تغییرات سرعت حساس است و بر اساس آن جابجا می شود. گاورنرهای لخت از نظر سرعت سریع پاسخ دهی شان در برابر تغییرات بار، نسبت به نوع مرکزگریزی مزیت دارند اما اطمینان یافتن از توازن کامل بخش های در حال گردش در آنها دشوار است. گاورنرهای نوع لخت در جایی که گشتاور مقاوم ممکن است به سرعت تغییر کند، مانند موتورهای درون سوزی که در وسایل دریایی استفاده می شوند، کاربرد دارند.

### ۳-۱-۳ گاورنر های مکانیکی

اساس گاورنر های مکانیکی طرح اولیه گاورنر وات می باشد دو جزء اصلی سامانه های گاورنر عبارتند از حسگر سرعت و بخشی که دریچه ورود انرژی را کنترل می کند. دو عدد ساچمه چرخان<sup>۱</sup> یا وزنه چرخان که با چهار بازو<sup>۲</sup> مفصل بندی شده است و مطابق شکل مفصل پایینی به یک کشویی<sup>۳</sup> متصل می باشد و کشو خود محرک دریچه ورود انرژی می باشد و دو وزنه نیز به عنوان حسگر سرعت عمل می کنند. دور خروجی توربین توسط یک جفت چرخ دنده به محور گاورنر<sup>۴</sup> که کشویی روی آن می لغزد منتقل می شود. با چرخش شافت دو ساچمه نیز شروع به گردش می کنند و نیروی گریز از مرکز ساچمه ها باعث میل بازو ها از حالت عمودی به حالت افقی می شود که به علت نو مفصل بندی کشو نیز به سمت بالا حرکت می کند و وضعیت دریچه شیر کنترل نیز تغییر می کند. در واقع میزان تغییرات دریچه تراشل ولو<sup>۵</sup> بر اساس تغییرات دور توربین به واسطه تغییرات نیروی اینرسی ساچمه ها انجام می شود. گاورنرهای مکانیکی استفاده زیادی در صنعت دارند هنوز بسیاری از توربین های مدرن از این نوع گاورنر استفاده می کنند. شکل ۳-۲ طرح کلی گاورنرهای مکانیکی را نمایش می دهد.



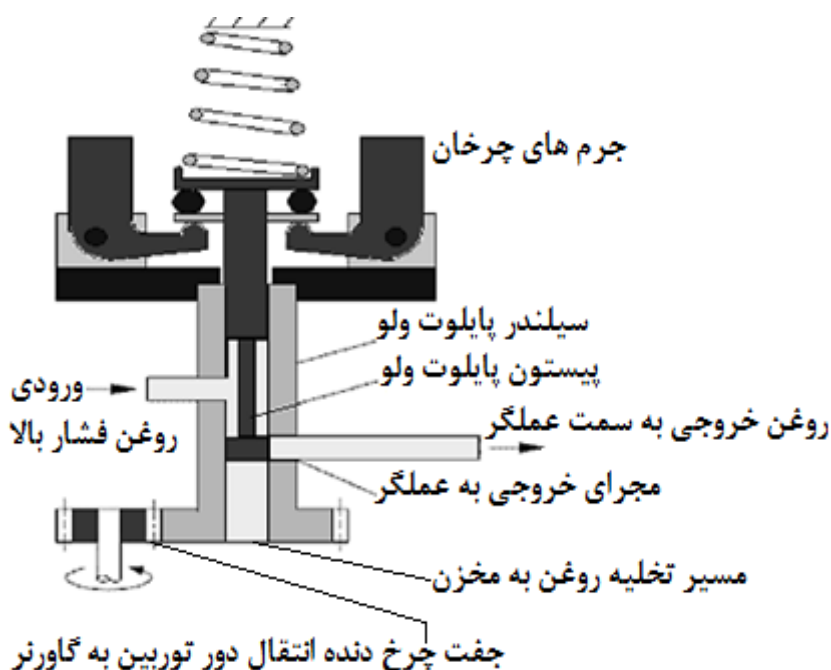


شکل ۲-۳ طرح کلی گاورنر مکانیکی

### ۲-۳-۳ گاورنر های هیدرولیکی

گاورنر های مکانیکی دارای سیگنال خروجی ضعیفی می باشند که قادر به اعمال تغییرات در توربین های بزرگ نمی باشند همچنین این نوع گاورنرها دارای حساسیت ضعیفی نسبت به تغییرات دور خروجی توربین می باشند. اصولا اساس کار گاورنرهای هیدرولیکی نیز همان اساس کار گاورنر های مکانیکی می باشد با این تفاوت که گاورنرهای هیدرولیکی تنها از قسمت حسگر سرعت توربین استفاده می کنند و سیگنال خروجی این حسگر را قبل از ارسال به عملگر که همان شیر کنترل بخار ورودی به توربین می باشد تبدیل به یک سیگنال هیدرولیک می کند و آنرا به سمت عملگر ارسال می کند. برای درک نحوه کار یک گاورنر هیدرولیک لازم است اجزای این گاورنر به را به صورت تدریجی تکمیل کنیم و قسمت های مختلف آنرا طی مراحل مختلف

به گاورنر اضافه کنیم و آنها را مورد بررسی قرار دهیم . شکل ۳-۳ یک گاورنر هیدرولیکی ابتدایی را نمایش می دهد.

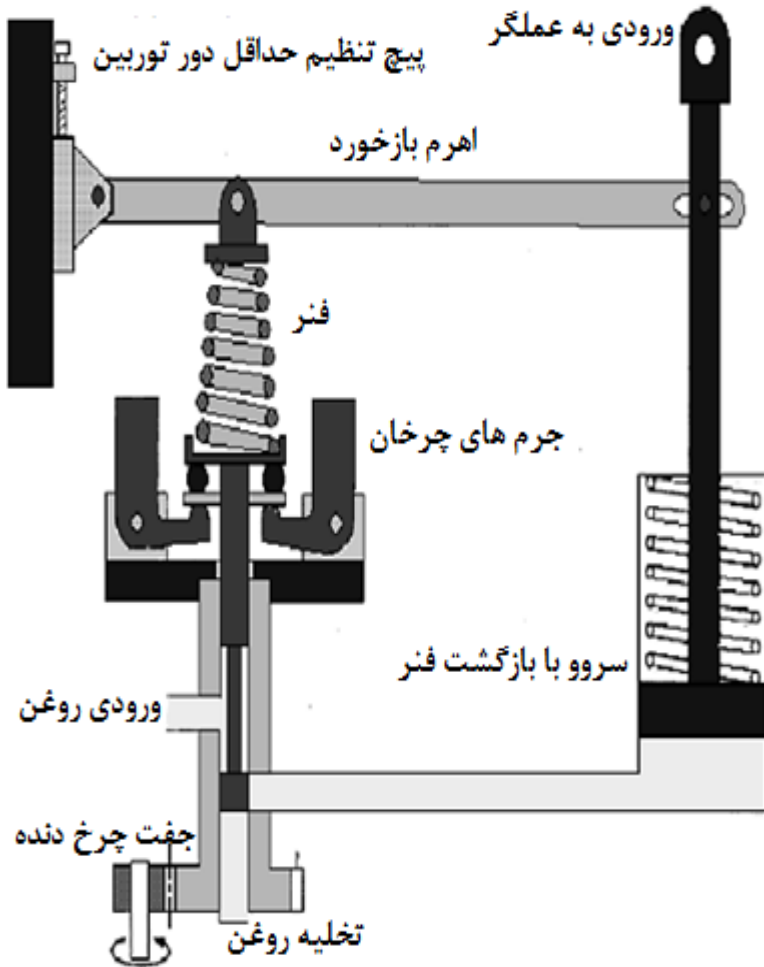


شکل ۳-۳ ساده ترین حالت یک گاورنر هیدرولیکی

اجزای اصلی این سیستم از یک گاورنر مکانیکی وات و یک پیلوت ولو تشکیل شده است. پیلوت ولو یک شیر کنترل می باشد که بوسیله یک پیستون<sup>۱</sup> که به ساقه های جرم های چرخان متصل است مسیر جریان روغن را منترل می کند. کل مجموعه بوسیله یک جفت چرخ دنده به یک نسبت معین نسبت به دور محور خروجی توربین دوران می کند. همچنین از یک منبع خارجی روغن تحت فشار وارد پیلوت ولو می شود. در صورت افزایش دور محور جرم های چرخان که انتهای آن به پیستون پیلوت ولو متصل است، به سمت بالا حرکت می کند و باعث می شود مسیر تخلیه روغن کنترل ولو بخار باز شده و روغن از مسیر پیلوت ولو تخلیه می شود که باعث بسته شدن کنترل ولو بخار توربین می شود در نتیجه دور توربین کاهش پیدا می کند که متعاقبا دور جرم های چرخان نیز کاهش پیدا می کند و تخلیه روغن کنترل ولو بخار بسته می شود و دور ثابت می شود.

اما این سیستم یک مشکل اصلی دارد، اولاً اینکه پس از بسته شدن مسیر تخلیه روغن پیستون مسیر خود را به سمت پایین ادامه می دهد روغن پر فشار به سمت کنترل ولو می رود و دور با کمی افزایش باعث تغییر مسیر پیستون می شود که این امر به صورت رفت و برگشت پیاپی پیستون ادامه دارد. پس ما همیشه یک نوسان دور غیر قابل قبول در توربین داریم.

گاورنر های هیدرولیک جهت افزایش حساسیت نسبت به تغییرات کوچک به یک مکانیزم سروو سیستم<sup>۱</sup> مجهز می شوند شکل ۳-۴ یک گاورنر هیدرولیک را که از یک سروو با بازگشت فنری<sup>۲</sup> استفاده می کند را نمایش می دهد.



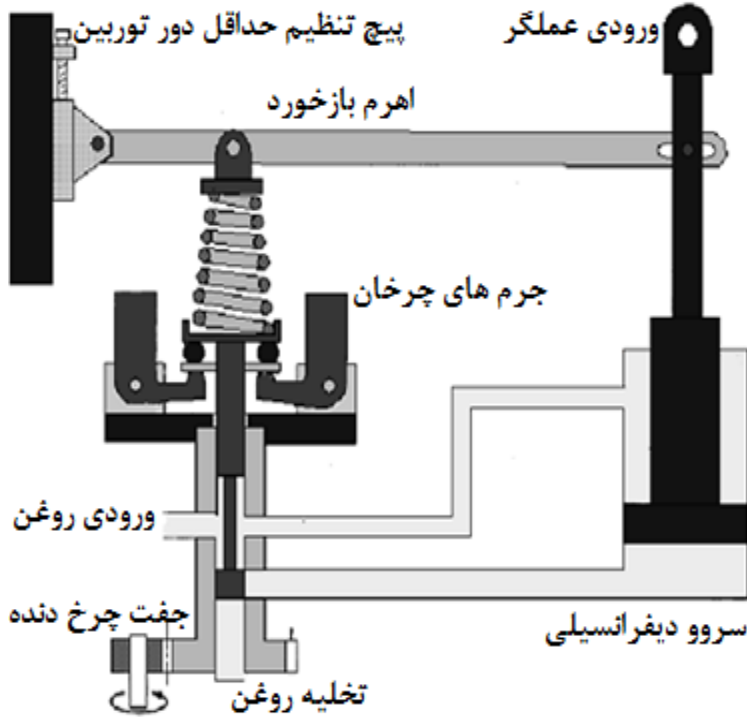
شکل ۳-۴ گاورنر هیدرولیکی با سروو با بازگشت فنری

همانگونه که در شکل ۳-۴ دیده می شود با اضافه کردن یک سروو سیستم به مجموعه گاورنر، حساسیت گاورنر افزایش پیدا می کند با افزایش دور جرم های چرخان بر نیروی فنر غلبه می کند و به سمت بالا حرکت می کند. با این اتفاق مسیر تخلیه روغن سروو سیستم باز می شود و فنر سروو سیستم بر نیروی هیدرواستاتیکی روغن غلبه می کند و پیستون سروو سیستم که به عملکرد کنترل ولو بخار متصل است به سمت پایین حرکت می کند و متعاقباً دور توربین پایین می آید با رسیدن دور به دور مورد نظر در نتیجه تخلیه روغن بسته می شود. همچنین یک پیچ<sup>۱</sup> جهت تنظیم حداقل دور توربین بخار در انتهای بازوی بازخورد<sup>۲</sup> قرار دارد این پیچ با تغییر فشردگی فنر و متعاقباً تغییر در مقدار نیروی وارد از فنر به مفاصل جرم های چرخان حداقل دور توربین جهت ایجاد تغییر در وضعیت جرم های چرخان را تعیین می کند. زمانی که گاورنر به یک تغییر سرعت واکنش نشان می دهد اینرسی پاسخ توربین می تواند به یک تغییرات بیش از حد سرعت منجر شود که این تغییر بیش از حد می تواند باعث یک خطا در توربین شود. برای پیشگیری از این حالت از یک سیستم بازخورد در گاورنر استفاده می کنیم که وظیفه تعدیل کردن تغییرات سرعت در یک محدوده مشخص قابل تنظیم را دارد. یک سیستم باز خورد از طریق اهرم بازخورد در این گاورنر تعبیه شده تا از خروجی نیز یک بازخورد در حسگر داشته باشیم.

### ۳-۳-۲-۱ سیستم های سروو با فیدبک دیفرانسیلی<sup>۳</sup>

در این گاورنر بجای نیروی فنر در سروو سیستم از نیروی هیدرواستاتیکی روغن استفاده شده است و اساس کار آن شبیه سیستم قبلی می باشد. شکل ۳-۵ طرح کلی این نوع گاورنر را نمایش می دهد. یک انشعاب روغن از بالای پایلوت ولو که روغن پرفشار ورودی به پایلوت ولو در آنجا جریان دارد گرفته می شود و این روغن به سمت بالای پیستون سیستم سروو با فیدبک دیفرانسیلی هدایت می شود و این فشار روغن باعث اعمال نیرو به بالای پیستون می شود پیستون نیز به ساقه شیر کنترل بخار ورودی به توربین کوپل شده است. تا زمانی که دور توربین مناسب باشد مسیر خروجی روغن از زیر پیستون بسته می باشد و پیستون بدون حرکت می ماند اما به محض افزایش دور توربین با حرکت پیستون پایلوت ولو به سمت بالا که ناشی از افزایش نیروی سانتریفیوژ جرم ها در اثر افزایش دور توربین، می شود. این امر سبب هدایت روغن موجود در پیستون سروو به سمت مخزن روغن و حرکت پیستون سروو به سمت پایین که متعاقب آن کاهش مقدار ورودی بخار به توربین می شود و با کاهش دور توربین نسبت به مقدار مناسب

پیستون پیلوت ولو بوسیله حرکت جرم های چرخان ها به سمت محور ناشی از کاهش نیروی سانتریفیوژ باعث هدایت روغن پر فشار به سمت پایین پیستون سروو می شود که متعاقبا پیستون به سمت بالا در جهت افزایش مقدار بخار ورودی به توربین حرکت می کند.

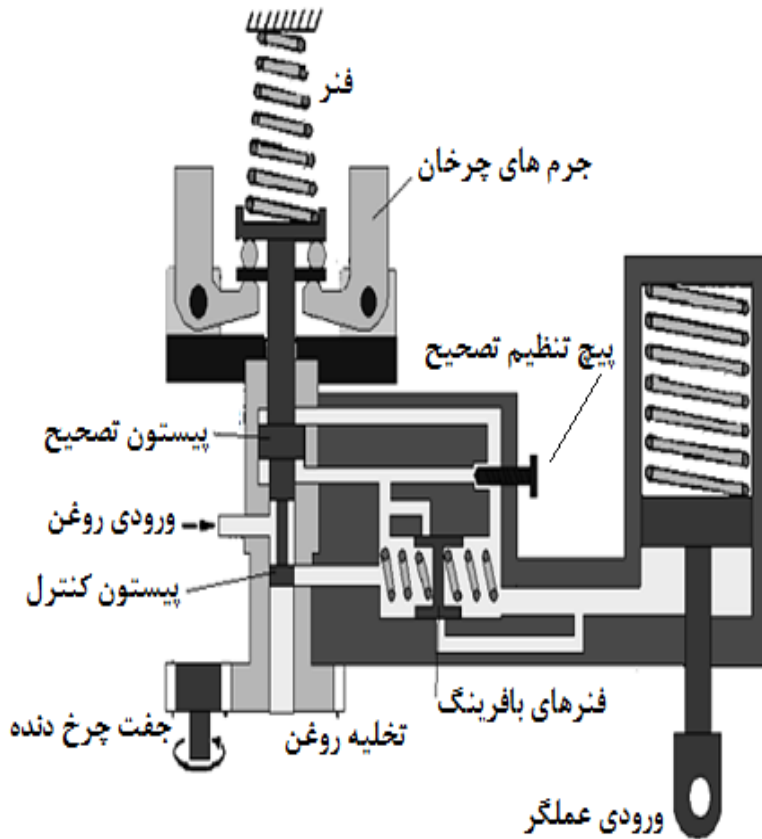


شکل ۳-۵ گاورنر هیدرولیکی با سروو دیفرانسیلی

### ۳-۲-۲ سیستم های سروو با فیدبک فنی با جبران کننده<sup>۱</sup>

در این سیستم با کاهش دور توربین پیستون کنترل به سمت پایین حرکت می کند و مسیر روغن به سمت بافرینگ<sup>۲</sup> باز می شود در این حالت یک فشار روغن سمت چپ بافرینگ داریم و بسته به وضعیت پیچ تنظیم یک فشار روغن کمتر بالای پیستون تصحیح و یک فشار روغن نیز پایین پیستون تصحیح<sup>۳</sup> داریم. در این حالت فشار روغن پیستون بافر را به سمت جلو حرکت می دهد و مسیر روغن به پیستون سروو باز می شود و پیستون به سمت بالا حرکت می کند متعاقبا دور افزایش پیدا می کند و جرم های چرخان می خواهد به سمت بالا حرکت کند در این زمان روغن محبوس شده در بالای پیستون محبوس شده و اجازه تغییرات به پیستون را مشروط بر سرعت تخلیه این روغن از سمت پیچ تخلیه روغن می کند.

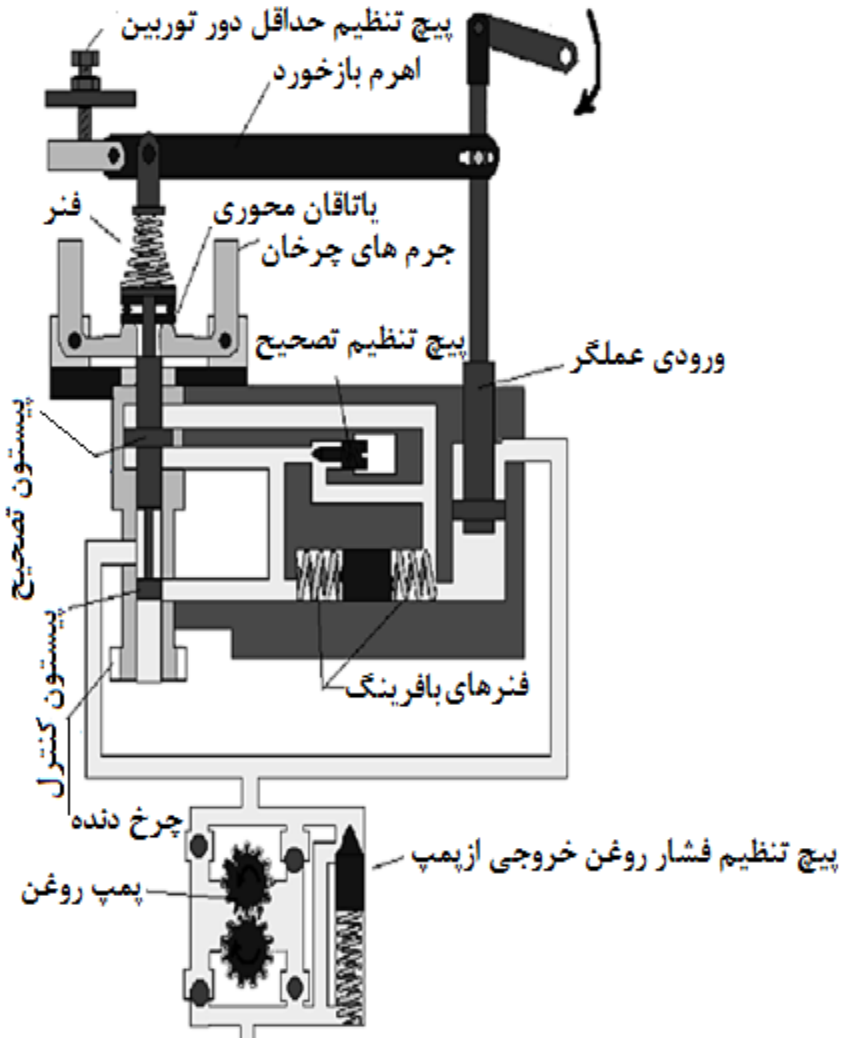
در واقع پیستون کنترل با یک سرعت بسیار پایین تر از سیستم های قبل بسته می شود که این امر به پایداری دور توربین کمک می کند.



شکل ۳-۶ گاورنر هیدرولیکی با سیستم سرو و تصحیح کننده

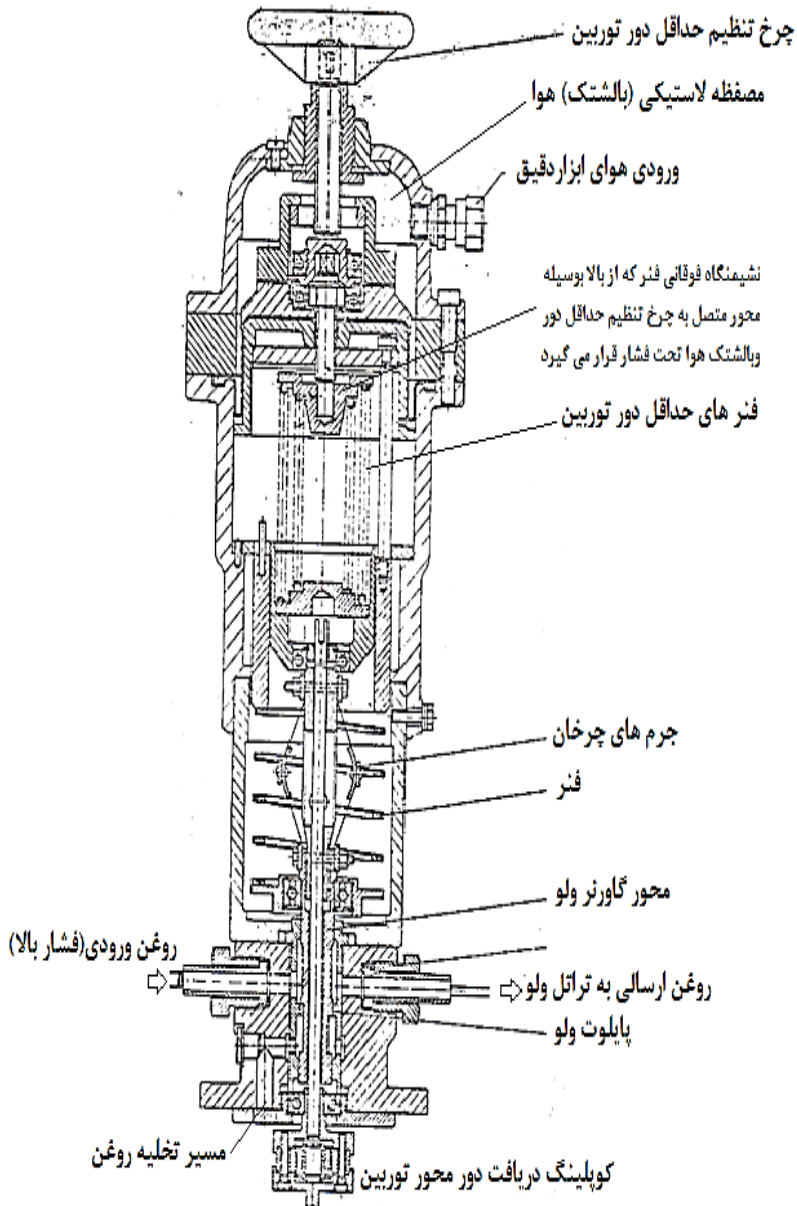
## ۳-۳-۲-۳ یک نمونه کامل گاورنر ولو هیدرولیکی

در شکل زیر یک نمونه کامل گاورنر ولو هیدرولیکی کامل را مشاهده می کنید.



شکل ۳-۷ طرح کامل یک گاورنر هیدرولیکی

برای درک بهتر گاورنر ولو هیدرولیک یک نمونه گاورنر واقعی را بررسی می کنیم شکل ۳-۸ یک گاورنر هیدرولیکی واقعی می باشد که در ادامه به بررسی این گاورنر می پردازیم.



شکل ۳-۸ گاورنر ولو هیدرولیک واقعی

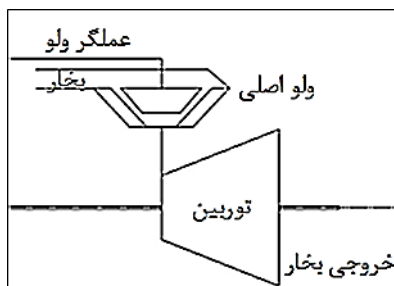


این گاورنر ولو از نوع هیدرولیک می باشد که دور محور توربین با یک نسبت معین توسط یک جفت دنده با محور گاورنر وات کوپل شده به محور گاورنر منتقل می شود. در سمت بالای گاورنر وات نیروهای مختلفی به بالای صفحه ای از جنس فنر وارد می شود. این صفحه فنی از یک سمت به یک شافت پیلوت ولو و از بالا به یک مجموعه فنر متصل می شود. در وسط این دو صفحه دو جرم معین متصل شده است. همچنین محور چرخان گاورنر وات از به بالای دو صفحه متصل شده و دور را به دو صفحه منتقل می کند بسته به سرعت چرخش صفحه ها جرم متصل به آنها از مرکز فاصله می گیرند و در دو صفحه یک منحنی ایجاد می کنند که باعث کاهش طول عمودی صفحه ها و متعاقبا بالا کشیده شدن شافت پیلوت ولو می شود روغن با فشار بالا در قسمت پایین وارد پیلوت ولو می شود و زمانی که دور توربین صفر می باشد کل روغن ورودی به سمت خروجی گاورنر ولو هدایت می شود اما با افزایش دور شافت پیلوت ولو به سمت بالا حرکت می کند و باعث هدایت بخشی از روغن به سمت مسیر تخلیه روغن که به منبع ذخیره روغن متصل است می شود که متعاقبا کاهش فشار روغن خروجی از گاورنر ولو می شود. در واقع مقدار فشار روغن خروجی از گاورنر همان سیگنال کنترل ورودی به تراشل ولو می باشد. اما در سمت بالای صفحه یک نیروی فنر و یک نیروی ابرواستاتیک توسط یک مخزن لاستیکی که فشار هوا توسط سیستم های ابزار دقیق وارد آن می شود و این فشار نشانگر دور مطلوب توربین می باشد وارد آن می شود در واقع فشار هوای موجود در این مخزن که قسمت فوقانی آن فلزی و قسمت تحتانی آن از جنس لاستیک می باشد تعیین می شود با افزایش فشار هوا قسمت لاستیکی به سمت پایین حرکت می کند و موجب فشرده شدن فنر بالای صفحاتی که جرم های چرخان به آن متصل است می شود از اینرو پیستون کنترل پیلوت ولو به سمت پایین حرکت کرده که موجب بسته شدن مسیر روغن به سمت تخلیه و افزایش فشار روغن ارسالی به تراشل ولو و متعاقبا افزایش دور توربین می شود. همچنین بوسیله نیروی فنرهای فوقانی توسط یک چرخ تنظیم قابل تغییر است و می توان حداقل دور توربین را با چرخش آن تعیین کرد.

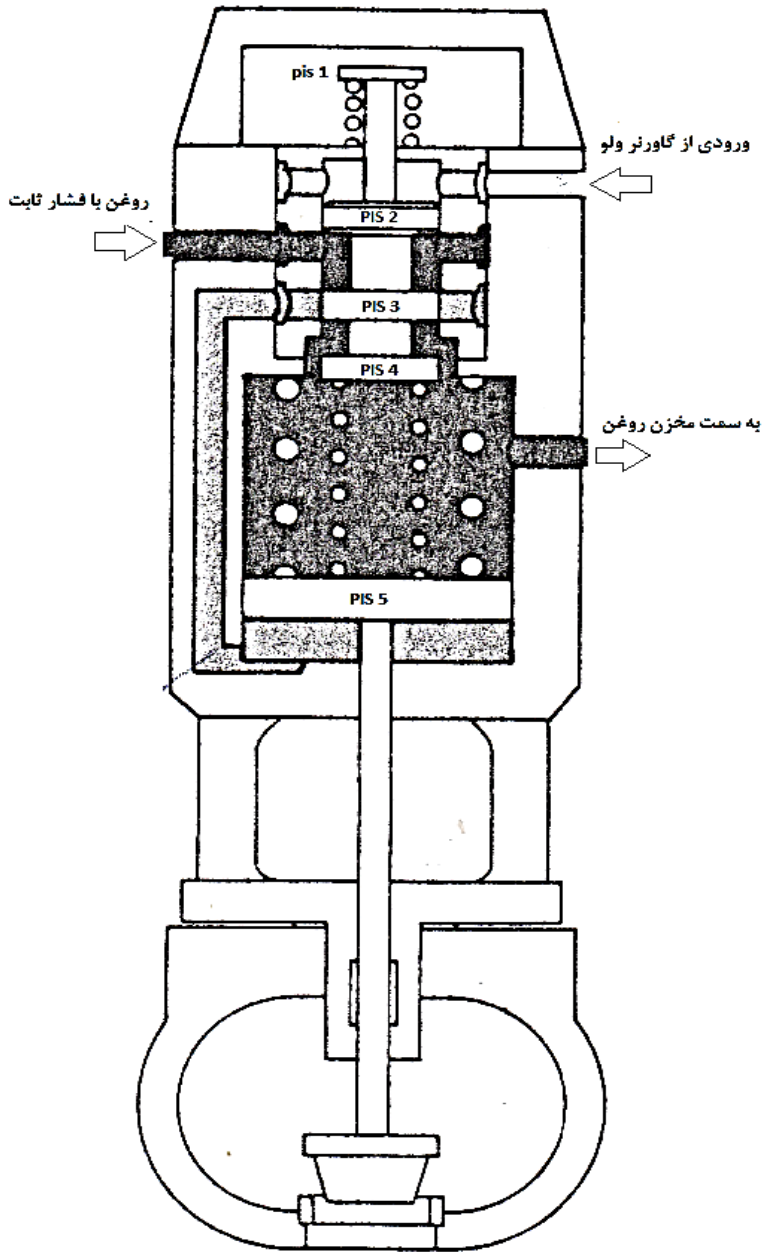
اما همانگونه که قبلا ذکر شد گاورنرها در نهایت یک سیگنال کنترل که یک روغن تحت فشار یا یک جابجایی مکانیکی یا یک سیگنال الکتریکی می تواند باشد را به یک ولو کنترل بخار ارسال می کند. در ادامه انواع روشهای کنترل دبی بخار ورودی به توربین را شرح می دهیم.

### ۳-۴ کنترل دبی بخار خفقانی (تراطل ولو)

در روش کنترل دبی بخار ورودی به روش خفقانی، فشار بخار در ورودی توربین کاهش می یابد و انرژی در دسترس را کاهش می یابد. در این روش بخار وادار می شود که از یک گذرگاه محدود عبور کند و در نتیجه فشار آن در گذر از شیر تراطل ولو کاهش می یابد. نرخ جریان با استفاده از یک شیر کنترلی نیمه بسته بخار کنترل می شود. کاهش فشار منجر به یک فرآیند خفقان می شود که در آن آنتالپی بخار ثابت می ماند. مقدار باز یا بسته بودن تراطل ولو به مقدار سیگنال خروجی از گاورنر ولو بستگی دارد. شکل ۳-۹ طرح کلی یک تراطل ولو را نمایش می دهد. در واقع زبانه این ولو به ساقه ولو متصل می باشد و با تغییر جایگاه عمودی این ساقه مقدار فشار بخار ورودی به توربین کاهش یا افزایش پیدا می کند در صورتی که از گاورنر ولو مکانیکی استفاده شده باشد ساقه تراطل ولو به خروجی مکانیکی گاورنر ولو متصل می شود اما اگر از گاورنر ولو هیدرولیکی استفاده کرده باشیم یک سیستم هیدرولیکی با دریافت یک تغییر فشار روغن روغن خروجی از گاورنر ولو آنرا تبدیل به یک جابجایی مکانیکی ساقه تراطل ولو می کند و باعث تغییر فشار ورودی بخار به توربین می شود شکل ۳-۱۰ یک نمونه تراطل ولو واقعی را نمایش می دهد.



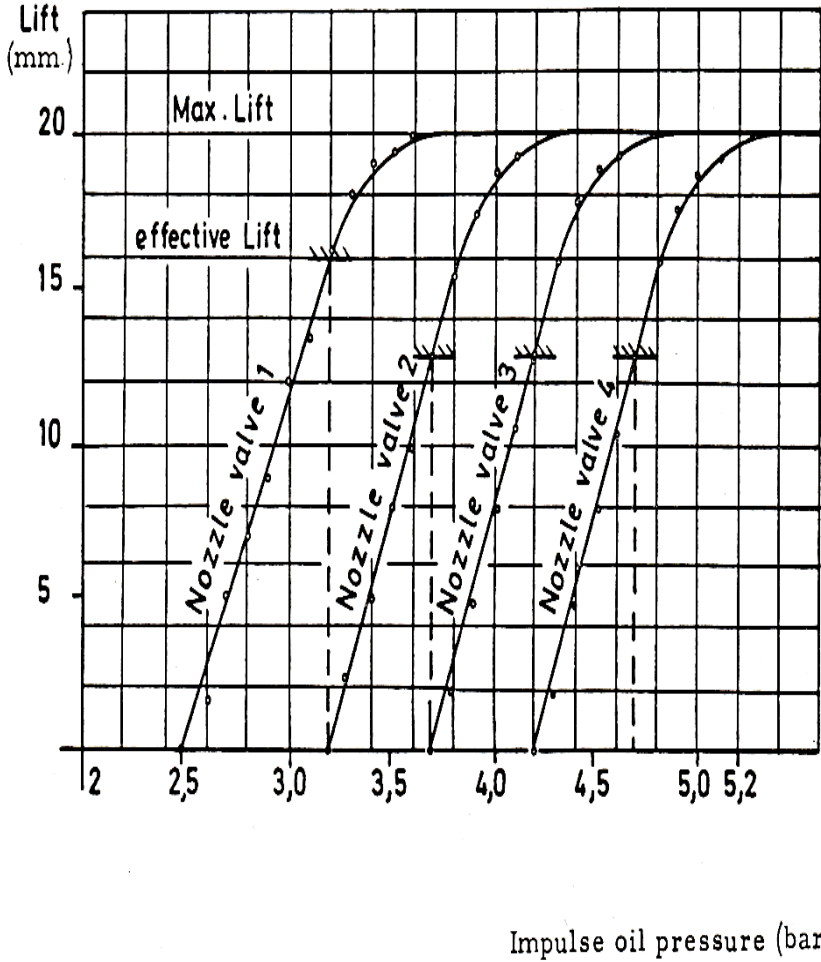
شکل ۳-۹ طرح کلی یک تراطل ولو



شکل ۳-۱۰ تراشل ولو هیدرولیک

در این تراثل ولو هیدرولیکی پنج عدد پیستون قرار دارد که چهار پیستون روی یک محور با فواصل ثابت محکم شده و یک پیستون روی ساقه تراثل ولو محکم شده است. پیستون های یک تا چهار در واقع زبانه های یک ولو هیدرولیک می باشند. یک روغن با فشار ثابت به قسمت تحتانی پیستون ۲ و قسمت فوقانی پیستون ۳ وارد می شود و روغن خروجی کنترل گاورنر ولو وارد قسمت فوقانی پیستون ۲ می شود زمانیکه فشار روغن خروجی از گاورنر ولو صفر باشد فشار روغن ثابت موجب بالا رفتن پیستون های ۱ تا ۴ می شود این امر موجب می شود مسیر روغن قسمت تحتانی پیستون ۵ به خروجی روغن به مخزن روغن باز شود و فشار روغن قسمت تحتانی پیستون ۵ به فشار محیط برسد و نیروی فنر بزرگ بالای پیستون ۵ موجب حرکت پیستون ۵ به سمت پایین و متعاقبا بسته شدن کامل تراثل ولو می شود. اما با افزایش فشار روغن ورودی به تراثل ولو از گاورنر به قسمت فوقانی پیستون ۲ و مطابق با اختلاف فشار قسمت تحتانی پیستون ۲ (فشار روغن ثابت) پیستون ۲ به همراه سه پیستون های ۱ و ۳ و ۴ به سمت پایین حرکت می کنند و این حرکت ادامه دارد تا زمانیکه مجموع نیروی فنر کوچک بالای پیستون ۵ و نیروی فنر زیر پیستون ۱ و نیروی فشار روغن ثابت با نیروی فشار روغن ورودی از گاورنر ولو به حالت تعادل برسند البته با شروع حرکت پیستون پیستون ۲ و ۳ به سمت پایین مسیر روغن با فشار ثابت به سمت قسمت تحتانی پیستون ۵ شروع به باز شدن می کند و نیروی ناشی از این فشار روغن باعث حرکت پیستون ۵ به سمت بالا و متعاقبا باز شدن مسیر بخار ورودی به توربین بخار می شود. این حرکت پیستون ۵ تا زمانیکه نیروی ناشی از فشار روغن تحتانی پیستون ۵ و نیروی فنر بزرگ فوقانی پیستون ۵ به حالت تعادل برسند ادامه پیدا می کند. هم چنین طول فنر زیر پیستون ۱ بوسیله تغییر مکان پیستون ۱ روی محورش قابل تغییر است. پیستون شماره یک روی محورش پیچ شده است و موقعیت آن بوسیله یک ضامان یا مهره روی محورش قفل می شود با تغییر طول فنر می توانیم حداقل فشار روغن گاورنر ولو را جهت شروع فرآیند باز شدن تراثل ولو تعیین کنیم که در اینجا با کاهش طول فنر مقدار این فشار افزایش می یابد. در سیستم گاورنینگ هر توربین بخار معمولا از یک تا چند تراثل ولو می تواند استفاده شده باشد در صورتی که در یک توربین بخار بیش از یک تراثل ولو استفاده شده باشد تراثل ولو ها به صورتی طراحی می شوند که حداقل فشار جهت شروع باز شدن هر تراثل ولو مختلف باشد مقدار این حداقل فشار ها توسط سازندگان توربین به شکل نمودار ها یا جداولی ارائه می گردد.

در شکل ۳-۱۱ نمودار تغییرات (جابجایی عمودی) ساقه تراتل ولو نسبت به تغییرات فشار روغن ورودی از گاورنر ولو در یک توربین با چهار عدد تراتل ولو نمایش داده شده است.

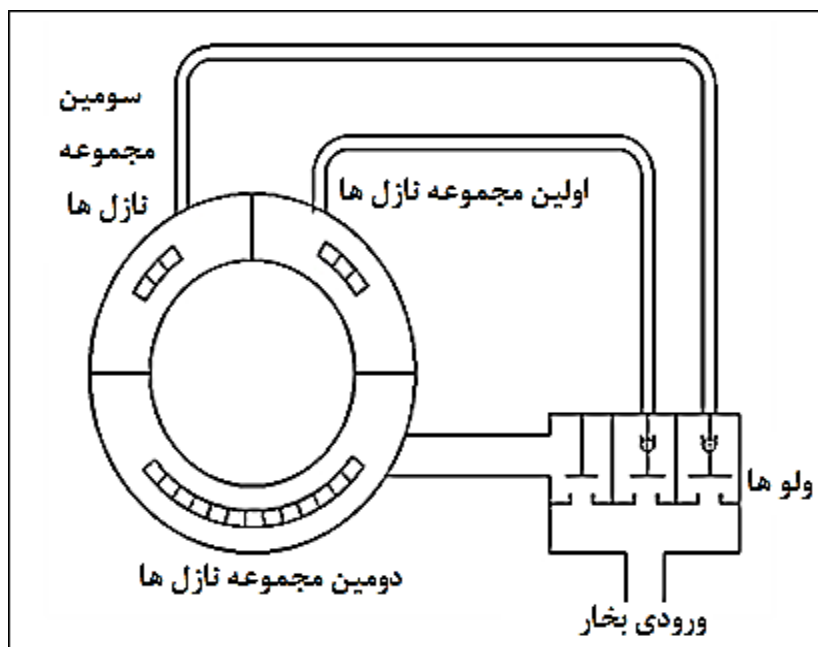


شکل ۳-۱۱ نمودار تغییرات جابجایی ساقه تراتل ولو ها

این نمودار مربوط به یک توربین بخار با یک گاورنر ولو که خروجی روغن کنترل آن بین ۲ تا ۵/۲ بار می باشد. هر ساقه دارای یک جابجایی موثر و مقداری جابجایی غیر موثر به این معنی که جابجایی ساقه بیش از یک مقدار معین تاثیری در تغییر فشار بخار ندارد.

### ۳-۵ گاورنینگ نازلی<sup>۱</sup>

در گاورنینگ نازلی دبی بخار به جای تنظیم به وسیله کاهش فشار، به وسیله باز کردن و بستن یک مجموعه از نازلها تنظیم می‌شود. در این روش، گروه‌های شامل دو، سه یا چند نازل یک مجموعه تشکیل می‌دهند و هر مجموعه توسط یک ولو جداگانه کنترل می‌شود. تحریک یک ولو، مجموعه نازل مربوط به آن را می‌بندد و در نتیجه نرخ جریان را کنترل می‌کند. در توربین واقعی، گاورنینگ نازلی تنها به مرحله اول اعمال می‌شود در حالی که مراحل بعدی بدون تاثیر باقی می‌مانند. از آنجا که هیچ تنظیم فشاری انجام نمی‌شود، مزیت این روش بهره‌برداری از همه فشار و دمای بخار تولیدی بویلر است. شکل ۳-۱۲ مکانیزم گاورنینگ نازلی اعمال شده بر توربین‌های بخار را نشان می‌دهد. همان طور که در شکل ۳-۱۲ نشان داده شده است، سه مجموعه نازل با استفاده از سه ولو جداگانه کنترل می‌شوند.



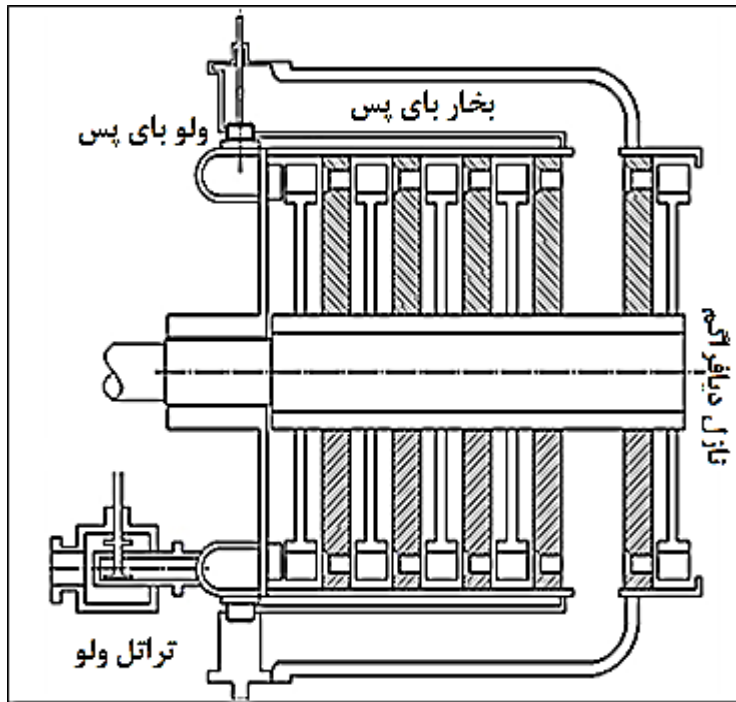
شکل ۳-۱۲ کنترل بخار نازلی

### ۳-۶ گاورنینگ بای‌پسی<sup>۲</sup>

گاهی اوقات توربین برای مدت کوتاهی زیر بیش‌باری<sup>۳</sup> قرار می‌گیرد. در زمان چنین بهره‌برداری، ولوهای بای‌پس باز و بخار تازه به مراحل بعدی توربین فرستاده می‌شود. این امر باعث تولید

1-nozzle governing 2-bypass governer 3-overload

انرژی بیشتر برای برآورده کردن افزایش بار می‌شود. طرح گاورنینگ بای‌پسی در شکل ۳-۱۳ نشان داده شده است.

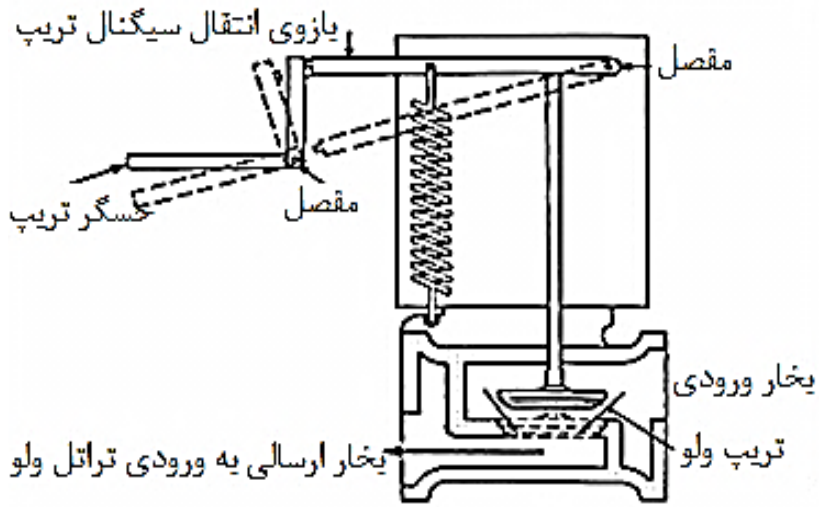


شکل ۳-۱۳ کنترل بخار بای‌پسی

### ۳-۷ شیر قطع اضطراری<sup>۱</sup>

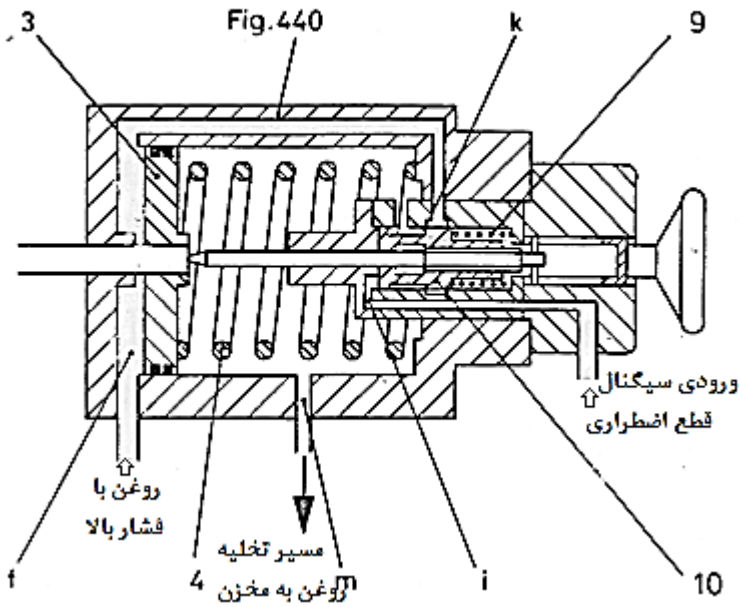
گاهی اوقات نیاز است که کل جریان بخار ورودی به توربین به صورت یکباره و با سرعت بسیار زیاد (آنی) قطع شود. برای این منظور در هر توربین از یک شیر قطع اضطراری استفاده می‌شود. این شیرها می‌توانند به صورت مکانیکی یا هیدرولیکی عمل کنند. نمونه مکانیکی تنها در توربین‌های کوچک قابل استفاده می‌باشد. شکل ۳-۱۴ طرح کلی یک شیر قطع اضطراری مکانیکی را نمایش می‌دهد. در این نوع شیر قطع اضطراری برای قطع جریان بخار بایستی تحریک کننده شیر به صورت دستی تحریک شود. اما نوع رایج شیرهای قطع اضطراری نوع هیدرولیکی می‌باشد شکل ۳-۱۵ یک نمونه از این نوع شیرها را نمایش می‌دهد. از این به بعد به جای عبارت شیر قطع اضطراری از واژه استاپ ولو استفاده می‌کنیم.

<sup>1</sup>stop valve



شکل ۳-۱۱۴ استاپ ولو مکانیکی

شکل ۳-۱۵ یک نمونه استاپ ولو هیدرولیکی واقعی را نمایش می دهد.



شکل ۳-۱۵ استاپ ولو هیدرولیکی



روغن با فشار بالا از انتهای استاپ ولو (f) وارد قسمت زیرین پیستون (۳) متصل به ساقه ولو می شود و نیروی ناشی از فشار روغن بر نیروی فنر (۴) بالای پیستون (۳) غلبه می کند و پیستون را به سمت بالا حرکت می دهد و شیر را در حالت کاملاً باز نگه می دارد. زمانیکه یک سیگنال هیدرولیکی از قسمت بالایی استاپ ولو وارد قسمت تحتانی پیستون (۱۰) می شود و آنرا به سمت بالا حرکت می دهد و این حرکت موجب می شود تا مسیر روغن پر فشار (f) به سمت داخل استاپ ولو و از آنجا به سمت مخزن روغن باز شود و فشار روغن با فشار محیط برابر شود که نتیجتاً نیروی فنر (۴) به نیروی فشار روغن که عملاً نسبت به محیط صفر شده غلبه کند و پیستون را به سمت بسته شدن ولو حرکت دهد. در صورتی که چرخ بالای استاپ ولو را تا آخر سفت کنیم موجب بسته نگه داشتن ولو بخار از طریق فشار مکانیکی وارده بر ساقه ولو می شود و عملاً سیستم هیدرولیک از سرویس خارج می شود تا زمانیکه چرخ را به صورت معکوس تا آخر بپیچانیم.

### ۳-۸ گاورنینگ شرایط اضطراری

هر توربین بخار دارای یک سیستم گاورنینگ اضطراری می باشد که تحت شرایط زیر جریان بخار ورودی به توربین را قطع می کند :

#### ۳-۸-۱ سرعت شافت فراتر از ۱۱۰ درصد حداکثر سرعت افزایش یابد.

گاهی مواقع تحت یک سری شرایط خاص که در ادامه به آنها می پردازیم دور محور توربین از ۱۱۰٪ مقدار حداکثر دور مجاز توربین تجاوز می کند و در صورتیکه توربین از سرویس خارج نشود موجب ایجاد صدمات شدیدی که می تواند تا نابودی کامل توربین ادامه پیدا کند بشود. از اینرو این حالت بدترین اتفاق ممکن در یک توربین بخار می باشد و این مورد دارای دقیقترین و بیشترین وسایل حفاظتی در هر توربین بخار است.

شکل ۳-۱۶ یک نمونه توربین آسیب دیده از سرعت بیش از حد مجاز<sup>۱</sup> را نشان می دهد. اما شرایطی که در آنها توربین های بخار دچار سرعت بیش از حد مجاز می شوند به شرح زیر می باشند:

#### ایجاد یک فرآیند خفگی در ورودی ماشین متحرک

در صورتی که ورودی پمپ بشکند یا یک جریان سریع در کمپرسور اتفاق بیافتد، در این حالت معمولاً ۳۰ درصد بار حالت نرمال به توربین وارد می شود از اینرو سرعت توربین به صورت



شکل ۳-۱۶ توربین آسیب دیده از سرعت بیش از حد

ناگهانی افزایش پیدا می کند.

شکستن کوپلینگ<sup>۱</sup>

در صورتیکه کوپلینگ از بین برود عملاً توربین در حالت بی بار می شود و سرعت آن به صورت ناگهانی یک افزایش شدید پیدا می کند.

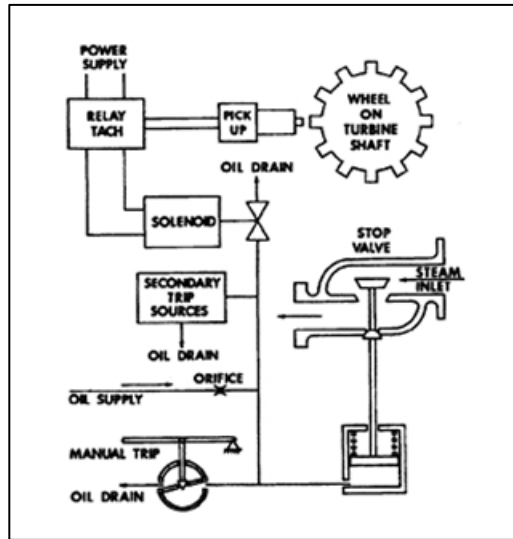
افت ناگهانی و شدید بار

این اتفاق ناشی از بروز خطاهای بهره برداری در دستگاه های تغذیه شونده از پمپ ها یا کمپرسورها اتفاق می افتد.

شکست شدید در لوله خروجی پمپ یا کمپرسور

در صورت شکست شدید در لوله خروجی پمپ یا کمپرسور مقدار بار توربین به صورت خیلی سریع به شدت کاهش پیدا می کند. در نتیجه دور توربین یک افزایش شدید پیدا می کند.

برای پیشگیری از سرعت بیشتر از حد مجاز از دو سیستم حفاظتی مکانیکی و الکترونیکی استفاده می شود. در سیستم الکترونیکی تعداد دور شافت بوسیله یک دور سنج مکانیکی یا مغناطیسی یا خازنی اندازه گیری می شود و بوسیله یک سیستم الکترونیکی کنترل می شود، در صورتی که تعداد دور از مقدار افسر فراتر رود یک سیگنال خروجی ایجاد می کند که باعث بستن استاپ ولو و از سرویس شدن توربین می شود. شکل ۳-۱۷ طرح کلی یک سیستم حفاظت از افزایش سرعت بیش از حد مجاز الکترونیکی را نمایش می دهد. معمولاً سیستم های حفاظت از افزایش سرعت بیش از حد دور الکترونیکی به عنوان سیستم حفاظتی ثانویه جهت افزایش ضریب ایمنی<sup>۲</sup> توربین بخار می باشند.



شکل ۳-۱۷ سیستم حفاظت الکترونیکی از افزایش سرعت بیش از حد مجاز

اما سیستم مکانیکی از نیروی گریز از مرکز استفاده می کند به این صورت که یک سوراخ شعاعی

که از مرکز شافت عبور می کند تعبیه شده است و یک

مجموعه پین<sup>۱</sup> و فنر<sup>۲</sup> استفاده می کنیم. یک نمونه از

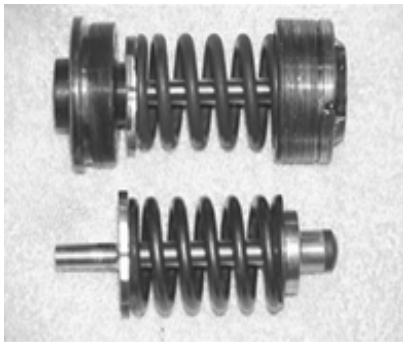
این مجموعه در شکل ۳-۱۸ نشان داده شده است. از

انتهای سوراخ موجود روی محور توربین ابتدا یک

پلاک<sup>۳</sup> بسته می شود و پس از آن یک مجموعه فنر و

پین مطابق شکل قرار میگیرد که سر پین مقداری از

شافت بیرون می باشد. هنگام گردش شافت پین به



شکل ۳-۱۸ مجموعه پین و فنر

علت نیروی گریز از مرکز بر نیروی فنر غلبه می کند و به

سمت بیرون از شافت حرکت می کند. مقدار بیرون زدگی

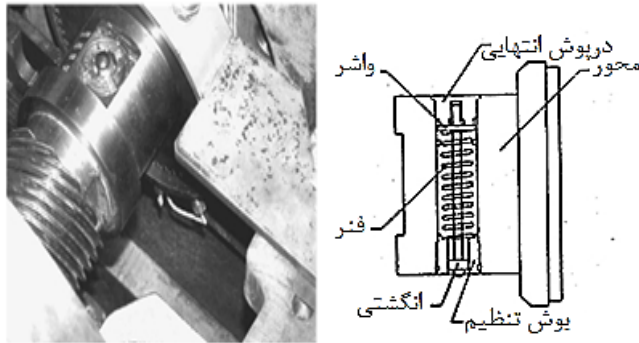
پین در شافت تابع تعداد دور شافت می باشد. در قسمت فوقانی شافت بر روی بدنه توربین یک

ولو تحریک شونده با حسگر مکانیکی قرار دارد، حسگر ولو با فاصله معینی از پین قرار دارد در

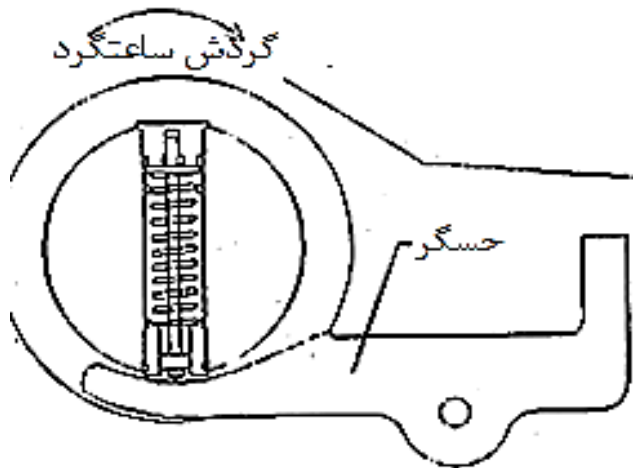
صورت افزایش بیش از حد دور شافت پین به حسگر (شکل ۳-۱۸) برخورد می کند و این حرکت

حسگر به روشهایی که در ادامه توضیح داده خواهند شد موجب بستن مسیر ورود بخار به توربین

می شود.



شکل ۳-۱۹ مجموعه فنر و پین روی شافت



شکل ۳-۲۰ مجموعه پین و فنر به همراه حس گر جابجائی پین

پس از انجام تعمیرات روی توربین های بخار یا به صورت دوره ای، جهت اطمینان از صحت عملکرد سیستم های حفاظتی سرعت بیش از حد مجاز بوسیله افزایش دور توربین های بخار تا بیشتر از حد مجاز از عملکرد آنها اطمینان پیدا می کنیم. در صورتی که در مجموعه فنر و پین در دور مورد نظر موجب تحریک حسگر نشد بایستی آنرا تنظیم کنیم. همانطور که قبلا گفته شد مقدار حرکت پین بستگی به مقدار شبه نیروی گریز از مرکز پین دارد که این نیرو بایستی با نیروی فنر به حالت تعادل برسد تا مکان پین ثابت شود. مقدار شبه نیروی گریز از مرکز از فرمول زیر به دست می آید.

$$F = m \frac{v^2}{r} = m \frac{(r\omega)^2}{r} = m \frac{r^2\omega^2}{r}$$

$m$  = جرم

$v$  = سرعت (m/s)

$r$  = شعاع مرکز ثقل پین (m) شعاع

از طرفی

$$V = r\omega$$

و

$$\omega = 2\pi N$$

از اینرو

$$F = m \frac{v^2}{r} = m \frac{(r\omega)^2}{r} = m \frac{r^2\omega^2}{r} = mr\omega^2 = 2mr\pi N$$

$N$  = تعداد دور محور در ثانیه

از طرفی نیروی فنر عبارت است از:

$$F_s = k.(d-d_0)$$

$k$  = ثابت نیروی فنر

$d$  = طول آزاد فنر

$d_0$  = طول فنر جمع شده

همانطور که گفته شد شعاعی که نوک پین در آنجا قرار می گیرد شعاعی است که در آن نیروهای گریز از مرکز و فنر با هم در تعادل می باشند.

$$2mr\pi N = k(d - d_0)$$

از اینرو برای یک دور خاص که در آن دور نوک پین در یک شعاع خاص باشد می توان فرمول را به شکل زیر تبدیل کرد.

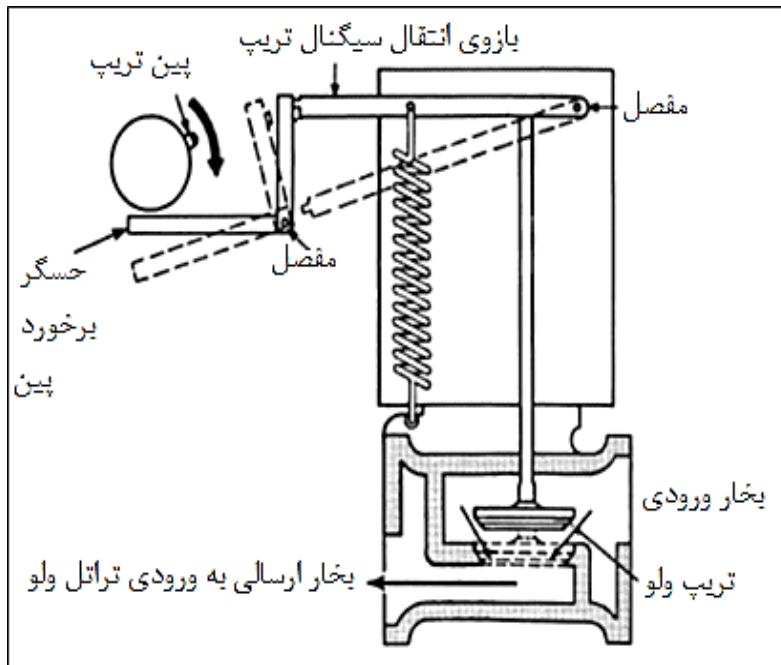
$$r = \frac{k(d-d_0)}{2m\pi N}$$

در اینجا  $N$  دوری می باشد که می خواهیم توربین در آن از سرویس خارج شود و  $k$  ثابت بوده و غیر قابل تغییر می باشد همچنین  $m$  نیز ثابت است  $d$  طول آزاد فنر هم که ثابت می باشد از

اینرو تنها عامل متغیری که داریم طول فنر در حالت جمع شده می باشد که تغییر طول فنر به وسیله پیچیدن در پوش مجموعه پین و فنر حاصل می شود در واقع مقدار تغییر طول از فرمول زیر بدست می آید

$$\Delta d_0 = n \times p$$

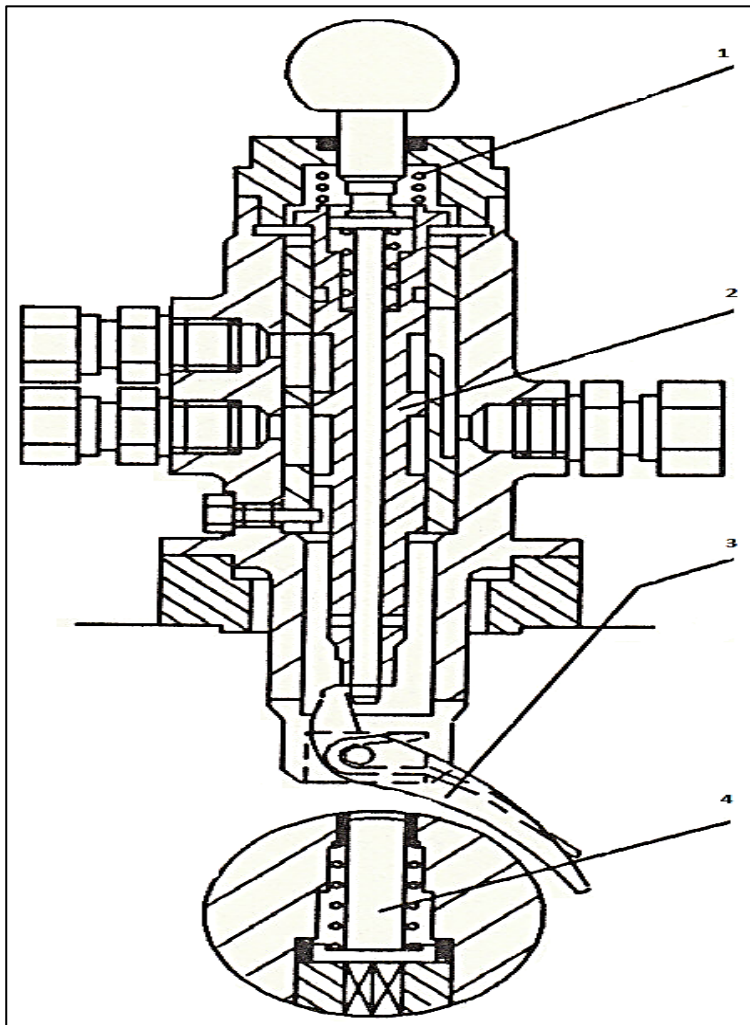
که در آن  $p$  گام<sup>۱</sup> پیچ درپوش و  $n$  تعداد دوری است که درپوش را می پیچیم پس هرچه درپوش را بیشتر در جهت کاهش طول فنر بیچیم دور تریپ افزایش پیدا می کند. در پایان این نکته ذکر می شود که بین حسگر و نوک پین بایستی یک حداقل فاصله مشخص وجود داشته باشد که این مقدار توسط سازنده توربین بیان می شود. پس طول آزد فنر را باید در حدی کاهش دهیم که شعاع نوک پین برابر با شعاع محور به اضافه مقدار لقی<sup>۲</sup> بشود.



شکل ۳-۲۱ تریپ مکانیکی سرعت بیش از حد

معمولا دو نوع سیستم مکانیکی و هیدرولیکی جهت فرمانگیری از حسگر جابجائی پین مورد استفاده قرار می گیرند نوع مکانیکی از یک استاپ ولو مکانیکی بهره می گیرد همانطور که در شکل ۳-۲۱ نشان داده شده است. با حرکت پین تا جائیکه موجب تحریک حسگر شود

حرکت حسگر موجب آزاد کردن اهرم قطع استاپ ولو و قطع مسیر بخار می شود. پاسخ زمانی سیستم های مکانیکی به دلیل وجود نیروهای اصطکاکی بین اتصالات پایین است که همین باعث تاخیر زمانی در بستن ولو اضطراری می شود که می تواند باعث افزایش دور ناگهانی و ایجاد خسارت های جدی روی توربین شود. شکل ۳-۲۲ یک تریپ ولو<sup>۱</sup> هیدرولیک قطع کل جریان بخار در اثر تجاوز دور توربین از حداکثر سرعت مجاز را نمایش می دهد.

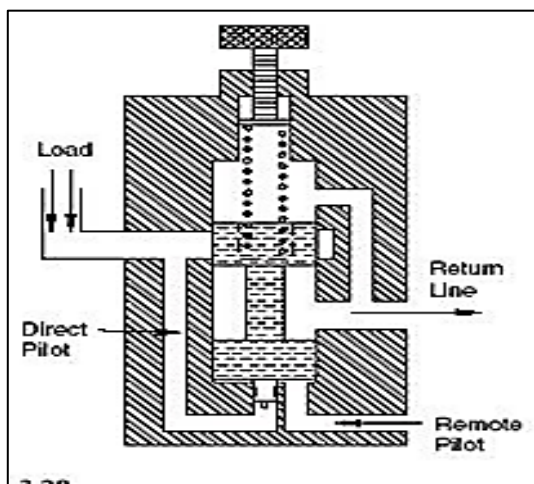


شکل ۳-۲۲ تریپ ولو هیدرولیک

برخورد نوک پین به حسگر موجب چرخش حسگر حول محورش می شود و این چرخش باعث آزاد شدن محور بلند تریپ ولو که توسط فنر تحت فشار است می شود و نیروی فنر موجب حرکت محور به سمت بالا می شود و پیستونی که روی محور محکم شده است با محور به سمت بالا حرکت می کند و موجب بستن مسیر روغنی که به سمت استاپ ولو حرکت می کند می شود و با قطع این مسیر روغن استاپ ولو مسیر ورود بخار به توربین را قطع می کند. با هر بار تریپ دادن توربین در اثر سرعت بیش از حد محور تریپ ولو بایستی به صورت دستی از طریق فشار وارد کردن به گویی که بالای تریپ ولو قرار دارد به حالت اولیه باز گردد تا مسیر روغن مجدداً باز شود در غیر اینصورت قادر به راه اندازی مجدد توربین نمی باشیم.

### ۳-۸-۲ اتفاق خطرناک قابل تشخیص توسط اپراتور

گاهی اوقات ممکن است اتفاقاتی بوقوع بپیوندد که ادامه کار توربین خطرناک باشد و این اتفاقات توسط سیستم های حفاظتی توربین تشخیص داده نشوند، مثل آتش سوزی ها یا هر اتفاق خطرناکی که اپراتور توربین های بخار تشخیص دهد. معمولاً تعدادی سوئیچ<sup>۱</sup> های هیدرولیکی، مکانیکی و الکتریکی در اطراف توربین و برد مرکزی توربین ها ی بخار نصب می شود که با فعال کردن این سوئیچ ها توربین بخار سریعاً از سرویس خارج می شود. اما نکته مشترک تمام این سوئیچ ها ارتباط مستقیم یا غیر مستقیم آنها با استاپ ولو می باشد. شکل ۳-۲۳ یک سوئیچ هیدرولیکی را نشان می دهد.

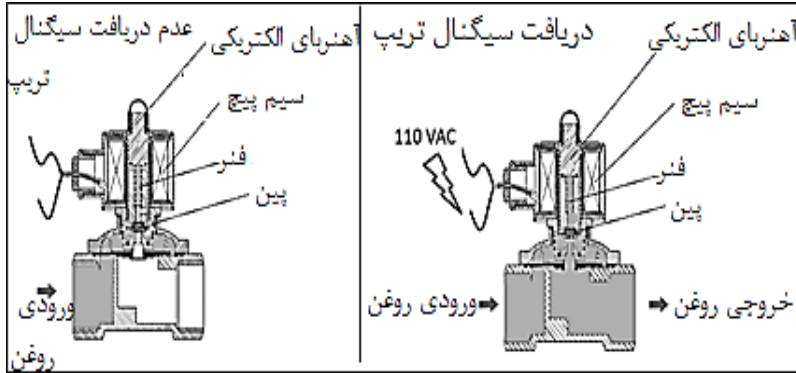


شکل ۳-۲۳ تریپ دستی

این ولو ها بسته به نوع تحریک استاپ ولو مسیر های روغن را قطع یا وصل می کند. اما سوئیچ های الکتریکی بوسیله یک سلنویید ولو<sup>۲</sup> که در ادامه توضیح داده می شود باعث قطع کل جریان بخار ورودی به توربین می شوند.

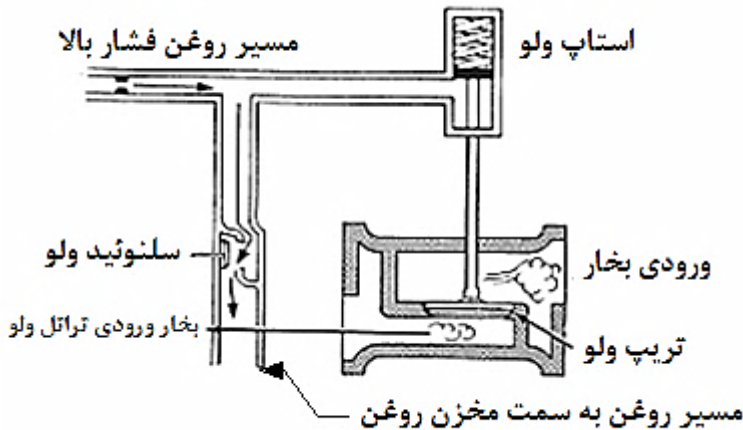


سلنوئید ولو یک شیر فرمانپذیر الکتریکی است که زمانی که سیگنال الکتریکی به آن ارسال شود، شیر در حالت باز می باشد و با قطع سیگنال شیر مجددا بسته می شود یا بالعکس. شکل ۲۴-۳ یک نمونه سلنوئید ولو را نشان می دهد.



شکل ۲۴-۳ سلنوئید ولو

سوئیچ های الکتریکی حفاظتی توربین های بخار یک سیگنال به سلنوئید ولو ارسال می کند که موجب فعال کردن سلنوئید ولو و متعاقبا هدایت روغن موجود در سیلندر استاپ ولو به مخزن روغن و قطع مسیر ورودی بخار به توربین می شود. شکل ۲۵-۳ طرح کلی نحوه قطع جریان بخار ورودی به توربین را نمایش می دهد.



شکل ۲۵-۳ طرح کلی قطع بخار توسط سلنوئید ولو

### ۳-۸-۳ تشخیص وجود یک خطا<sup>۱</sup> مکانیکی یا بهره برداری) توسط سیستم های ابزار دقیق<sup>۲</sup> تعبیه شده در توربین بخار

در توربین های بخار بسته به نوع طراحی و درجه اهمیت توربین مجموعه ای از حسگرهای<sup>۳</sup> ابزار دقیقی فراوانی نصب می شود که این حسگرها وظیفه شناسایی شرایط کاری خطرناک توربین های بخار و ارسال یک سیگنال به صورت مستقیم یا غیر مستقیم همانطور که قبلا توضیح داده شد را دارند. در ادامه به معرفی انواع شرایط خطرناک کاری توربین های بخار می پردازیم.

#### پائین بودن فشار روغن سیستم روانکاری

وقوع این حالت معمولا توسط یک حسگر یا سویچ تابع فشار<sup>۴</sup> شناسایی می شود. در این نوع کلیدها یک مینیمم فشار برای آنها تعریف می شود و در صورت کاهش فشار روغن تا جایی که از این مینیمم کمتر شود، این کلید یک سیگنال به سلنوئید ولو ارسال می کند که موجب از سرویس خارج شدن توربین می شود.

#### حرکت بیش از اندازه محور

در توربین های حساس یک سیستم ابزار دقیقی مقدار حرکت محوری توربین را مانیتورینگ<sup>۵</sup> می کند که در صورت بیشتر شدن این مقدار از مقدار تنظیم شده یک سیگنال به سلنوئید ولو ارسال می کند که این سیگنال در واقع فرمان قطع اضطراری مسیر بخار را صادر میکند.

#### اشکال در سیستم خلاء

ممکن گاهی اوقات ولو خروجی توربین کامل باز نباشد یا کندانسور مورد استفاده دارای اشکال باشد و باعث شود مقدار خلا در توربین کاهش پیدا کند. از اینرو یک سیستم ابزار دقیقی مقدار فشار خلا درون توربین را مانیتورینگ می کند تا در صورت انحراف خلا از مقدار مجاز با ارسال سیگنال به سلنوئید ولو موجب قطع مسیر بخار ورودی به توربین بشود.

#### بالا رفتن درجه حرارت روغن یا یاتاقان ها

دمای روغن و یاتاقان ها توسط یک سیستم ابزار دقیقی کنترل و در صورت انحراف دما از مقادیر نرمال یک سیگنال به سلنوئید ولو موجب قطع مسیر بخار ورودی می شود.

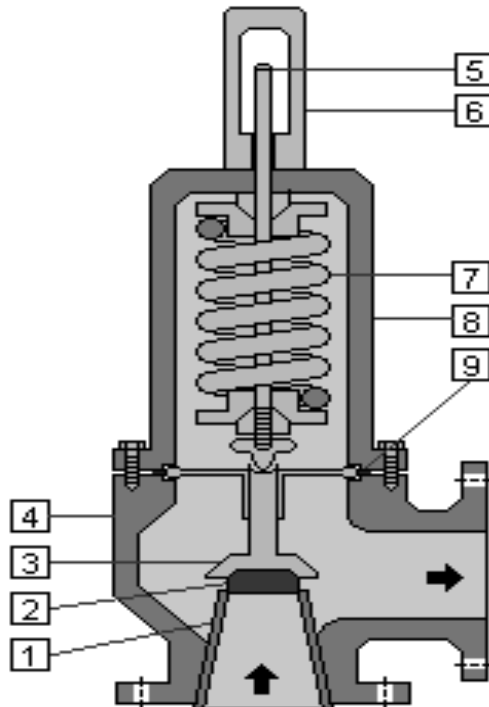
#### افزایش لرزش و ارتعاشات

مقدار ارتعاشات توربین به صورت دائم توسط سیستم ابزار دقیقی مانیتورینگ می شود و در صورت انحراف از مقدار ماکزیمم لرزش مجاز یک سیگنال به سلنوئید ولو ارسال می کند که

موجب قطع مسیر بخار ورودی توربین ارسال می شود.  
مسائلی که طراح توربین تشخیص داده باشد که باعث آسیب رساندن به توربین بخار می شود.

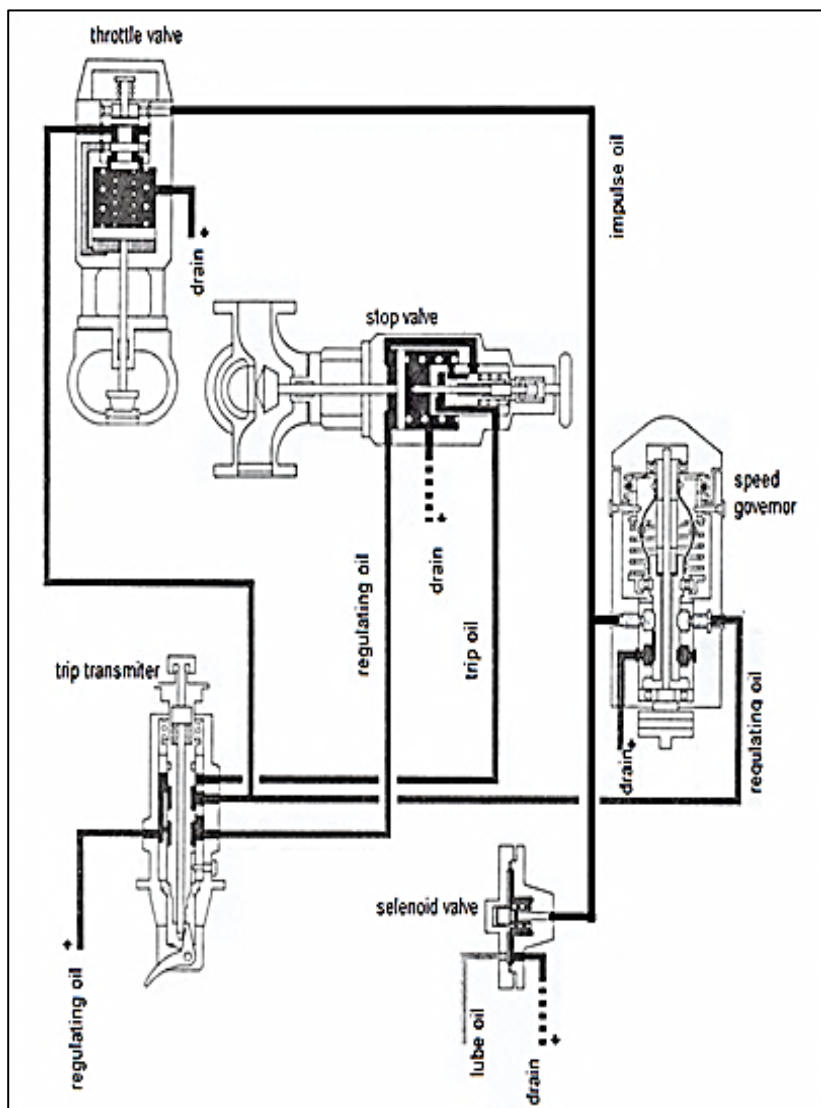
### ۳-۹ شیر اطمینان<sup>۱</sup>

توربین های بخار دارای یک شیر اطمینان بزرگ روی لوله خروجی هستند. درموقع بالا رفتن فشار به طور اتوماتیک باز می شود و بخارات را از توربین خارج می کند و از انهدام توربین ممانعت می کند. شکل ۳-۲۶ طرح کلی شیر های اطمینان را نمایش می دهد نیروی فنر ۷ فشار باز شدن دریچه ولو ۲ را تعیین می کند. نکته مهم در این شیرها این است که بایستی این ولوها به صورت دوره ای در مورد بازرسی و تست قرار بگیرند تا از صحت عملکرد آنها اطمینان حاصل شود.



شکل ۳-۲۶ شیر اطمینان

در پایان یک مدار کامل گاورنینگ یک نمونه توربین بخار که در شکل ۳-۲۷ نشان داده شده است که با توجه به توضیحات قبلی راجع به اجزای مدار تنها مسیر ها را بررسی می کنیم.



شکل ۳-۲۷ مدار هیدرولیک سیستم گاورنینگ یک توربین بخار واقعی

از روغن روانکاری یک انشعاب گرفته شده و به سمت یک سلنوئید ولو هدایت شده است. سلنوئید ولو یک شیر دوحالت می باشد و در صورتی که هیچ گونه فرمان قطع اضطراری از طرف برد کنترل توربین وجود نداشته باشد، روغن را به سمت سیستم گاورنینگ هدایت می کند، در غیر اینصورت روغن را به سمت مخزن روغن هدایت می کند و باعث قطع مسیر روغن به سمت سیستم گاورنینگ می شود. روغن پس از عبور از سلنوئید ولو در دو مسیر به حرکت خود ادامه می دهد، یک مسیر آن وارد پایلوت ولو گاورنر ولو می شود و یک مسیر آن وارد سیلندر بالایی تراتل ولو (مکانیزم کار این ولو قبلاً توضیح داده شده است) می شود. وضعیت پایلوت ولو در گاورنر ولو تابع وضعیت جرم های چرخان (تعداد دور توربین) و فشار فنر و یک دیافراگم می باشد. دیافراگم توسط یک فشار هوای ابزار دقیق تغذیه می شود. در واقع فشار هوا بیانگر دور مطلوب بهره بردار می باشد هر چه این فشار هوا بیشتر باشد فشار دیافراگم وارد به فنر و جرم های چرخان بیشتر می شود و جرم های چرخان برای تغییر وضعیت پیستون پایلوت ولو نیازمند تعداد دور بیشتری است. به هر حال بسته به میزان فشار هوا و دور توربین مسیر روغن از سمت دیگر پایلوت ولو گاورنر ولو با یک فشار خاص (بسته به وضعیت پیستون پایلوت ولو) مسیر خود را در سه جهت ادامه می دهد، یک مسیر وارد پیستون پائینی تراتل ولو می شود و بسته به اختلاف فشار روغن وارد شده به سمت بالای پیستون از سلنوئید ولو و روغن وارد شده از سمت پایلوت ولو گاورنر ولو، پیستون در یک وضعیت مشخص قرار می گیرد. پیستون نیز به دریچه ولو ورود بخار به توربین کوپل شده است. اما روغن خروجی از پایلوت ولو گاورنر ولو یک انشعاب خود را نیز به سمت تریپ ولو هدایت می کند. تریپ ولو تا زمانی که توربین اوراسپید نشده باشد، این روغن را به سمت پایین پیستون استاپ ولو هدایت می کند، این فشار روغن بر نیروی فنر پشت پیستون غلبه می کند و باعث باز کردن مسیر ورود بخار به توربین می شود اما اگر توربین اوراسپید شود مسیر روغن قبلی بسته می شود و روغن به سمت بالای پیستون حرکت می کند و باعث بستن سریع مسیر ورود بخار به توربین از طریق حرکت پیستون استاپ ولو به سمت پایین می شود.



## آب بندی توربین بخار

#### ۴-۱ آب بندی

آب بندی<sup>۱</sup> را می توان به عنوان به حداقل رساندن و کنترل نشتی سیالات و مواد موجود در ماشین از محیط داخل ماشین به خارج و بالعکس تعریف کرد. آب بندی در توربین های بخار در فصل مشترک قطعات ثابت و متحرک به منظور کنترل جریانات نشتی و خنک کننده لازم و ضروری است. از آب بندها در توربین های بخار به سه منظور استفاده می شود:

*جلوگیری از ورود هوا و ذرات معلق در هوا به داخل توربین*

در توربین هائی که فشارخروجی آنها پایین تر از فشار جو است ورود هوا به توربین بخار باعث شکسته شدن خلا توربین و کندانسور و تشکیل قطرات آب در خروجی توربین می شود که باعث خوردگی<sup>۲</sup> رتور و همچنین به هم خوردن تعادل نیروهای محوری روی رتور که باعث خرابی یاتاقان های محوری و احتمال برخورد قطعات ثابت و متحرک توربین می شود. ورود ذرات معلق در هوا به توربین بخار می تواند موجب آلوده شدن روغن روانکار شود.

*جلوگیری از خارج شدن بخارات داخل توربین*

خارج شدن بخار از توربین های بخار موجب اتلاف انرژی می شود. همچنین بخار با ورود به محفظه یاتاقان ها و سایر اجزایی که روغن در آنها جریان دارد میعان شده و با روغن توربین مخلوط می شود که موجب آسیب رساندن به قطعاتی که تحت روانکاری می شود.

*جلوگیری از نفوذ روغن روانکاری به محیط خارج از توربین*

نفوذ روغن به محیط خارج بسیار خطرناک می باشد زیرا بدنه توربین های بخار دمای بالایی دارند در صورتی که سطح آنها با روغن آغشته شود زمینه آتش سوزی توربین بخار به شدت فراهم می شود از اینرو حتی کمترین مقدار نشت روغن از توربین های بخار نیز غیر قابل قبول می باشد.

در توربین های بخار و متعلقات می توان کلکسیونی از انواع آب بندها را مشاهده کرد از اینرو ما به صورت اصولی کلیه آب بندهای مورد استفاده در صنعت را شرح می دهیم و آب بندهای موجود در توربین های بخار را در این دسته بندی ها قرار می دهیم. در یک تقسیم بندی کلی میتوان آنها را به شکل زیر دسته بندی کرد :

- آب بندهای دینامیک<sup>۳</sup>
- آب بندهای استاتیک<sup>۴</sup>

#### ۴-۲ خواص آب بند



خواص یک آب بند را در چهار گروه از خواص تقسیم بندی می کنیم.

#### ۴-۲-۱ خواص مکانیکی

- مدول الاستیسیته<sup>۱</sup> پائین
- تحمل تنش های مکانیکی
- مقاومت در برابر سایش<sup>۲</sup> (سختی مناسب)
- خودروانکاری<sup>۳</sup>

#### ۴-۲-۲ خواص شیمیایی

- مقاومت در برابر خورده شدن (عدم واکنش پذیری<sup>۵</sup>)
- رطوبت پذیری<sup>۴</sup>

#### ۴-۲-۳ خواص حرارتی

- تحمل شوک های حرارتی
- پایداری حرارتی
- رسانایی حرارتی<sup>۵</sup> بالا
- ضریب انبساط حرارتی پایین

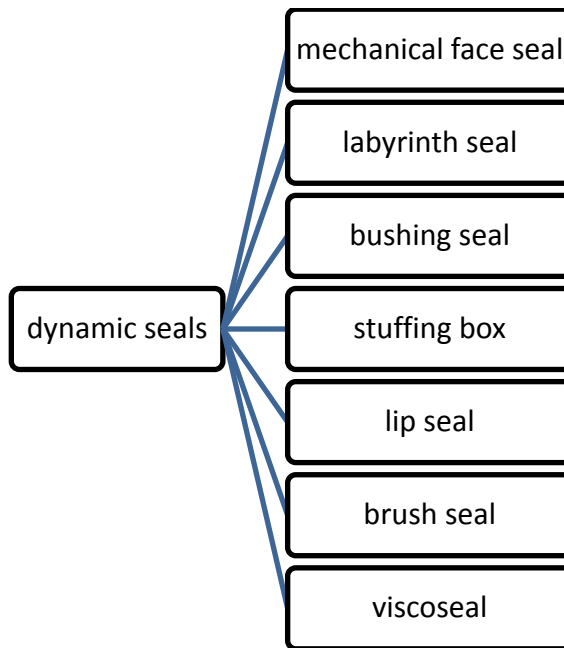
#### ۴-۲-۴ خواص متفرقه

- پایداری ابعادی
- سهولت ساخت
- قابل دستیابی بودن مواد

خواصی که در بالا ارائه گردید خواص خوب یک آب بند می باشد. در ادامه آب بندهای دینامیک را مورد بررسی قرار می دهیم.

#### ۴-۳ آب بندهای دینامیک

این آب بندها برای اجزای با حرکت نسبی مورد استفاده قرار می گیرند. انواع آب بندهای دینامیکی در شکل ۴-۱ دسته بندی شده است. خود این آب بندها نیز در انواع مختلفی دسته بندی می شوند که هر کدام را در ادامه دسته بندی خواهیم کرد.



شکل ۴-۱ انواع آب بندهای دینامیک

#### ۴-۳-۱ آب بندهای سطحی مکانیکی<sup>۱</sup>

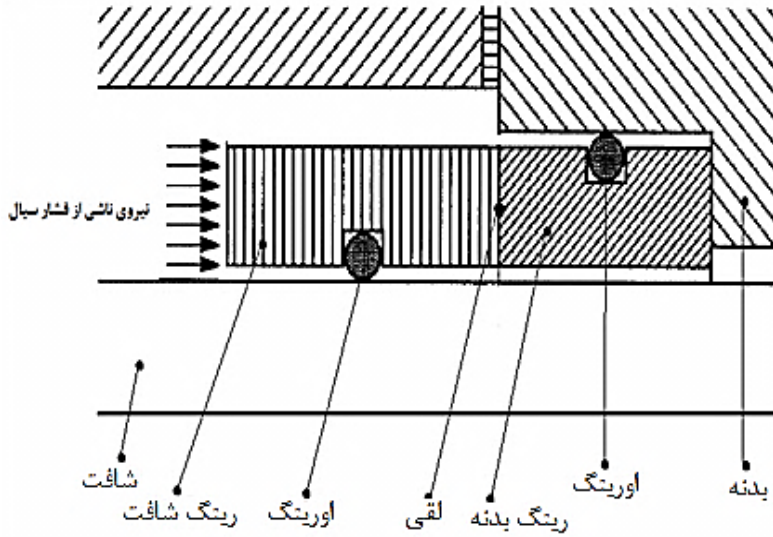
این نوع از آب بندها بیشترین کاربرد را در ماشین آلات دارند و کاربرد گسترده ای در توربو ماشین ها بویژه انواع توربین ها و کمپرسورها ها دارند. این نوع آب بندها تنوع فراوانی دارند. این آب بندها به دو دسته تماس دار<sup>۲</sup> و بی تماس<sup>۳</sup> تقسیم بندی می شوند.

#### ۴-۳-۱-۱ آب بندهای سطحی مکانیکی تماسی<sup>۴</sup>

اساس کار این نوع آب بندها ایجاد موانع فیزیکی در مسیر جریان سیال نشت کننده می باشد. این موانع به صورت محوری از طریق نصب یک رینگ روی محور<sup>۵</sup> و تکیه دادن آن به یک رینگ دیگر<sup>۶</sup> که در بدنه نصب می شود عمل آب بندی را انجام می دهند. مقدار صافی مناسب برای سطوح در تماس بایستی حداکثر  $40 \mu\text{inch}$  یا  $1 \mu\text{m}$  باشد. همچنین مقدار لقی مجاز بین دو رینگ بایستی بین  $200-40 \mu\text{inch}$  تنظیم شود. در صورتی که مقدار لقی کمتر باشد موجب خوردگی در رینگها می شود و لقی بیشتر به معنای نشتی بیشتر می باشد. معمولا یکی از رینگ ها توسط نیروی فنر تحت فشار قرار می گیرد. در این نوع آب بندها نیروهای محوری ناشی از فشار سیال بایستی متقارن بشوند تا از خوردگی آنها جلوگیری شود.

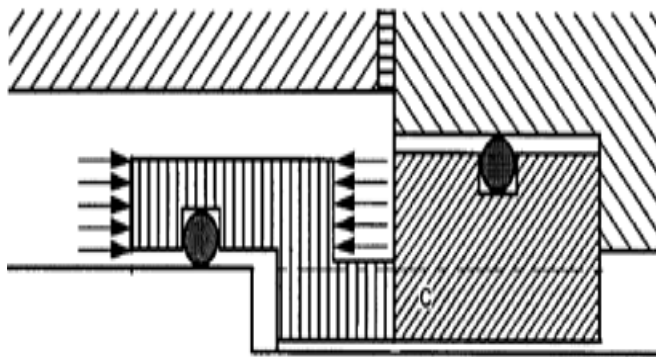
1-mechanical face seals 2-contacted 3-contactless 4-mechanical contacted face seals 5-rotary ring 6-stationary ring

شکل ۲-۴ یک آب بند نامتقارن<sup>۱</sup> را نشان می دهد. از اینجا به بعد به جای آب بند سطحی مکانیکی از واژه های مکانیکال سیل که مرسوم است استفاده می کنیم.



شکل ۲-۴ مکانیکال سیل نامتقارن

برای متقارن کردن نیروهای محوری رینگی که روی محور نصب می شود را به شکلی ساخته می شود که نیروی وارد به رینگ توسط فشار سیال در دو جهت مخالف اعمال شود. شکل ۳-۴ یک نوع متقارن از این آب بندها را نمایش می دهد.



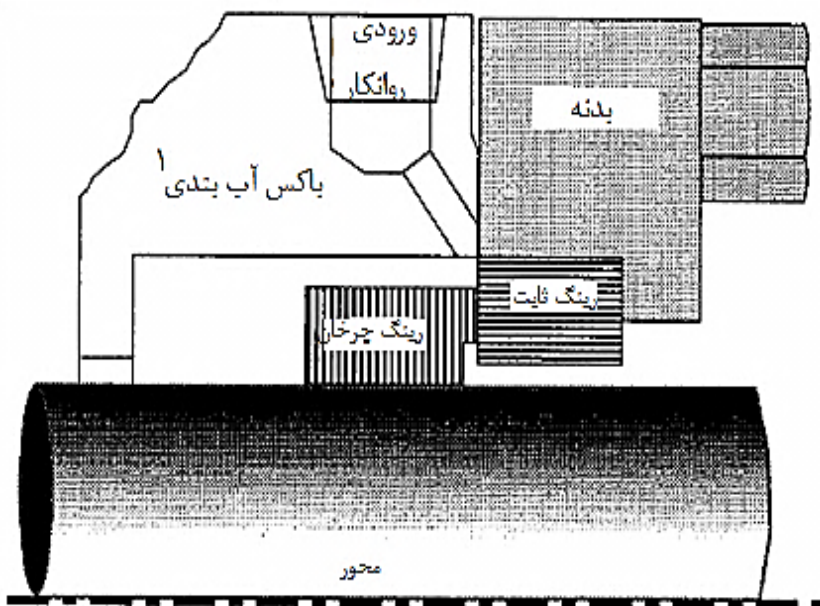
شکل ۳-۴ مکانیکال سیل متقارن

#### ۴-۴ آرایش های آب بند

این آب بندها در آرایش های مختلفی در ماشین چیدمان می شوند که این آرایش ها عبارتند از :

##### ۴-۴-۱ آرایش تکی<sup>۲</sup>

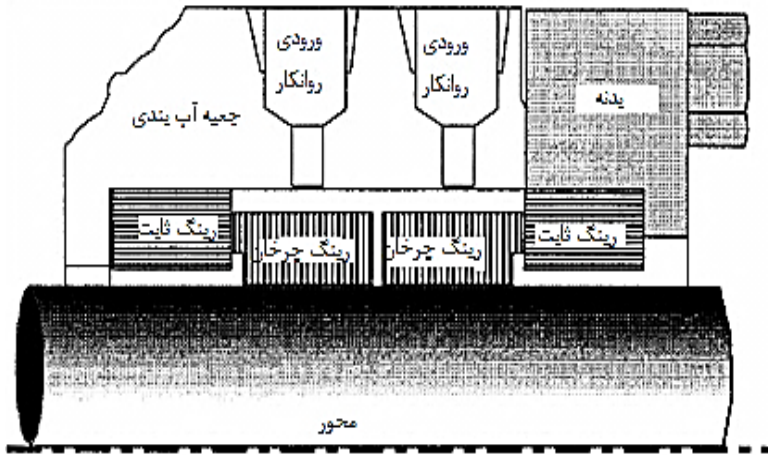
این آرایش بیشترین و اقتصادی ترین نوع آرایش می باشد. معمولا یک مایع روانکار بین سطوح تماس تزریق می شود در این آرایش مقداری نشتی همیشه وجود دارد. شکل ۴-۴ طرح کلی این آرایش را نشان می دهد.



شکل ۴-۴ آرایش تکی مکانیکال سیل

##### ۴-۴-۲ آرایش دوتایی<sup>۳</sup>

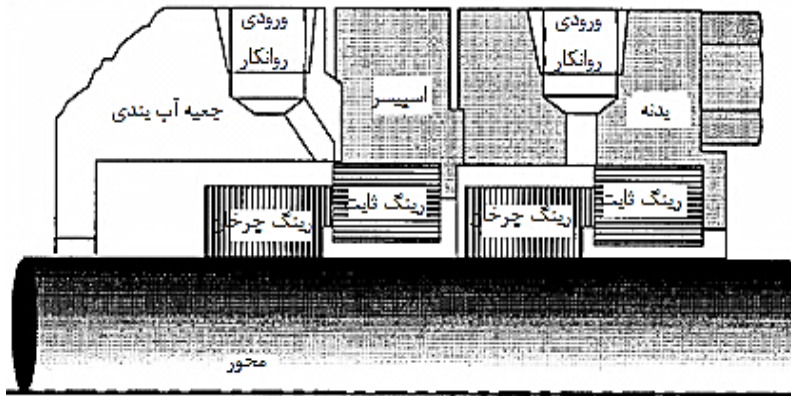
در این آرایش روانکار با فشار کمتری نسبت به سیال تحت آب بندی به محفظه بین دو رینگ پمپ می شود و باعث کاهش اختلاف فشار در دو طرف رینگی که با سیال تحت آب بندی هم تماس است می شود از اینرو این آرایش تحمل فشار سیال آب بندی بیشتری دارد. هم چنین این آرایش جهت ماشین هایی با سرعت بالا مناسب می باشد. شکل ۴-۵ طرح کلی این آرایش را نمایش داده است.



شکل ۴-۵ آرایش دوتایی مکانیکال سیل

#### ۴-۴-۳ آرایش متقابل<sup>۱</sup>

این آرایش بیشترین درجه آب بندی را ارائه می دهد که می تواند مقدار نشتی را به صفر برساند. در این آرایش نیز روانکار به سطح تماس بین رینگ ثابت و چرخان با فشار کمتر از فشار سیال تحت آب بندی پمپ می شود. شکل ۴-۶ طرح این آرایش را نمایش می دهد.



شکل ۴-۶ آرایش متقابل مکانیکال سیل

#### ۴-۳-۱-۲ آب بند های سطحی مکانیکی غیر تماسی<sup>۲</sup>

این نوع آب بند های سطحی انواع پیشرفته ای از آب بندها می باشد که در کاربردهای پرفشار و سرعت بالا مثل توربین های گازی و بخار و کمپرسورهای جدید استفاده دارد.

این نوع آب بندها به سرعت در حال پیشرفت و گسترش دامنه کاربرد هستند. در سطح رینگ چرخان این نوع آب بندها پروفایل های خاصی ماشین کاری شده است. این آب بندها در دو دسته تقسیم بندی می شوند.

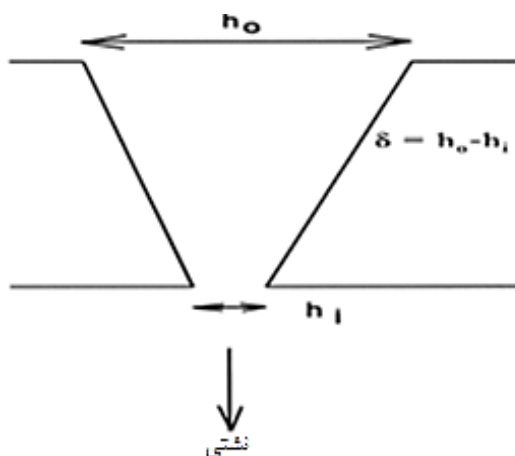
#### ۴-۳-۲ آب بندهای هیدرواستاتیک<sup>۱</sup>

در این آب بندها با استفاده از فشار سیال آب بندی یک توزیع فشار (شکل ۴-۸) در ناحیه آب بندی بوجود می آید که متعاقبا یک فیلم نازک سیال آب بندی بین سطح تماس دو رینگ چرخان و ثابت حمل می شود. این توزیع فشار تابع شکل و شیب رینگ های آب بندی می باشد. توزیع فشار بوسیله مخروطی کردن رینگ ها بوجود می آید که در آن ضخامت فیلم روغن به صورت شعاعی تغییر می کند. شکل ۴-۷ مقدار مخروطی بودن رینگ ها  $\delta$  را هنگام سرویس ماشین نشان می دهد. ضخامت فیلم روغن در این آب بندها تابع مقدار مخروطی بودن می باشد.

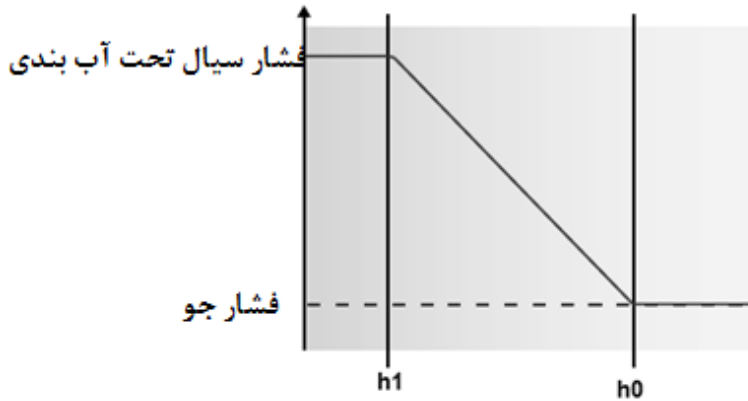
$$N_B = f\left(\frac{\delta}{h_{ave}}\right)$$

$$\delta = h_o - h_i$$

که در آن  $N_B$  راتیو بالانس<sup>۲</sup> می باشد. این عدد معرف نیروی بسته شدن دو رینگ می باشد که این نیرو متناسب با توزیع فشار در ناحیه آب بندی می باشد. این مقدار معمولا بین ۰.۶۵ تا ۰.۹۰ می باشد. در صورتی که این مقدار کمتر از ۰.۵ شود آب بند در مقابل آشوب های محوری ناپایدار می شود.



شکل ۴-۷ طرح کلی رینگ های آب بند هیدرواستاتیک

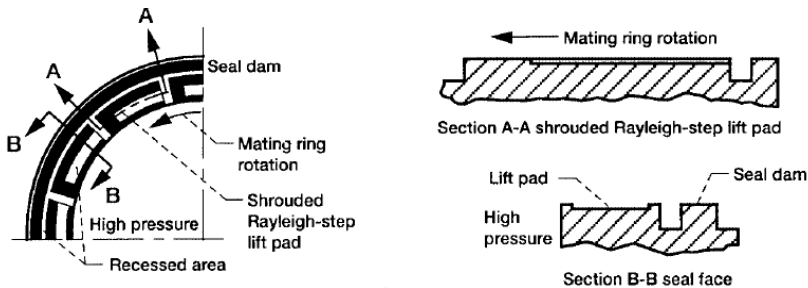


شکل ۴-۸ نمودار توزیع فشار در ناحیه آب بندی

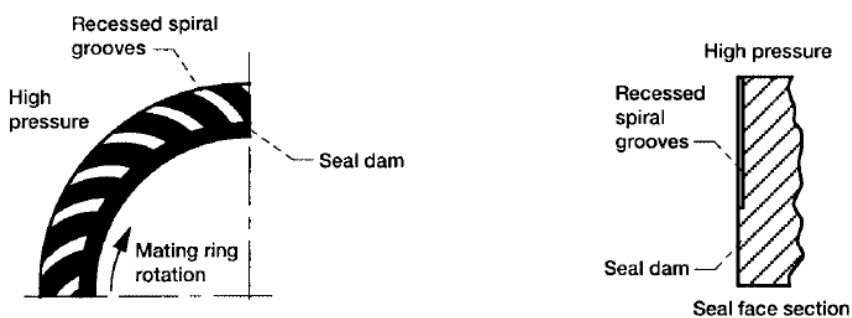
مهمترین مشکل این آب بندها تماس سطحی دیسک ها هنگام راه اندازی و از سرویس خارج کردن ماشین می باشد که این مشکل با تحت فشار قرار دادن سطح بین دیسک ها توسط یک منبع خارجی با فشار بالا این مشکل رفع می شود. گاهی به این آب بندها سیل خشک<sup>۱</sup> نیز می گویند.

#### ۴-۳-۳ آب بندهای هیدرودینامیک<sup>۲</sup>

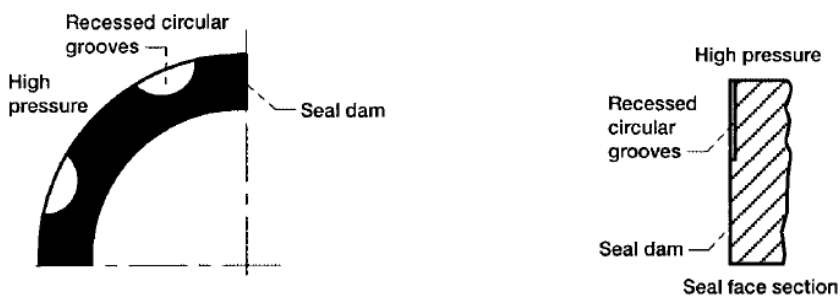
در این نوع آب بند ها بواسطه هندسه و جهت چرخش رینگ چرخان یک فیلم نازک از یک سیال بین سطح مشترک رینگ ها بوجود می آید. مقدر ضخامت فیلم روغن در این آب بندها تابع لزجت<sup>۳</sup> و سرعت سیال می باشد. چهار نمونه رایج از این نوع آب بندها در شکل ۴-۹ تا ۴-۱۲ نمایش داده شده است.



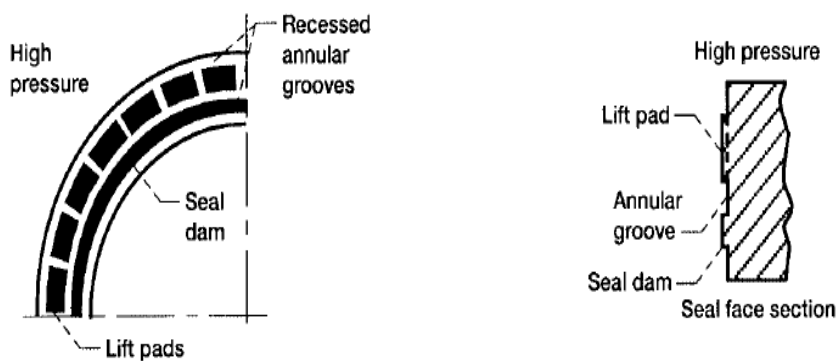
شکل ۴-۹ آب بند هیدرودینامیک shrouded Rayleigh step



شکل ۴-۱۰ آب بند هیدرودینامیک spiral groove



شکل ۴-۱۱ آب بند هیدرودینامیک circular groove



شکل ۴-۱۲ آب بند هیدرو دینامیک annular groove

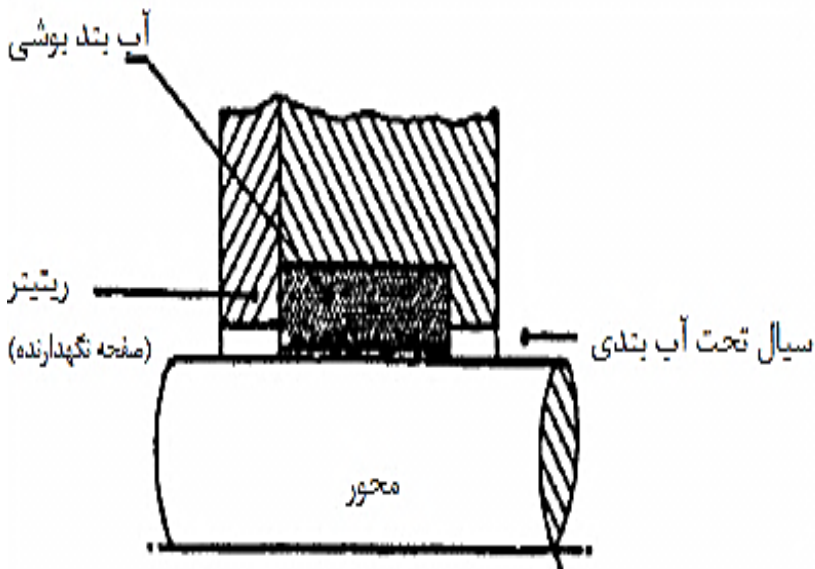


#### ۴-۳-۴ آب بندهای بوشی<sup>۱</sup>

این آب بندها از یک تکه بوش که روی بدنه محکم می شوند و محور درون این بوش دوران می کند تشکیل شده است. بین محور و بوش مقدار کمی لقی وجود دارد این آب بندها در دو نوع بوش های ثابت و بوش های معلق دسته بندی می شوند.

#### ۴-۳-۴-۱ بوش های ثابت

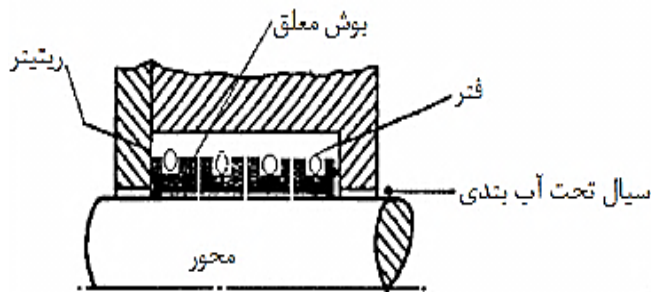
از این نوع آب بندها تنها در ماشین آلاتی که مقدار زیاد نشتی در آنها چندان اهمیتی ندارد یا به عنوان مرحله اول آب بندی که پس از آن آب بندهای دیگری پس از آن استفاده می شود کاربرد دارد. این مقدار زیاد نشتی به علت وجود لقی اجتناب ناپذیر بین بوش و محور می باشد که مقدار لقی برابر با بیشترین مقدار انحراف شعاعی ممکن محور در حالت کاری می باشد. شکل ۴-۱۳ طرح کلی این نوع آب بندها را نمایش می دهد.



شکل ۴-۱۳ آب بند بوشی ثابت

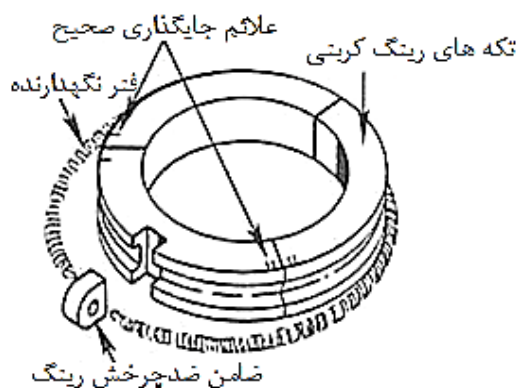
#### ۴-۳-۴-۲ بوش های معلق

مشکل اصلی بوش های ثابت وجود لقی بین محور و بوش بود، در بوش های معلق با به حداقل رساندن این لقی از طریق معلق کردن بوش روی محور چرخان به طریق مکانیزمی که در ادامه توضیح داده می شود تا مقدار زیادی مقدار نشتی کاهش پیدا می کند.



شکل ۴-۱۴ آب بند بوشی معلق

این نوع آب بندها در اکثر توربین های بخار مورد استفاده قرار می گیرند. معمولا اولین مرحله از آب بندی بخار در توربین های بخار توسط یک گروه از آب بندهای بوشی معلق از جنس گرافیت<sup>۱</sup> که نوعی کربن می باشد تشکیل شده است. تعداد این آب بندها که معمولا از دو نیم دایره تشکیل شده به طراحی توربین بستگی دارد دو قسمت آب بند بواسطه شکل خود با هم تشکیل یا دایره با قطر قابل تغییر می دهند که محیط خارجی آب بند توسط یک فنر<sup>۲</sup> که سرتاسر آنرا پوشش می دهد احاطه شده است و فنر به این جهت قرار داده شده تا همیشه آب بند با سطح شافت تماس داشته باشد. حتی پس از سایش سطح تماس آب بند مجددا فنر مانع از قطع تماس آب بند و شافت می شود. در واقع بوسیله فشار فنر بوش را به صورت معلق در می آوریم. شکل ۴-۱۴ طرح کلی این نوع رینگ ها و شکل ۴-۱۵ نیز یک نمونه واقعی را نشان می دهد.



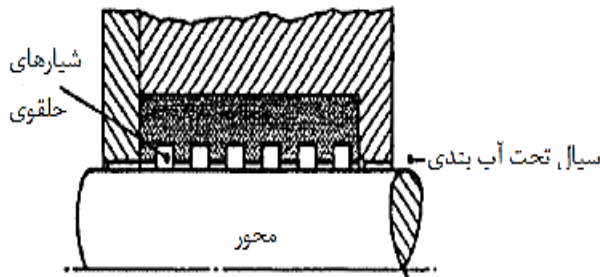
شکل ۴-۱۵ آب بند گرافیتی معلق مربوط به توربین بخار

معمولا رینگ‌گی که در سمت فشار قرار می‌گیرد لقی آن با شافت کمی بیشتر از رینگ‌های دیگر است و رینگ‌های بعدی به تدریج لقی شان با محور کمتر می‌شود که در حین نصب باید مراعات شوند در غیراین صورت باعث شکسته شدن رینگ‌ها و کاهش شدید طول عمر آنها یا نشستی زیاد می‌شود. البته به دلیل فاصله ای که بین محور و کربن رینگ‌ها وجود دارد همواره مقداری نشستی وجود دارد که برای ممانعت از ورود بخارات خارج شده از توربین به محوطه بیرون و نفوذ آن به داخل محفظه نگهدارنده یا ناقان در قسمت انتهایی رینگ‌های آب بندی مسیری برای تخلیه بخارات نشت شده تعبیه شده که در توربین‌های کوچک که نشستی کم است توسط سیستم لوله کشی به محیط بیرون و در توربین‌های بزرگ که نشستی زیاد است و قابل صرف نظر کردن نیست منتقل می‌شود که با فشار منفی که در داخل آن برقرار است بخارات به سمت یک کندانسور مکیده می‌شود و به آب مقطر تبدیل می‌شود این مسیر هیچگاه نباید مسدود گردد.

همانگونه که قبلا ذکر شد جنس بوش‌های معلق که گاهی اوقات رینگ‌های کربنی نیز نامیده می‌شوند در توربین‌های بخار از نوعی کربن می‌باشد که به دلیل خواص منحصر بفرد زیر در آب بندی بخار مورد استفاده قرار می‌گیرد.

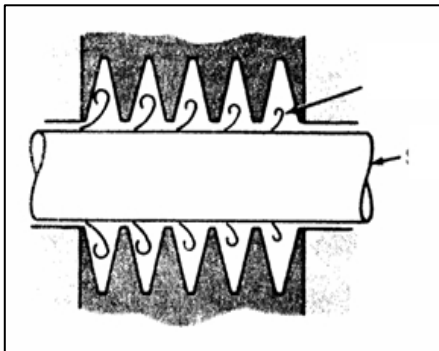


- میزان پایین خوردگی و سایش و خنثی بودن شیمیایی
- مقاومت بسیار بالا در مقابل فشردگی
- مقاومت زیاد در دماهای بسیار بالا
- قابلیت خیسی<sup>۱</sup>
- مقاومت بالا در برابر شوکهای حرارتی
- رسانایی حرارتی خوب (با ترکیب مقداری فلز یا سرامیک در ساختار رینگ)
- پایداری ابعادی عالی
- خودروانکاری و ضریب اصطکاک پائین در دماهای بالا و پائین
- مقاوم در مقابل اکسید شدن<sup>۲</sup> تا دمای ۵۵۰ درجه بسته به نوع گرید<sup>۳</sup>
- راحتی ماشینکاری و رسیدن به تلورانسهای<sup>۴</sup> بسته

۴-۳-۵ آب بندهای لبرینت<sup>۱</sup>

شکل ۴-۱۶ طرح کلی لبرینت سیل

این نوع آب بندها بصورت بوش هائی هستند که داخل آنها بصورت لبرینت یا دندانه اره ای با تیغه هایی با گام های بلند و نازک است و در محفظه آب بندی نصب می شوند و دارای حداقل فاصله با شافت می باشند. سر تیغه ها بسیار نازک ساخته شده است تا چنانچه با محور تماس پیدا کردند بدون اثر گذاشتن بر محور خودشان از بین بروند. این آب بندها بوسیله تبدیل انرژی جنبشی سیال به انرژی داخلی به شکل حرارت در طول مسیر عبور سیال باعث کاهش مقدار زیادی از نشتی سیال می شوند. سیال با عبور از قسمتی از آب بند که قطر داخلی آن کمترین مقدار را دارد سرعت خود را افزایش می دهد و با وارد شدن به قسمتی که قطر بیشتری دارد مقداری از این سرعت تبدیل به انرژی درونی و بوسیله بدنه آب بند جذب می شود همچنین مقداری از انرژی جنبشی صرف غلبه بر اصطکاک بین سیال و جداره آب بند می شود و در شیارهای بعدی همین فرآیند تکرار می شود تا اینکه به مقدار نشتی قابل قبولی برسیم. جنس این

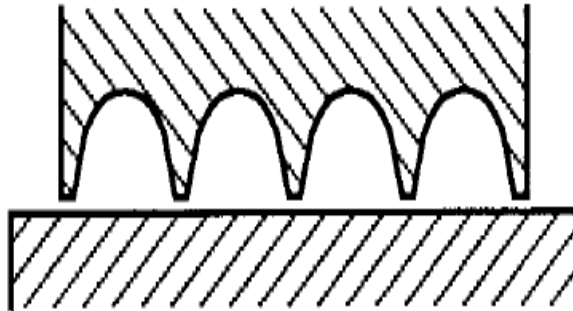


نوع آب بندها از جنس فلز محور ضعیف تر است . باید در نظر داشت آب بندهای دندانه ای فقط نشتی بخار را تا حد قابل کنترل پائین می آورند و قادر به آب بندی کامل نیستند و در توربین هاییکه فشارشان بالا است از تعداد بیشتری از این آب بندها استفاده می شود. شکل ۴-۱۶ و ۴-۱۷ طرح کلی این نوع آب بندها را نمایش می دهد.

شکل ۴-۱۷ لبرینت سیل دندانه اره ای

آب بندهای لبرینت در انواع مختلفی ساخته میشوند معمولا آب بندهای لبرینت در شش نوع تقسیم بندی می شوند که در ادامه به بررسی آنها می پردازیم.

#### ۴-۳-۵-۱ آب بند لبرینت مستقیم<sup>۱</sup>



شکل ۴-۱۸ لبرینت مستقیم

این حالت از متداولترین نوع لبرینت ها می باشد که در اکثر توربین های بخار و کمپرسورها به وفور یافت می شود. مدار نشتی نهایی سیال در این نوع آب بندها توسط فرمول زیر که توسط اگلی ارائه شد را می توان محاسبه کرد. هدف ما از ارائه این فرمول بررسی عوامل موثر بر مقدار نشتی نهایی و نسبت آنها می باشد.

$$W = 5.76K \frac{A_g}{[RT_0]^{1/2}} \frac{P_0}{[1-\alpha]^{1/2}} \beta$$

$$\beta = \left[ \frac{1 - \left[ \frac{P_N}{P_0} \right]^2}{N - \ln \left[ \frac{P_N}{P_0} \right]} \right]^{1/2}$$

$$\alpha = \frac{8.52}{\left[ \frac{TP - L}{c} \right] + 7.23}$$

که در آن

$W$  دبی جریان سیال نشتی بر حسب lb/s

$K$  ضریب لقی<sup>۲</sup> اوریفیس های حلقوی که از نمودار قابل تعیین می باشد.

$R$  ثابت گاز<sup>۳</sup> به Rbf.ft/lbm.<sup>۰</sup>

$T_0$  دمای گاز ورودی به R<sup>۰</sup>

- $P_0$  فشار گاز ورودی
- $\alpha$  ضریب انرژی باقیمانده<sup>۱</sup>
- TP گام دندانها
- L پهنای نوک هر دندان در قسمت کمترین قطر
- C لقی بین لبرینت و محور
- $P_N$  فشار گاز در دندان N ام
- N تعداد کل دندانها

ضریب لقی K را از نمودار زیر می توان استخراج کرد، اما بایستی قبل از مراجعه به نمودار عدد رینولدز<sup>۲</sup> جریان نشستی را محاسبه کنیم کمیتی بدون یکا است که در مکانیک سیالات نسبت نیروی لختی به نیروی لزجت را نشان می دهد. کاربرد مهم این عدد در تعیین آرام<sup>۳</sup> یا آشفته<sup>۴</sup> بودن جریان شاره است. در نمودار ۴-۱۹ چهار منحنی برای چهار عدد رینولدز مختلف نمایش داده شده است محور عمودی بر اساس مقدار  $L/C$  که در بالای نمودار نمایش داده شده محاسبه می شود. عدد رینولدز سیال از فرمول زیر محاسبه می شود:

$$N_{Re} = \frac{\rho \vartheta d}{\mu}$$

که در آن

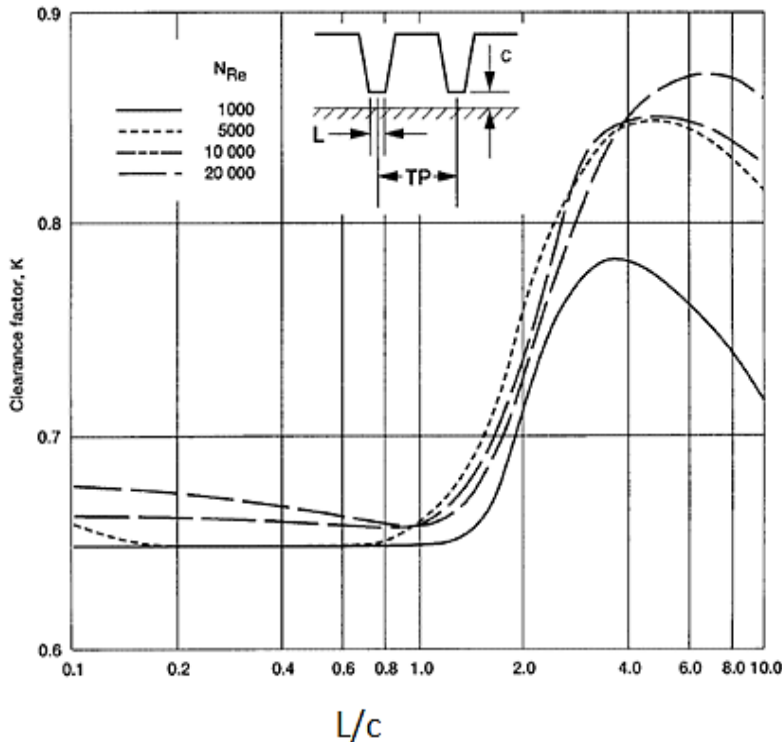
$\rho$  چگالی سیال

$\vartheta$  سرعت متوسط جریان سیال

d یک طول مشخصه

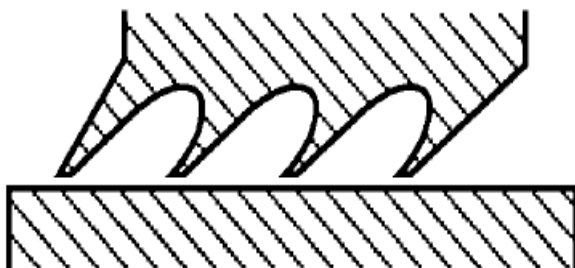
$\mu$  ضریب لزجت سیال می باشد.

همانگونه که مشاهده می شود عدد رینولدز تابعی از سرعت متوسط سیال می باشد و محاسبه این سرعت پیچیدگی زیادی دارد مقدار تقریبی قابل قبول ضریب K در مسائل عدد 0.67 می باشد.



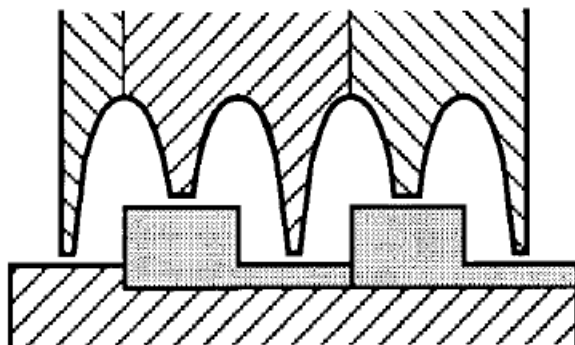
شکل ۴-۱۹ نمودار تعیین ضریب K

همانطور که در فرمول مشخص است مقدار نشتی بخار رابطه مستقیم با ضریب  $\beta$  دارد و این ضریب نیز رابطه عکس با اختلاف فشار بین سیال آب بندی  $P_0$  و فشار پس از آخرین دندانه  $P_N$  دارد. از اینرو می توانیم با کاهش این اختلاف فشار مقدار نشتی را کاهش دهیم از این تکنیک به وفور در بسیاری از توربو ماشینها استفاده می کنند. روش کاهش مقدار این اختلاف فشار به این صورت است که به تعدادی از این دندانه ها یک سیال با یک فشار معین پمپ می شود که این سیال می تواند آب، بخار، هوا یا سیالات دیگری می باشد. به این نوع لبرینت ها، لبرینت با سیال مانع<sup>۱</sup> می گویند. در بعضی توربین های بخار عبور دادن بخار با فشاری بیشتر از فشار جو از بین لابیرینت ها که با بیرون آمدن آن از داخل و زیر لابیرینت ها باعث کاهش اختلاف فشار در لبرینت می شود. منبع تامین بخار یا از یکی مراحل انتهائی خود توربین است یا از یک منبع خارجی دیگر با فشار مناسب می باشد در وسط لابیرینت های انتهائی وارد آب بند لبرینت می شود.

۴-۳-۵-۲ لبرینت مستقیم با دندان‌های زاویه دار<sup>۱</sup>

شکل ۴-۲۰ لبرینت با دندان‌های زاویه ای

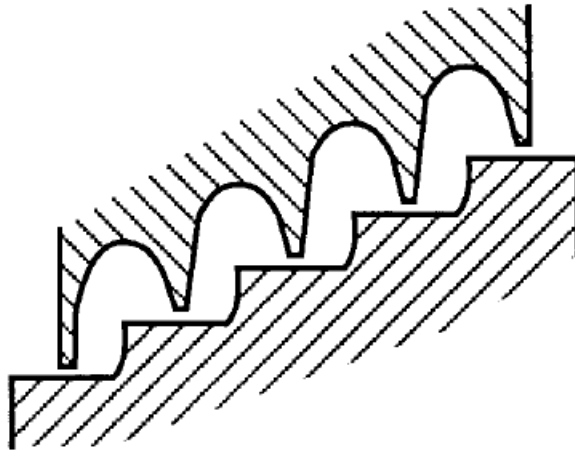
این نوع لبرینت‌ها شبیه به لبرینت‌های مستقیم می‌باشند و تنها تفاوت آنها زاویه دار بودن دندان‌های این نوع لبرینت‌ها می‌باشد. جهت دندان‌ها تابع جهت حرکت سیال می‌باشد. مقدار نشتی بخار در این نوع لبرینت‌ها حدود ۰.۴٪ نشتی یک لبرینت مستقیم تحت همین شرایط می‌باشد.

۴-۳-۵-۳ لبرینت متناوب<sup>۲</sup>

شکل ۴-۲۱ لبرینت متناوب

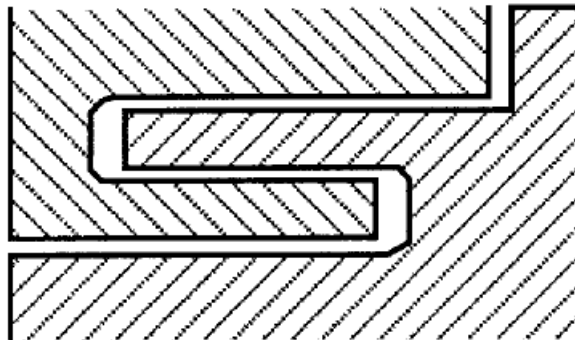
در این نوع لبرینت‌ها محور ماشین نیز به صورت دندان‌دار می‌باشد و دندان‌های لبرینت نیز به صورت متناوب کوتاه و بلند ساخته می‌شود، این عمل باعث کاهش مقدار نشتی این نوع لبرینت‌ها می‌شود.



۴-۳-۴-۵ لبرینت پله ای<sup>۱</sup>

شکل ۴-۲۲ لبرینت پله ای

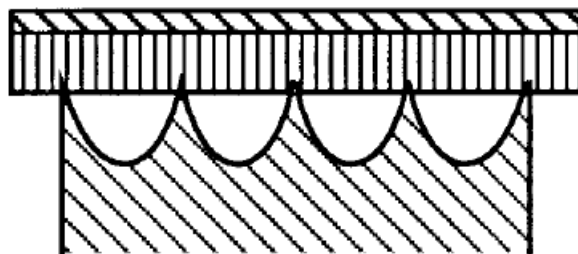
این نوع لبرینت ها به صورت گسترده ای در آب بندی بین مراحل توربین های بخار و گاز مورد استفاده قرار می گیرد. مقدار نشتی بخار در این نوع لبرینت ها حدود ۴۰٪ نشتی یک لبرینت مستقیم تحت همین شرایط می باشد. در ماشین هایی که از این نوع لبرینت ها استفاده می شود، حرکت محوری و شعاعی محور بایستی بالانس شده باشد.

۴-۳-۵-۵ لبرینت قفل شونده<sup>۲</sup>

شکل ۴-۲۳ لبرینت قفل شونده

در این نوع لبیرنت ها نیز محور هم دارای تعداد مساوی دندانه های هم ارتفاع با دندانه های آب بند می باشد. محور ماشین هایی که از این نوع آب بندها استفاده می کنند بایست بالانس شده باشد (حرکت محوری محدود شده باشد).

#### ۴-۳-۵-۶ لبیرنت قابل سایش<sup>۱</sup>

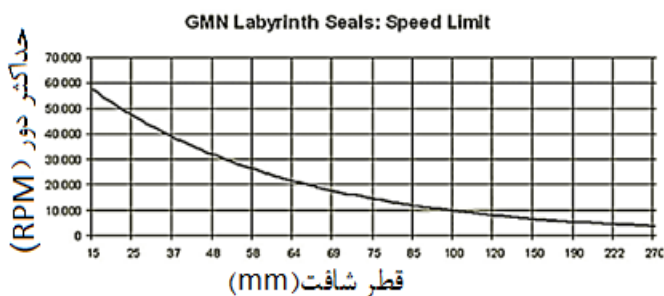


شکل ۴-۲۴ لبیرنت قابل سایش

این نوع لبیرنت ها دارای کمترین مقدار لقی می باشند و نوک دندانه های آن روی شافت قرار می گیرد و هنگام کارکرد مقداری از نوک آن به واسطه تغییرات شعاعی محور سائیده می شود. این نوع لبیرنت ها بواسطه کمترین لقی کمترین مقدار نشتی را نیز دارا می باشند اما برای ماشین هایی با حرکت شعاعی زیاد مناسب نمی باشند.

#### ۴-۳-۵-۷ محدودیت های لبیرنت سیل ها

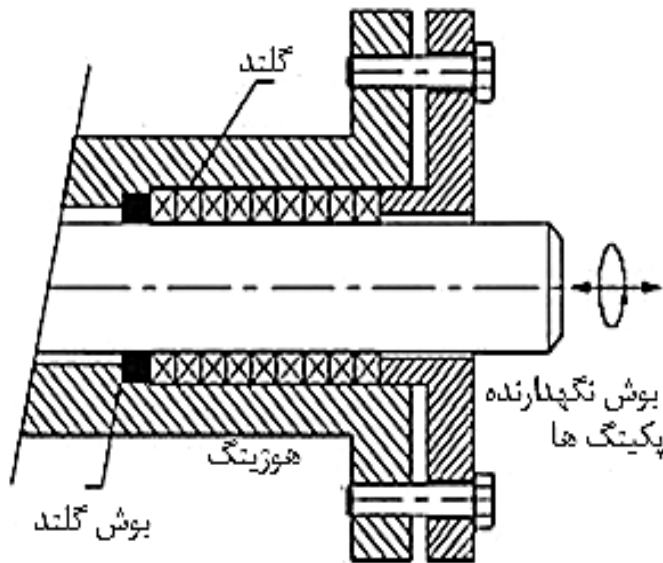
طراحی آب بند های فلزی بر اساس ماکزیمم سرعت شافت می باشد که این سرعت به قطر شافت بستگی دارد در شکل ۴-۲۵ نمودار حداکثر سرعت مجاز شافت بر اساس قطر شافت برای یک نمونه از آب بندهای فلزی نشان داده شده است.



شکل ۴-۲۵ نمودار تعیین حداکثر دور مجاز

۴-۳-۶ آب بندهای گلندی<sup>۱</sup>

معمولا چندین پکینگ<sup>۲</sup> به صورت سری با هم نصب می شود و بوسیله گلند که بوش های یکپارچه ای هستند، به منظور سفت کردن پکینگ ها جهت آب بندی بیشتر از آنها استفاده می شود (شکل ۴-۲۶) در صورتی که از پکینگها به همراه گلند استفاده شود، این نوع آب بندها را به عنوان آب بندهای دینامیک تقسیم بندی می کنیم. زمانیکه سیال مورد آب بندی یک سیال با دمای بالا باشد بایستی این نکته را مد نظر قرار دهیم که ابتدا پیچ های گلند را مقدار کمی سفت کنیم سپس اجازه دهیم تا محور متحرک تا دمای کاری گرم شود سپس آنرا سفت کنیم تا ناشی قطع شود. این امر به این لحاظ است که محور با گرم شدن به علت ضریب انبساط حرارتی افزایش حجم می دهد حال اگر در حالت سرد پیچ ها را سفت می کردیم با گرم شدن و متعاقبا افزایش حجم محور ممکن است محور از حرکت بایستد یا پکینگ ها به محور آسیب برساند، این موضوع در توربین های بخار در مورد آب بندی ساقه های تراشل ولو و استاپ ولو و سایر ولو ها که در آنها از پکینگ استفاده شده صدق می کند.



شکل ۴-۲۶ استافینگ باکس

### ۷-۳-۴ آب بند های لبه ای<sup>۱</sup>

آب بندهای وی شکل و یو شکل وی پکها و یو پکها از سیل های متحرکی هستند که برای آب بندی پیستون و شافت پمپ ها استفاده می شوند. جنس آنها معمولاً از چرم یا لاستیک طبیعی و مصنوعی یا پلاستیک می باشد. طرز نصبشان طوری است که فشار سیال لبه آب بند را به دیواره بچسباند و آب بندی را بهتر و کامل تر کند.

### ۱-۷-۳-۴ انواع V-seal

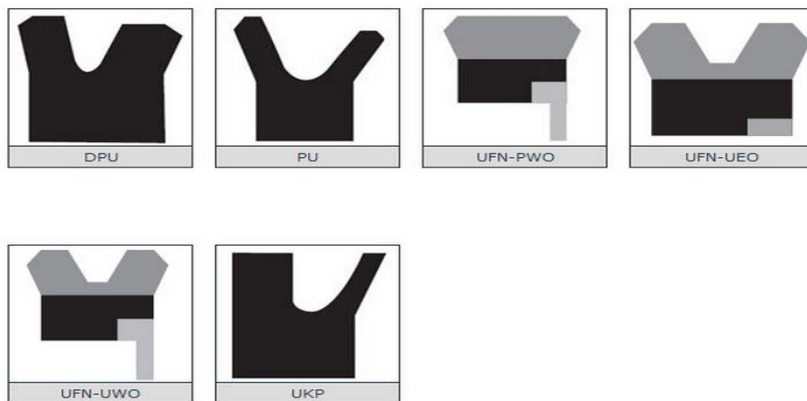
این نوع آب بند ها بسته به شکل ۴-۲۷ پروفایلشان با پسوندهایی ذکر شده در تصویر در نامگذاری تجاری سیل مشخص می شود.



شکل ۴-۲۷ انواع پروفایل وی سیل

### ۲-۷-۳-۴ انواع U-Seal

انواع U-seal نیز بر اساس پروفایل و ماده اولیه نامگذاری می شوند که دارای تنوع بسیار زیادی می باشد. شکل ۴-۲۸ تعدادی از پروفایل های این نوع آب بندها را نمایش می دهد.



شکل ۴-۲۸ تعدادی از پروفایل های یو سیل

۴-۳-۸ کاسه نمدها<sup>۱</sup>

شکل ۴-۲۹ کاسه نمد

در جاهایی که شافت از پوسته خارج می شود کاسه نمدها نصب می شوند. اگر فشار اتمسفر از فشار کاسه نمد بالاتر باشد از عبور هوا به داخل و اگر فشار پشت کاسه نمد بالاتر از فشار جو باشد از نشت سیال یا بخار به بیرون جلوگیری می کند. نکاتی که مصرف کننده کاسه نمد باید مطلع باشد:

در کاسه نمدها یک لاستیک وجود دارد که از پشت با یک فنر دایره ای شکل تقویت شده در اکثر کاسه نمدها یک لبه مانع لاستیکی نیز برای جلوگیری از ورود مواد خارجی و الودگیها به داخل تجهیزات در نظر گرفته می شود. گرمای بالای بین لبه آب بندی و محور گردان گاهی اوقات از ۱۵۰ درجه بالاتر می رود. در این دما روغن یا سیال دور لبه می سوزد و کربن زیاد در موضع آب بندی کاسه نمد را دچار اختلال می کند. خشک کار کردن از موارد دیگر خرابی کاسه نمد می باشد. لنگی دینامیکی و ضریب اصطکاک قطعات آب بندی از دیگر موارد خرابی کاسه نمدها هستند.

## ۴-۳-۸-۱ جنس کاسه نمد

تفلون<sup>۲</sup> (PTFE)

کاسه نمدهای تفلونی از جهت مقاومت در برابر حرارت و مواد شیمیایی بر کاسه نمدهای الاستومری برتری دارند. البته PTFE دارای شیارهایی برای آب بندی دارند. قاب خارجی این کاسه نمد فلزی می باشد که باید با چسب مخصوص آب بندی نمود. شیارهای آنها به صورت

یک جهت و حتما در جهت گردش محور ماشین در نظر گرفت. این کاسه نمدها در دمای ۶۰- تا ۲۲۰ درجه سانتیگراد با حداکثر سرعت ۳۰ متر در ثانیه را تحمل کنند.

#### لاستیک نیتریل (NBR)

لاستیک نیتریل را می توان برای بیشترین موارد کاربرد در انواع کاسه نمدها پیشنهاد نمود. مخلوط استاندارد مواد نیتریلیک مقاومت بسیار خوبی در برابر روغن و گریس دارد. فرمولهای مختلفی برای سوختها و مایعات صنعتی به کار گرفته می شود که قادر است حرارت از ۵۵- درجه سانتیگراد تا ۱۰۵ درجه سانتیگراد بطور مداوم و تا حرارت حداکثر ۱۵۰ درجه سانتیگراد بطور موقت کار کند.

#### لاستیک پلی اکریلیک (ACM)

ترکیبی است بر پایه لاستیک اکریلیک، این ترکیب گرانتز از ترکیبات NBR است. مزایای این ترکیب عمر ارتجاعی خوب و کارکرد طولانی در حرارت های بالا تا حدود ۱۵۰ درجه و در بعضی موارد تا حرارت ۱۸۰ درجه سانتیگراد می باشد، این نوع مواد مقاومت خوبی در برابر روغن های بر پایه EP و هیپوئیدها دارد، اما در حرارت پایین تر از ۳۰- درجه سانتیگراد بازدهی خوبی ندارند.

#### لاستیک سیلیکون (SI-MVQ)

مهمترین رده کاربردی لاستیک سیلیکون را باید جایی پیدا کرد که انواع لاستیک های تشریح شده قبلی که دارای ثبات کم در مقابل حرارت بالا و حالت ارتجاعی کم در حرارت پائین می باشند. این لاستیک از حرارت ۵۰- درجه تا حداکثر ۱۸۰ درجه سانتیگراد بازدهی خوبی دارد. این نوع مواد به دلیل خاصیت جذب روغن ، اصطکاک و سایش را به حداقل می رساند.

#### فلورو الاستومر- ویتون (FPM)

این لاستیک مقاومت خوبی در برابر انواع روغن های شیمیایی، سوختها و تغییرات آب و هوایی در حدود مقاومت حرارتی از ۳۰- تا ۲۲۵ درجه سانتیگراد می باشد.

#### کلروپرن (بای پرن)

این ترکیب کارائی خوبی از حرارت ۴۵- تا ۱۰۰ درجه سانتیگراد، مقاومت عالی در برابر زمان و اثر اوزن و تاثیر آب و هوایی دارد. در مقابل شعله مقاوم می باشد، مقاومت خوب در برابر متورم شدن در داخل روغن های معدنی و روغن های آب گونه و الکله را دارا می باشد. این

مواد زمانی مورد مصرف قرار می گیرد که نیاز به مقاومت در برابر روغن و شرایط آب و هوایی باشد.

#### پولیورتان (اورپان)

این نوع مواد از حرارت ۵۰- تا ۷۰ درجه سانتیگراد قابلیت کاردهی دارد. دارای قدرت بالای کششی و مقاومت در برابر سایش، پارگی، اوزن، تاثیرات آب و هوا و همچنین مقاوم در مقابل متورم شدن در داخل روغن های معدنی، گریس و هیدروکربن های الیافی می باشد. بهترین کاربرد مواد فوق برای فشارهای زیاد هیدرولیکی و پاک کننده های داخلی می باشد.

نمد

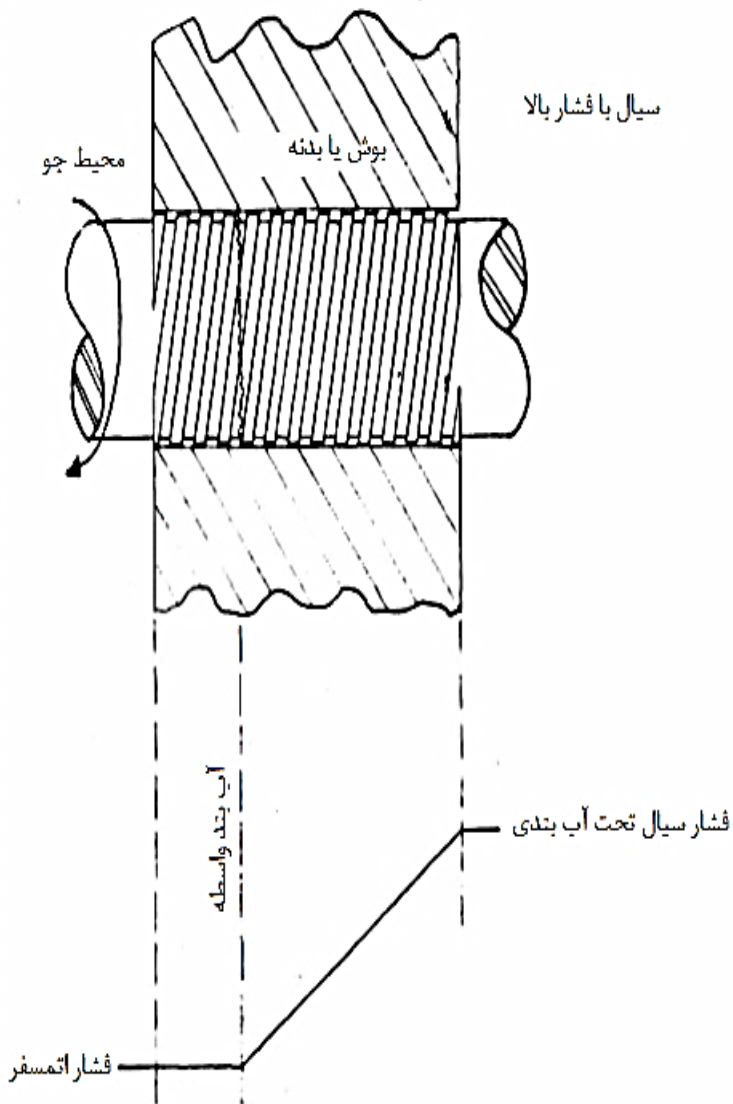
این مواد عموماً برای جلوگیری ورود خاک، جرم، کثیفی و ریختن و پاشیدن تناوبی روغن به مقدار کم و زیاد مورد استفاده قرار می گیرد.

چرم

این نوع کاسه نمد بدلیل جذب خوب روغن و چربی دارای مقاومت سایشی خیلی زیاد است و سرویس خوبی برای سطوح ناصاف و محور های کهنه و سائیده شده می دهد. چرم از ۷۰- تا ۱۰۰ درجه سانتیگراد در برابر حرارت مقاومت دارد.

#### ۴-۳-۹ آب بندهای ویسکوا<sup>۱</sup>

اساس کار این نوع آب بند ها به این صورت که اگر قطر شافت در مقایسه با مقدار لقی بین شافت و بدنه بسیار زیاد باشد. این فضای خالی توسط یک دیواره از سیال قابل پوشش می باشد که این دیواره با چرخش محور یک دارای فشاری در جهت مخالف فشار سیال تحت آب بندی می شود. لازم به ذکر این نوع آب بندها تنها در یک جهت چرخش شافت عملکرد صحیح دارند. این آب بندها دارای محدودیت فشار و لزجت سیال آب بندی هستند که با سرد و گرم کردن این نوع آب بند و متعاقباً تغییر لزجت سیال مقدار این محدودیت ها کاهش پیدا می کند این نوع آب بندها می توانند خنک کاری یا گرم شوند.



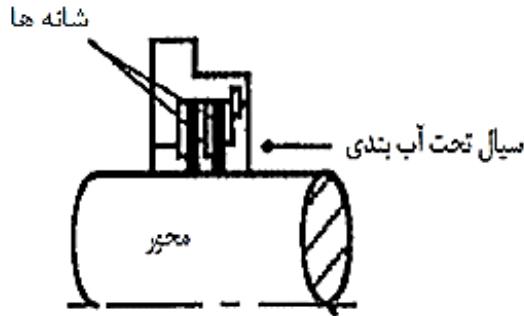
شکل ۴-۳۰ طرح کلی آب بند ویسکو

#### ۴-۳-۱۰ آب بند های شانه ای<sup>۱</sup>

این نوع آب بندها شبیه به آب بندهای لبیرنت هستند با این تفاوت که بجای دندانه در آنها شانه ایجاد می کنند. با این عمل مقدار نشتی آب بند تا ۵۰٪ نسبت به لبیرنت کاهش پیدا



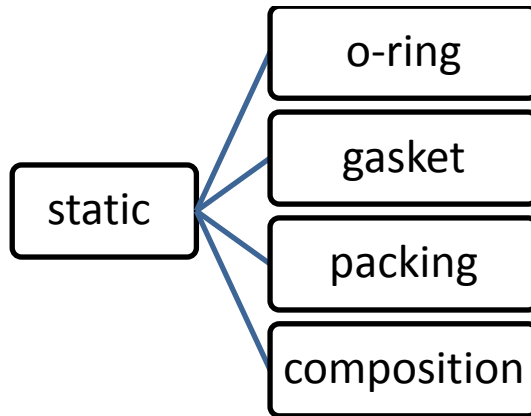
می کند و مقدار انعطاف پذیری آنها در برابر تغییرات شعاعی محور کاهش پیدا می کند. همچنین مقدار فضای طولی کمتری را اشغال می کند.



شکل ۴-۳۱ آب بند شانه ای

#### ۴-۵ آب بندهای استاتیک

به آب بندهایی که در آنها در دو قسمت تحت آب بندی نسبت به هم حرکت غیر محوری نداشته باشند آب بندهای استاتیک گفته می شود.



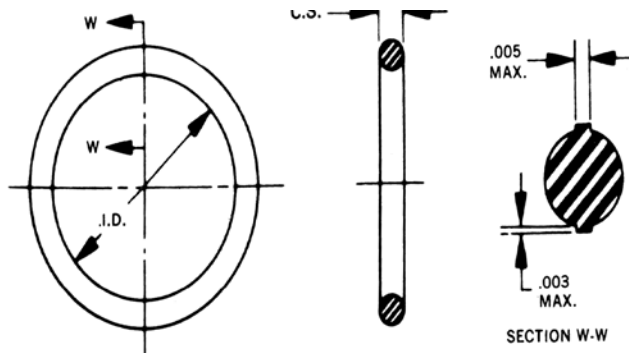
شکل ۴-۳۲ انواع آب بند استاتیک

#### ۴-۵-۱ اورینگ<sup>۱</sup>

معمولی ترین آب بند مورد استفاده در ماشین آلات می باشد. جنس آنها معمولاً از ترکیبات لاستیک های مصنوعی می باشند. یکی از نقاط ضعف اورینگها تاثیرپذیری آنها از دوره های حرارتی می باشد در طول دوره های حرارتی بالاتر از حد تحمل اورینگ ها دچار تغییرات

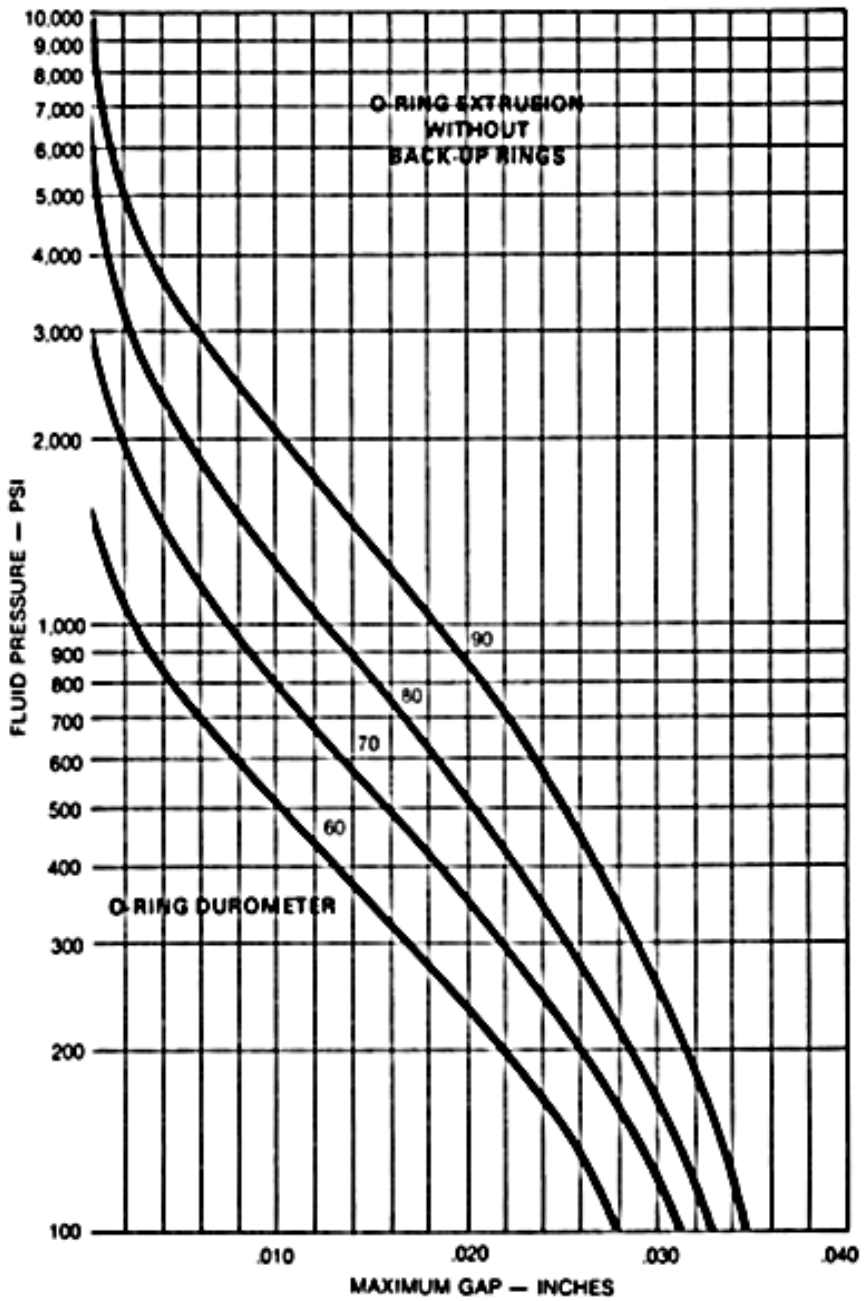
1-o-ring

شیمیایی در ساختار خود می شوند که این تغییر ساختار شیمیایی باعث افزایش سختی و کاهش تراکم پذیری اورینگ ها می شود. نکته مهمی که در نصب اورینگها بایستی به آن توجه کنیم این است که ضریب انبساط حرارتی لاستیک های اورینگ حدود ده برابر ضریب انبساط حرارتی فلزات می باشد به عنوان مثال ضریب انبساط حرارتی لاستیک نیتریل  $6.2 \times 10^{-5}$  per F می باشد از اینرو در ابعاد شیاری که اورینگ در آن قرار می گیرد بایستی مقدار گسترش ابعادی اورینگ ناشی از دمای کاری ماشین در نظر گرفته شود. شکل زیر ابعاد اصلی یک اورینگ را نشان می دهد



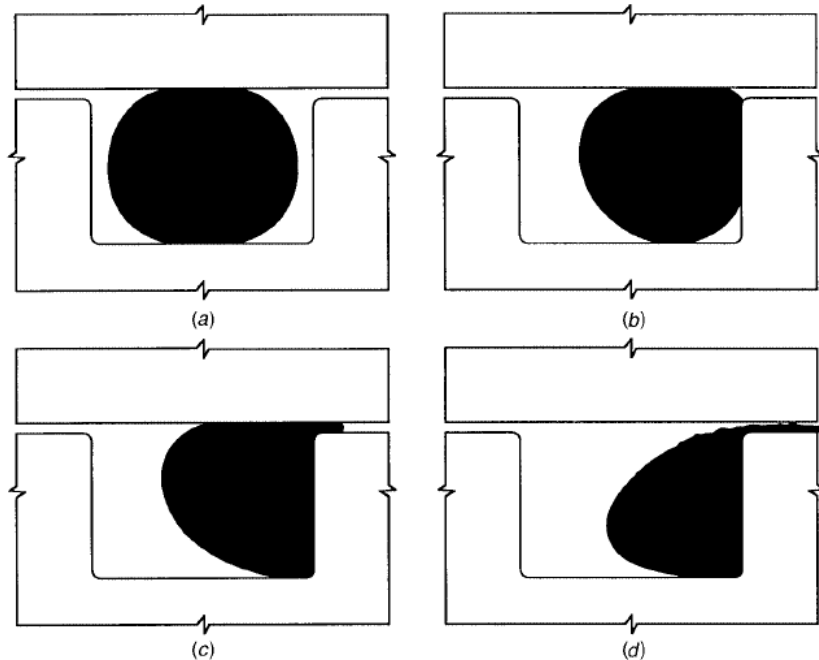
شکل ۴-۳۳ ابعاد اورینگ

طرح اورینگ طوری است که برای نصب در شیارها ساخته شده است و زمان نصب برای کاربرد های استاتیک حداکثر ۳۰٪ و برای کاربردهای با حرکت محوری حداکثر ۱۶٪ فشرده می شود. مقدار فشردگی اورینگ ها به مقدار سختی اورینگ بستگی دارد. در موارد استفاده متحرک عمر اورینگ به صافی سطح قطعه ها و اندازه بودن آن مربوط می شود. مقدار فاصله بین قطعه ثابت و متحرک بر اساس مقدار فشار سیال دارای محدودیت می باشد در نمودار ۴-۳۳ این محدودیت ها قابل محاسبه می باشد.



شکل ۴-۳۴ نمودار تعیین حداکثر لقی بر اساس فشار سیال

نصب صحیح اورینگ‌ها بسیار مهم می‌باشد در صورتی که اورینگ به صورت صحیح نصب نشود یا آب بندی به خوبی انجام نمی‌شود یا عمر اورینگ به شدت کاهش می‌یابد. شکل ۴-۳۵ انواع حالات نصب اورینگ‌ها را نمایش می‌دهد. تنها حالت نصب صحیح اورینگ‌ها حالت (a) می‌باشد و مابقی حالات ممکن غیرقابل قبول می‌باشد.



شکل ۴-۳۵ حالت‌های ممکن نصب اورینگ

مواد سازنده اورینگ لاستیک‌های مصنوعی می‌باشند که در ادامه انواع آن شرح داده شده است.

لاستیک نیتریل بوتادین (NBR)

از جمله لاستیک‌هایی است که قیمت نسبتاً کمی داشته و برای کار در دمای پایین مناسب است.

لاستیک اتیلن پروپیلن داین مونومر (EPDM)

این لاستیک در برابر حرارت بالا و در مقابل بسیاری از اسیدها مقاوم است.

لاستیک فلورین (وایتون) (FPM)

نوعی لاستیک که به نام وایتون هم شناخته می‌شود. نسبت به EPDM خاصیت ارتجاعی و مقاومت سایشی کمتری دارد اما در برابر درجه حرارت و تاثیر مواد شیمیایی مختلفی مقاوم است.

## پلی تترا فلورو اتیلن (تفلون PTFE)

یک نوع پلاستیک است که نسبت به لاستیک ها خاصیت ارتجاعی کمتری دارد اما مقاومت شیمیایی آن عالی است.

۴-۵-۲ پکینگ<sup>۱</sup>

این آب بندها برای قسمت های با فشار کم و حرکت خزی یا حرکت دورانی با سرعت بسیار پائین بکار می روند . در حقیقت عامل آب بندی کننده براساس افت فشار سیال در طول غلاف می باشند علت اینکه پکینگ ها باید دارای خواص پلاستیکی باشند این است تا مقدار فشردگی روی غلاف ها را تنظیم کنند و نیز خواص الاستیک جهت جذب انرژی و آسیب نرساندن به عضو متحرک را داشته باشند و به صورت رینگ هایی در داخل محفظه آب بندی قرار گیرند. انرژی اصطکاکی (گرما) تولید شده در اثر گردش شافت از طریق نشت مقدار کمی مایع از پوسته یا توسط محفظه خنک کاری پشت آن و یا استفاده از هر دو دفع می شود .

## ۴-۵-۲-۱ جنس پکینگ ها

## آزبستوس

که برای درجه حرارت های پایین از آن استفاده می کنند . این پکینگ ها قبلا بوسیله گرافیت یا روغن ، روغن کاری می شوند.

## فلزی

این پکینگ ها برای فشارها و دماهای بالا استفاده می شوند . پکینگ های متالیک ترکیبی از فویل فلزی (مس ، آلومینیم ، باییت و .... ) با گرافیت یا مواد چرب کننده دیگر می باشند. روغنکاری نقش مهمی در این آب بند دارد زیرا اگر خشک کار کند روی سطح تماس خط می اندازد.

۴-۵-۳ گسکت<sup>۱</sup>

کسکت ها آب بندهایی برای آب بندی بین دو سطح جفت شونده می باشند گسکت ها دارای انواع مختلفی به شرح ذیل می باشد.

۴-۵-۳-۱ گسکت تخت<sup>۲</sup>

گسکت تخت از جنس آزبست و یا تفلون و یا گرافیت می باشد و در سطوح ساده و برجسته و شیار دار استفاده می شود.

#### ۴-۵-۳-۲ گسکت حلزونی<sup>۱</sup>

این نوع گسکت دارای یک لایه از جنس فولاد ضد زنگ و یک لایه پرکننده از جنس آزبست یا تفلون و یا گرافیت می باشد که با مقطع V شکل و بصورت فشرده دور هم پیچیده شده است (مقطع V شکل باعث می شود این گسکت ها فشار بیشتری تحمل کنند) ضخامت این نوع گسکت برای تمام اندازه ها و کلاسها یکسان می باشد. این گسکتها از ترکیب یک فلز شکل داده شده سیمی و مواد نرم پرکننده تشکیل گردیده اند. شکل این گسکت ها هنگامیکه در بین دو فلنج فشرده می گردند تاثیر زیادی در آب بندی دارد.

جدول ۴-۱ کاربرد واشرهای اسپیرال در دماهای مختلف را نمایش می دهد.

جنس فیلر	حد پائین دما(سانتی گراد)	حد بالای دما(سانتی گراد)
گرافیت	-۲۱۲	۵۱۰
تفلون	-۲۴۰	۲۳۰
آزبست	-۱۵۰	۴۵۰
سرامیک	-۲۱۲	۱۰۹۰
میکا گرافیت	-۲۱۲	۳۴۵

جدول ۴-۱ کاربردهای دمایی واشرهای اسپیرال

#### ۴-۵-۳-۳ لایه با پوشش فلزی

این نوع لایه از جنس آزبست ، تفلون و یا گرافیت می باشد که از زیر و رو با صفحه فلزی پوشش شده است. این نوع لایه در سطوح برجسته و شیاردار و مبدلهای حرارتی استفاده می شود.

#### ۴-۵-۳-۴ انتخاب گسکت مناسب

انتخاب گسکت مناسب جهت کاربردهای ویژه کار نسبتا سختی می باشد. در انتخاب یک گسکت چهار ایتام اساسی باید در نظر گرفته شود:

- مقدار دما
- نوع سیال
- مقدار فشار
- نوع فلنج و تعداد پیچها

#### ۴-۵-۴ ترکیب های آب بندی<sup>۱</sup>

بدنه توربین ها معمولا به صورت دو تکه ساخته می شود و پس از نصب روتور قسمت فوقانی نصب می شود و با تعدادی پیچ محکم می شود. بین دو قسمت فوقانی و تحتانی یا بوسیله یک لایه ترکیب آب بندی می شود و سطوح تماس با آن آغشته می شود. انواع ترکیبات آب بندی متداول در دو دسته پر کاربرد تقسیم بندی می شوند.

#### ۴-۵-۴-۱ ترکیبات پایه سرب<sup>۲</sup>

این ترکیب از پودر سرب معدنی<sup>۳</sup> خالص و یک هیدروکربن تبخیر ناپذیر که هیچ وقت خشک نمی شود تشکیل شده است. این ترکیب غیر قابل نفوذ در برابر نمک، آب، آمونیاک، بخار آب، انواع هیدروکربن و انواع روغن ها می باشد. این ترکیب تنها برای مکانهایی که در آن اکسیژن خالص یا فریون وجود دارد غیر قابل استفاده می باشد. این ترکیبات در کنار آب بندی و ممانعت از گیر کردن قطعاتی که با هم در تماس هستند مانع خوردگی این سطوح نیز می شود. همچنین این ترکیب تا دمای ۷۰۰ درجه فارنهایت و فشار ۵۰۰۰۰ psi قابل استفاده می باشد. شکل ۴-۳۶ یک نمونه تجاری از این ترکیب را نشان داده است.



شکل ۴-۳۶ ترکیب آب بندی پایه سرب

۴-۵-۴ پایه روی<sup>۱</sup>

این ترکیب تنها برای قطعاتی با جنس آلومینوم یا آلیاژهای آلومینوم که با یک فلز همجنس یا ناهمجنس در تماس هستند مورد استفاده قرار می گیرد. شکل ۳۷-۴ یک نمونه تجاری از این ترکیب را نمایش می دهد.



شکل ۴-۳۷ ترکیب آب بندی پایه روی

هنگام محکم کردن پیچ های بدنه بایستی به این نکته توجه داشته باشیم که همه پیچ ها تا یک گشتاور خاص که توسط سازنده توزین ارائه می شود محکم شوند. همچنین گاهی اوقات ترتیب محکم کردن پیچ ها نیز ارائه می شود برای اندازه گیری مقدار گشتاوری که پیچ با آن محکم شده است از یک آچار مجهز به ترک متر استفاده می شود. یک نمونه از این آچار در شکل ۴-۳۸ نمایش داده شده است.



شکل ۴-۳۸ آچار ترک متر



## یاتاقان در توربین بخار

## ۵-۱ یاتاقان

یاتاقان‌ها<sup>۱</sup> اجزایی از یک ماشین می‌باشند که کلیه بارهای شعاعی<sup>۲</sup> و مقداری یا تمام بارهای محوری<sup>۳</sup> روتور را جذب می‌کنند یا به عبارتی تکیه‌گاه<sup>۴</sup> هر محور را یاتاقان گویند. محور یک روتور می‌تواند سه نوع حرکت خطی<sup>۵</sup> (محوری) و چرخشی<sup>۶</sup> و شعاعی<sup>۷</sup> یا به عبارت دیگر دارای تعدادی درجات آزادی<sup>۸</sup> می‌باشد که بجز چرخش شافت حول خط مرکزی<sup>۹</sup> خودش مابقی درجات آزادی بایستی محدود شوند. در توربین بخار انواع مختلف یاتاقان بکار برده می‌شود که در ادامه توضیح داده می‌شود. در توربین‌های بخار نیز شافت توربین حرکت‌های مختلفی دارد که این حرکت‌ها توسط یاتاقان‌ها محدود می‌شوند.



شکل ۵-۱ انواع حرکات ممکن یک محور

هر یاتاقان در حالت کلی دو وظیفه اساسی را در ماشین بر عهده دارد:

- محدود کردن نیروهای شعاعی و محوری
  - کاهش اصطکاک در برابر حرکت چرخشی محور
- یاتاقان‌ها را می‌توان بر اساس نوع نیروی جذبی از محور به سه دسته تقسیم می‌شوند:

- یاتاقان‌های محوری<sup>۱۰</sup>
- یاتاقان‌های شعاعی<sup>۱۱</sup>
- یاتاقان‌های شعاعی-محوری

اما برای شروع بررسی یاتاقان‌ها از تقسیم‌بندی دیگری که بر اساس مکانیزم کاهش اصطکاک می‌باشد استفاده می‌کنیم بر این اساس یاتاقان‌ها به دو دسته تقسیم می‌شوند:

- یاتاقان‌های لغزشی<sup>۱۲</sup>
- یاتاقان‌های غلتشی<sup>۱۳</sup>

1-bearings 2-radial load 3-thrust load 4-pivot 5-axial movement 6-rotation 7-radial movement  
8-degree of freedom 9-centerline 10-thrust bearings 11-radial bearings 12-sliding bearings 13-rolling bearings

## ۵-۲ یاتاقان لغزشی

این گروه از یاتاقانها کاربرد فروانی در انواع ماشین آلات بویژه ماشین های با سرعت بالا دارند نیروهای اعمال شده بر یاتاقانها می تواند به صورت شعاعی یا محوری و یا هر دو باشد. یاتاقانهای لغزشی به صورت بالقوه عمر نامحدود دارند ولی عملاً عمر یاتاقانها تابعی از بار اعمالی، دما، شرایط نگهداری و تعمیرات، ارتعاش، روانکاری ساختار یاتاقان و سایر عوامل دیگر می باشد. این یاتاقان ها از نظر ساختاری به سه دسته تقسیم بندی می شوند.

### الف- یاتاقانهای تک لایه

ساختمان این یاتاقان ها معمولاً تنها از یک آلیاژ<sup>۱</sup> ساخته شده است.

### ب- یاتاقانهای دولایه

پوسته این یاتاقان ها از جنس فولاد یا چدن می باشد و یک لایه از آلیاژ دیگر که معمولاً بابت<sup>۱</sup> می باشد سطح داخلی بوش را تشکیل می دهد. این یاتاقان ها عمومی ترین نوع مورد استفاده در ماشین آلات با سرعت بالا از جمله توربین های بخار می باشد.

### پ- یاتاقاهای چند لایه

این یاتاقان ها از چند لایه از جنس های مختلف تشکیل شده است. همچنین می توان این یاتاقان ها را از جهت ساختار به صورت دیگری نیز تقسیم بندی کرد که بر اساس آن یاتاقان ها به دو گروه زیر تقسیم بندی می شوند:

### الف- یاتاقان های دیواره ضخیم

در این یاتاقان ها ضخامت دیواره یاتاقان حدود  $\frac{1}{10}$  تا  $\frac{1}{8}$  قطر یاتاقان را تشکیل می دهد در اکثر توربوماشین ها از جمله توربین های بخار از این ساختار استفاده می شود. در این یاتاقان ها در صورت تخریب لایه بابت می توان آنها را مجدداً بابت ریزی کرد.

### ب- یاتاقان های دیواره نازک

این یاتاقان ها عموماً در ماشین های رفت و برگشتی و موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار می گیرند ضخامت دیواره این یاتاقان ها  $\frac{1}{30}$  قطر یاتاقان را تشکیل می دهد. همچنین ضخامت بابت نیز نسبت به یاتاقان های دیواره ضخیم کمتر می باشد و معمولاً بین ۰/۰۰۲ تا ۰/۰۰۵ اینچ می باشد. این ساختار باعث انعطاف پذیری این یاتاقان ها می شود. به طور کلی این یاتاقان ها برای موقعیت هایی که وزن کم و انتقال بار زیاد می باشد مفید است.

### ۵-۳ فلز سطح داخلی یاتاقان

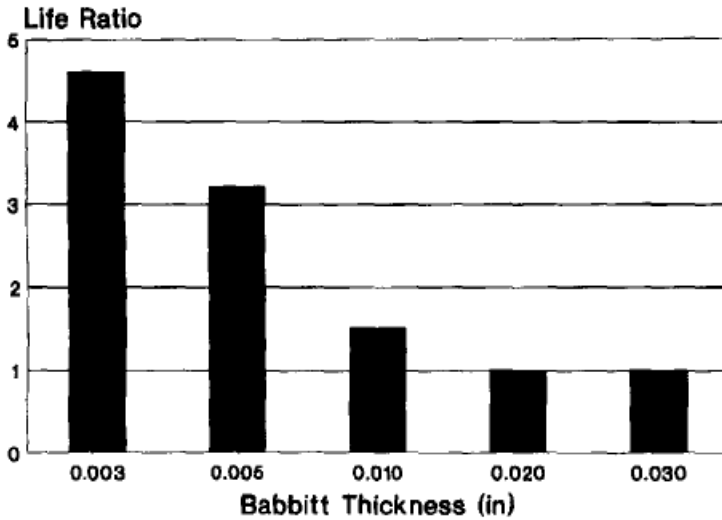
موادی که در ساخت یاتاقانهای لغزشی استفاده می‌شود معمولاً از فلزاتی نظیر فولاد، آلیاژهای مس، آلیاژهای آلومینیوم و بابت و .... و بعضی از سرامیک‌ها و پلاستیک‌ها (مانند نایلون، تفلون، تفلون نسوز) و بعضی دیگر از مواد می‌باشند. مواد قدیمی از جمله چوب نیز در ساخت یاتاقان استفاده می‌شده‌اند. فلزی که سطح داخلی یاتاقان را تشکیل می‌دهد بایستی دارای خواص مختلفی که در ادامه ذکر می‌شود باشد

- پایین بودن مدول الاستیسیته<sup>۱</sup>
- قلبلیت جذب ذرات معلق در روغن
- داشتن استحکام کافی در مقابل تنش‌های فشاری و عامل خستگی<sup>۲</sup>
- مقاومت در برابر خوردگی شیمیایی
- داشتن ضریب هدایت حرارتی بالا

آلیاژهای مختلفی به عنوان پوشش سطح داخلی یاتاقان‌های لغزشی مورد استفاده قرار می‌گیرد. بابت یکی از پرکاربردترین این نوع آلیاژها می‌باشد ضخامت بابت معمولاً بین ۰/۵ تا ۱/۳ میلیمتر می‌باشد. از خصوصیات دیگر بابت این است که خود را با کمی خارج از مرکز بودن محور تطبیق می‌دهد و خاصیت جذب ذرات خارجی را نیز دارد. بنابراین رویه محورها از ناصافی و خراشیدگی در امان می‌ماند. نقطه ضعف بابت در تحمل خستگی می‌باشد. این عدم مقاومت در برابر خستگی بویژه زمانیکه ضخامت بابت از ۰/۳ میلیمتر بیشتر شود بارزتر می‌شود. نمودار شکل ۵-۲ نسبت مقاومت در برابر خستگی نسبی را در برابر ضخامت بابت نمایش می‌دهد. البته در توربوماشین‌ها مقدار بار وارد به یاتاقان بخاطر وزن ثابت روتور ثابت می‌باشد از اینرو شرایط ایجاد خستگی در بابت اتفاق نمی‌افتد این مسئله زمانی مشکل ساز می‌شود که مقداری نابالانسی در روتور وجود داشته باشد از اینرو یک بار متناوب بخاطر نابالانسی به یاتاقان وارد می‌شود که موجب خسته کردن بابت می‌شود.

مهمترین خواص بابت عبارتند از

- مقاومت در برابر چسبیدن به محور
- مقاومت در برابر خوردگی
- قابلیت مطابقت با محور



شکل ۵-۲ نمودار راتیو عمر بابت نسبت به ضخامت بابت

در جدول آلیاژهای بابت بر اساس استاندارد SAE دسته بندی شده اند.

SAE Spec No	Sn Tin %	Cu Copper %	Sb Antimony %	Pb Lead %	Fe Iron %	As Arsenic %	Bi Bismuth %
No10	90 min	4 to 5	4 to 5	0.35 max	0.08 max	0.10 max	0.08 max
No11	86 min	5 to 6.5	6 to 7.5	0.35 max	0.08 max	0.10 max	0.08 max
No12	59.5 min	2.25-3.75	9.5-11.5	26.0 max	0.08 max	0.0	0.08 max
No13	4.5 - 5.5	0.5 max	9.25-10.75	86.0 max	0.0	0.2 max	0.0
No14	9.25-10.75	0.5 max	14-16	76.0 max	0.0	0.2 max	0.0

جدول ۵-۱ آلیاژهای استاندارد SAE بابت

همچنین آلیاژهای بابت ها بسته به مقدار ترکیبات بر اساس استاندارد ASTM گریدبندی می شوند. تنها گرید ۱۵ حاوی ۰/۱٪ آرسنیک نیز می باشد.

ASTM Spec No	Sn Tin %	Cu Copper %	Sb Antimony %	Pb Lead %	Fe Iron %	As Arsenic %	Bi Bismuth %
No1	91	4.50	4.50	0.00	0.0	0.0	0.0
No2	89	3.50	7.50	0.00	0.0	0.0	0.0
No3	84	8.00	8.00	0.00	0.0	0.0	0.0
No7	10.0	0.0	15.0	75.0	0.0	0.0	0.0
No8	5.0	0.0	15.0	80.0	0.0	0.0	0.0
No13	6.0	0.0	10.0	84.0	0.0	0.0	0.0
No15	1.0	0.0	16.0	83.0	0.0	0.10*	0.0

جدول ۵-۲ آلیاژهای استاندارد ASTM بابت

همچنین علاوه بر بابت آلیاژهای دیگری نیز به عنوان آلیاژهای یاتاقان وجود دارد.

SAE Spec No	Cu Copper %	Sn Tin %	Pb Lead %	Zn Zinc %	Sb Antimony %	As/ Fe / P / Na (%)
SAE No 10	2.25 to 3.75 max	90 min	0.35	0.00	4.0 to 5.0	(Fe)0.08max (As)0.10max
SAE No 110	4.25 to 4.75 max	87.75 min	0.35	0.00	7.0 to 8.5	(Fe)0.08max (As)0.10max
SAE No 11	5 to 6.5 max	86.0 min	0.35	0.00	6.0 to 7.5	(Fe)0.08max (As)0.10max
SAE No 13	0.50 max	4-5 to 5.5 min	86.0	0.00	9.75 to 10.75	(As) 0.60 max
SAE No 14	0.50 max	9.25 - 10.75 min	76.0	0.00	14 to 16	(As) 0.00 max
SAE No 64 *	78.5 to 81.5	9 to 11	9 -11	0.75 Max	0.00	(P) 0.25
SAE No 660	81 to 85	6.5 to 7.5	6 to 8	2 to 4	0.2 max	(Fe) 0.2
SAE No 67 **	76.5 to 79.5	5 to 7	14.5 to 17.5	4	0.4 max	(Fe) 0.4
SAE No 63 ***	86 to 89	9 to 11	1 to 2.5	0.5 max	0.00	(P) 0.25

جدول ۵-۳ سایر آلیاژ یاتاقان

علاوه بر این آلیاژهای زیر نیز دسته بندی شده است

Elements	Copper-Lead type				Cadmium type	
	No 48	No 480	No 481	No 482	No 18	No 180
Copper %	69 to 74	54.5 min	68 to 75	68 to 75	0.005 max	0.40 to 0.75
Lead %	26 to 31	35 to 45	23 to 27	23 to 27	0.02 max	0.02 max
Tin %	0.05 max	0.001 max	2 to 4	2 to 4	0.01 max	0.01 max
Iron %	0.25 max	0.20 max	0.35 max	0.10 max	0.00	0.00
Zinc %	0.10 max	0.00	0.10 max	0.10 max	0.02 max	0.02 max
Nickel %	0.01 max	0.00	0.01 max	1.00 max	1 to 1.5	0.00
Silver %	1.50 max	0.00	0.20 max	0.00	0.00	0.5 to 1.0
Phosphor %	0.01 max	0.00	0.01 max	0.05 max	0.00	0.00
Cadmium %	0.00	0.00	0.00	0.00	98.5 min	98.25 min
Other %	0.15 max	0.30 max	0.20 max	0.10 max	0.00	0.00

جدول ۵-۴ سایر آلیاژها

در یک تقسیم بندی دیگر یاتاقانها نیز به دو دسته تقسیم می شوند:

- یاتاقان های لغزشی شعاعی
- یاتاقان های لغزشی محوری

#### ۵-۲-۱ یاتاقان های لغزشی شعاعی

این یاتاقان ها از یک تکه بوش فلزی تشکیل شده است. بخاطر لغزیدن محور در سطوح یاتاقان اصطکاک لغزشی نا خواسته ای به وجود می آید. مکانیزم کاهش اصطکاک آن بوسیله ایجاد بستر یک لایه روانکار که بین محور و یاتاقان ایجاد می کند می باشد. فیلم روغن ایجاد شده در این یاتاقانها، تماس فیزیکی بین محور و یاتاقان را به تماس هیدرودینامیکی تبدیل می نماید این یاتاقان ها در اکثر توربین های بخار به عنوان یک جز اساسی و حساس به حساب می آید.

این یاتاقان‌ها برای هر تعداد دورانی قابل مصرف می‌باشند ولی عیب آنها در بالا بودن مقاومت شروع به کارشان می‌باشد که بوسیله پمپ کردن روانکار در زمان راه اندازی این عیب قابل برطرف شدن می‌باشد.

یاتاقان‌های لغزشی شعاعی را عمدتاً یاتاقان شعاعی<sup>۱</sup> نیز می‌نامند. همچنین این یاتاقان‌ها بدون استفاده از یک لایه روانکار بی معنی می‌باشند. بسته به نحوه روانکاری این یاتاقان‌ها به سه دسته تقسیم بندی می‌شوند:

- هیدرودینامیک<sup>۲</sup>
- هیدرواستاتیک<sup>۳</sup>
- هیبرید<sup>۴</sup>

در ادامه شش نمونه پرکاربرد از این یاتاقان‌های هیدرودینامیک را معرفی و بررسی می‌کنیم. این شش نمونه عبارتند از:

- Plain Cylinder
- Pressure Dam
- Lemon Bore
- Offset pivot
- Multi-lobe
- Tilting-pad

### ۵-۲-۱- یاتاقان‌های لغزشی شعاعی Plain Cylinder

این نوع یاتاقان‌ها در دو نوع دو شیاره و چهار شیاره تقسیم بندی می‌شوند.

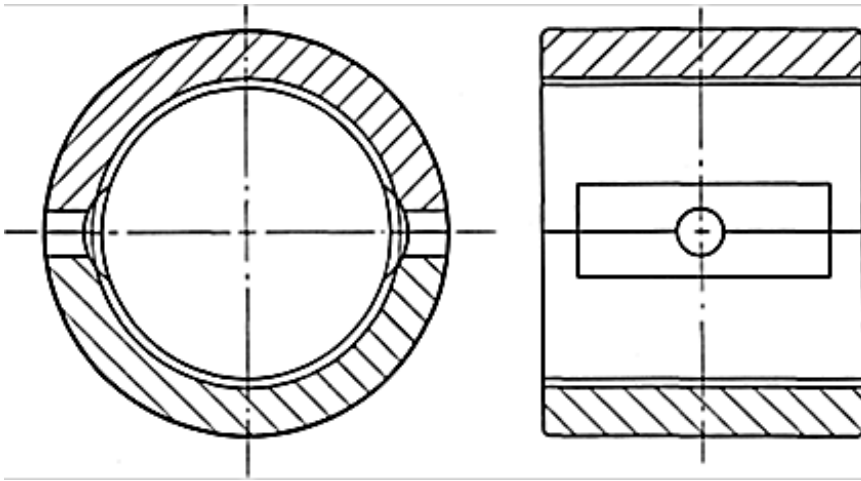
#### دو شیاره

همانگونه که از شکل ۵-۳ پیداست این یاتاقان‌ها از یک استوانه تو خالی دو لایه که قسمت ضخیم تر بدنه فولادی و قسمت نازک از بابت می‌باشد و دارای دو شیار طولی جهت هدایت روانکار می‌باشد تشکیل شده است. این یاتاقان‌ها بیشترین کاربرد را در ماشین‌آلات دارند.

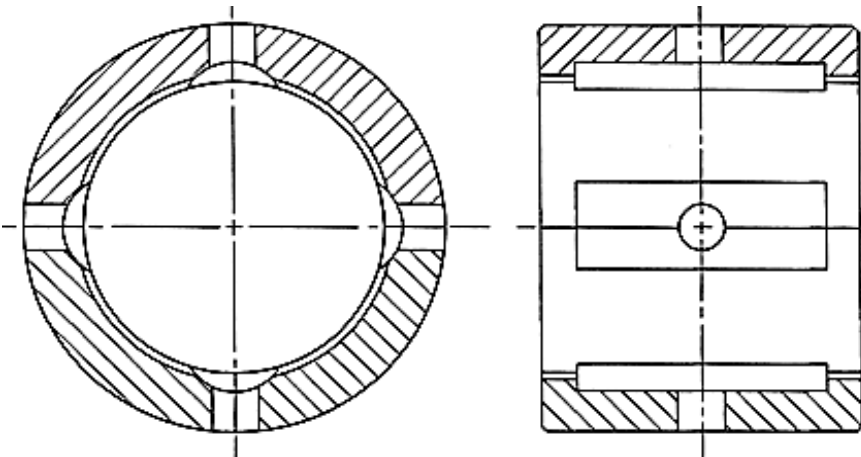
#### چهار شیاره

این نوع یاتاقان‌ها نیز از یک استوانه تو خالی با چهار شیار افقی که با هم ۹۰ درجه فاصله دارند تشکیل شده است. طرح کلی این یاتاقان در شکل ۵-۴ نمایش داده شده است.





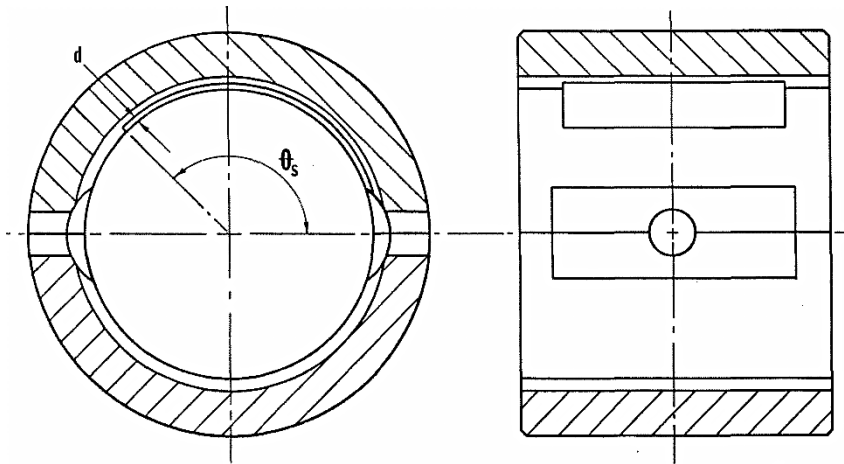
شکل ۵-۳ plain bearing دو شیاره



شکل ۵-۴ plain bearing چهار شیاره

### ۵-۲-۱-۲-۵ یاتاقان های شعاعی pressure dam

این نوع یاتاقان ها (شکل ۵-۵) از یک سیلندر توخالی دو لایه به همراه یک تورفتگی با عمق در قسمت لایه بایستی  $d$  و زاویه  $\theta_s$  نسبت به خط عمودی قائم بر مرکز یاتاقان به صورت جانبی در نیمه بالایی سیلندر قرار می گیرد تشکیل شده است. در این یاتاقانها یک اختلاف فشار بین قبل و بعد از تورفتگی وجود دارد که این اختلاف فشار باعث وارد کردن نیرو به بالای محور و هدایت آن به سمت پایین یاتاقان می شود که این امر به پایداری محور کمک می کند.



شکل ۵-۵ یاتاقان شعاعی pressure dam

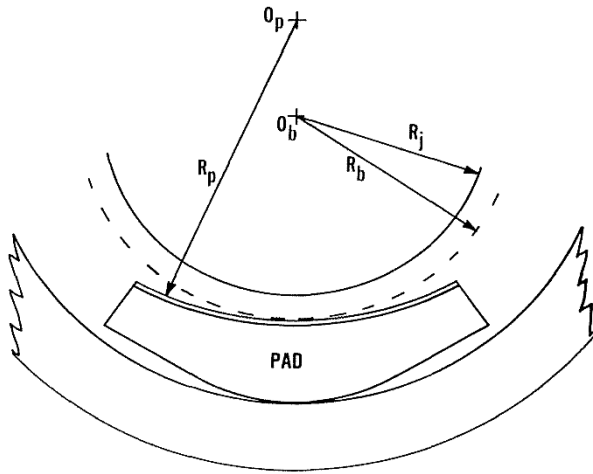
#### ۴-۵ پیش بار<sup>۱</sup>

یاتاقان هایی که تا به اینجا بررسی شد در همه آنها لایه بایستی با بدنه یاتاقان هم مرکز بودند که به آن یاتاقان های مدور می گویند. اما یاتاقان های دیگری وجود دارند که در آنها لایه بایست و بدنه یاتاقان با هم هم محور نیستند که به آنها یاتاقان های غیر مدور می گویند. شکل یک تکه از یک یاتاقان را که در آن دو شعاع متفاوت برای یاتاقان وجود دارد.

- شعاع مجموعه یاتاقان<sup>۲</sup>  $R_b$
- شعاع پد<sup>۳</sup>  $R_p$

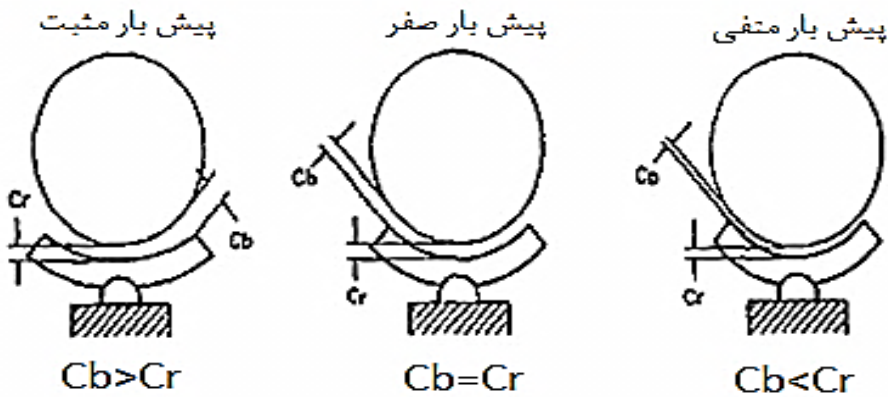
ترکیب این دو شعاع با هم کمیت بدون بعد پیش باری را ارائه می دهد. پیش بار، عددی بدون بعد بوده که نسبت قطر داخلی پد، قطر یاتاقان و قطر محور را بیان می کند. در شکل  $R_p$  شعاع یک پد ماشین کاری شده را با مرکز  $O_p$  می باشد و  $R_b$  شعاع مجموعه یاتاقان با مرکز  $O_b$  مرکز کل مجموعه یاتاقان می باشد. چنانچه  $O_p$  و  $O_b$  با هم هم مرکز باشند  $R_p$  با  $R_b$  برابر می شود و مقدار پیش باری برابر صفر می باشد. در این حالت اگر محور در مرکز یاتاقان قرار داشته باشد قوس پد با سطح محور هم مرکز می شود. اگر شعاع پد از شعاع مجموعه یاتاقان بیشتر باشد مانند شکل مراکز منحنی با هم خارج از مرکزی خواهند داشت. مقدار شعاع مجموعه یاتاقان عبارت است از فاصله مرکز مجموعه یاتاقان  $O_b$  تا نقطه ای از سطح پد که دارای حداقل فاصله با محور می باشد.

1-preload 2-bearing set bore radius 3-pad machined bore radius



شکل ۵-۶ شعاع های مختلف در یاتاقان های غیرمدور

اغلب شعاع مجموعه یاتاقان را می توان به عنوان بیشترین شعاع محوری که می توان وارد یاتاقان کرد. پیش بار با حرکت پد به سمت درون یاتاقان افزایش پیدا می کند از اینرو بیشترین پیش باری هنگام تماس پد با محور اتفاق می افتد که این پیش باری مقدار واحد در نظر گرفته می شود. پیش باری باعث به روغن در جهت نقطه میانی پد نیرو وارد شود که این امر سبب ایجاد یک گوه روغن می شود. شکل زیر سه حالت مختلف پیش باری را نشان می دهد.



شکل ۵-۷ حالت های مختلف پیش بار

که

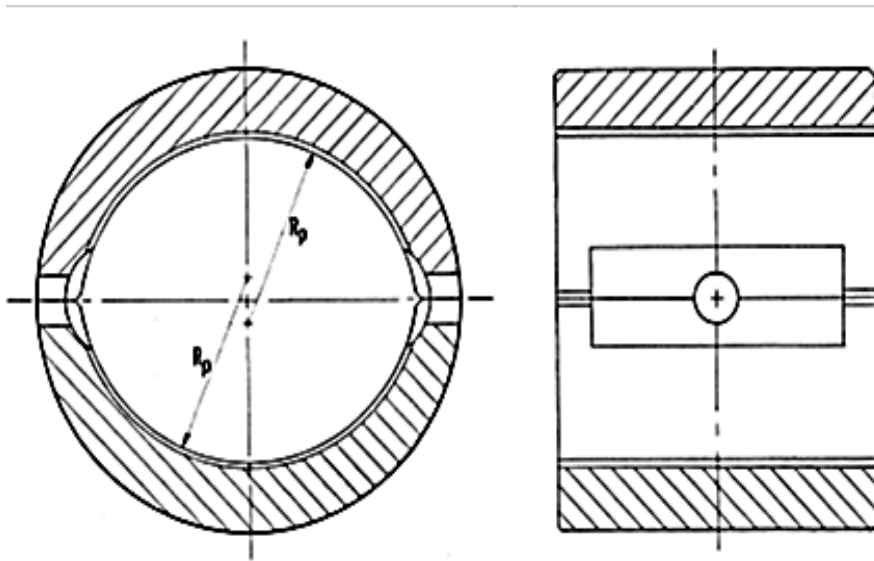
لقی شعاعی یاتاقان =  $C_b$ لقی شعاعی پد =  $C_r$ 

همانگونه که از شکل ۵-۷ مشخص است بیش باری می تواند مثبت منفی یا صفر باشد. بیش باری را می توان با استفاده از فرمول زیر محاسبه کرد.

$$Preload = 1 - \left(\frac{C_r}{C_b}\right)$$

### ۵-۲-۱-۳ یاتاقان های لغزشی شعاعی *Lemon Bore*

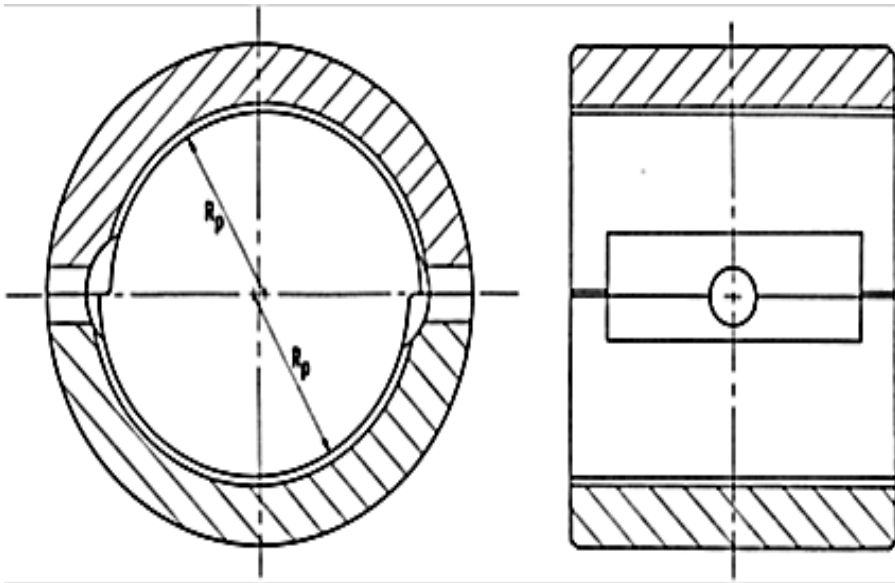
یاتاقان های *Lemon Bore* را می توان به عنوان یاتاقانی با دو پد عمودی ثابت که به صورت عمودی پیش بار می شود تعریف کرد. در این یاتاقان ها مقدار لقی عمودی کمتر از مقدار لقی افقی می باشد و همانگونه که در شکل ۵-۸ مشاهده می شود منحنی سطح بابیت نیمه بالایی و پایینی یاتاقان دارای دو مرکز جداگانه می باشند.



شکل ۵-۸ یاتاقان *lemon bore*

### ۴-۱-۲-۵ یاتاقان های شعاعی لغزشی Offset Split

در ساخت این یاتاقان ها (شکل ۵-۹) ابتدا هر دو نیمه یاتاقان به صورت هم مرکز ساخته می شود و پس از آن دو نیمه به صورت افقی نسبت به هم تغییر وضعیت داده می شوند که این امر باعث خارج شدن دو نیمه یاتاقان با یک اختلاف مراکز دو نیمه در راستای افقی می شود. در این یاتاقان ها لقی افقی کمتر از لقی عمودی می باشد.



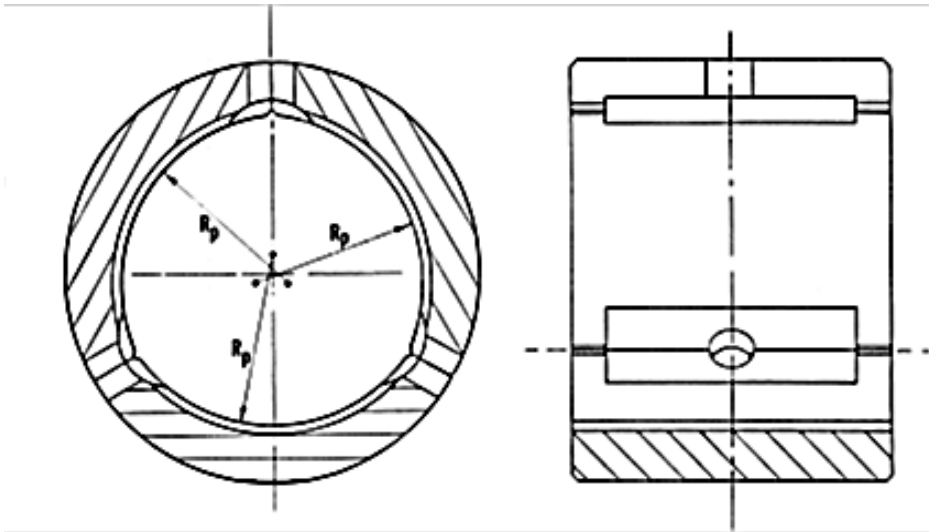
شکل ۵-۹ یاتاقان offset split

### ۵-۱-۲-۵ یاتاقان های لغزشی شعاعی Multi Lobe

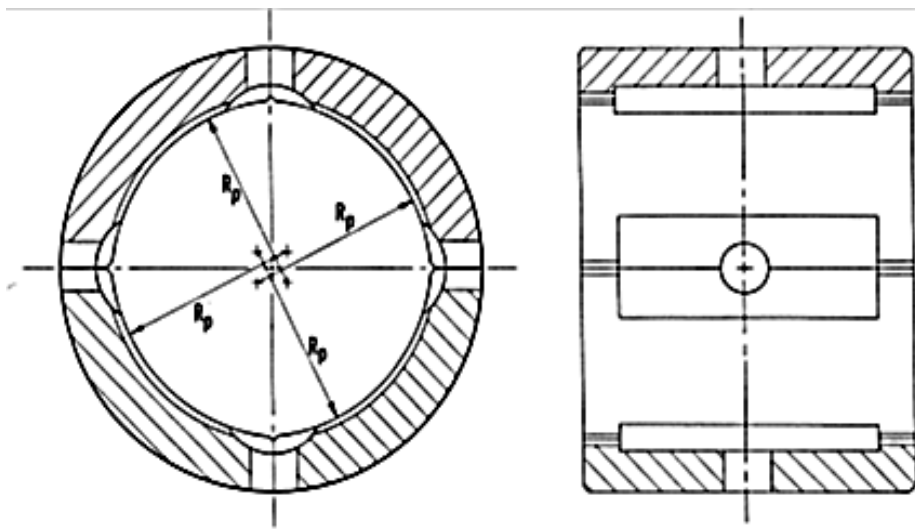
اساس کار این یاتاقان ها شبیه یاتاقان های *Lemon Bore* می باشد با این تفاوت که تعداد پد های ثابت که در اینجا گوشه نامیده می شوند بیشتر از دو عدد می باشد متعاقباً تعداد مرکز منحنی پد ها نیز به تعداد گوشه ها می باشد دو نوع متداول از این یاتاقان ها عبارتند از:

- یاتاقان لغزشی شعاعی *Three Lobe*
- یاتاقان لغزشی شعاعی *Four Lobe*

در شکل های ۵-۱۰ و ۵-۱۱ این دو نمونه متداول از این یاتاقان ها نشان داده شده است.



شکل ۵-۱۰ یاتاقان three lobe

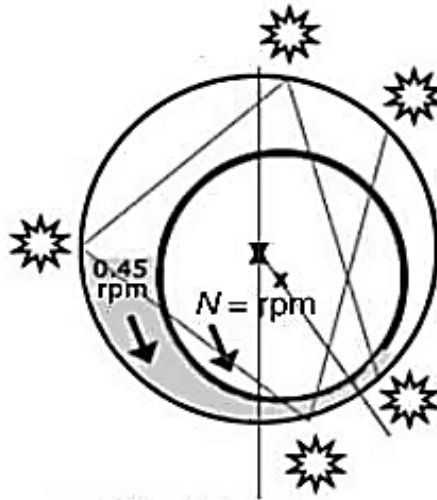


شکل ۵-۱۱ یاتاقان four lobe

تا به اینجا کلیه یاتاقان‌هایی را که معرفی کردیم دارای پدهای ثابت بودند یا اینکه به کل تنها دارای یک لایه بابیت هم مرکز با یاتاقان بودند این یاتاقان دارای مزایای خاصی در کاربردهای مختلف می باشند. اما تحت شرایط خاصی این یاتاقان‌ها ناپایدار می شوند و دچار پدیده چرخش روغن که در ادامه توضیح داده خواهد شد می شوند.

### ۵-۵ چرخش روغن<sup>۱</sup>

گاهی اوقات فشار فیلم روغن بیشتر از مقدار مورد نیاز جهت ایجاد جدایش لازم بین شافت و یاتاقان می باشد. این حالت موجب افزایش خوردگی از طریق کاهش خارج از مرکزی شافت نسبت به یاتاقان می شود که متعاقبا شافت به یاتاقان نزدیکتر می شود و سفتی<sup>۲</sup> کاهش و دمای روغن افزایش پیدا می کند. در این حالت فیلم روغن، روتور را به یک موقعیت دیگر محور انتقال می دهد. این اتفاق بارها و بارها ادامه پیدا می کند و شافت به سمت سر تا سر یاتاقان انتقال داده می شود و یک وضعیت ناپایدار پیدا می کند که به این پدیده چرخش روغن گفته می شود این پدیده موجب ایجاد نیروی سانتریفیوژ در شافت می شود.



شکل ۵-۱۲ تغییر مکان گوه روغن<sup>۳</sup>

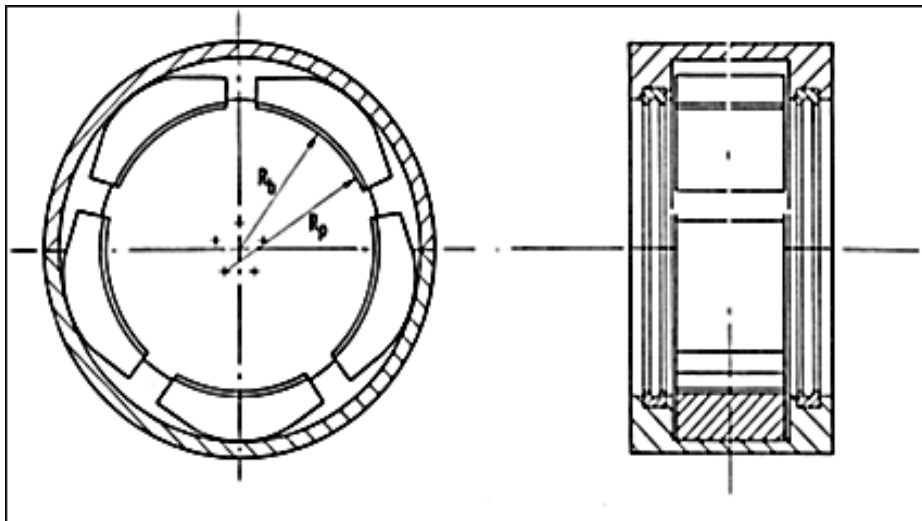
تغییرات پیش بار یا تغییرات مقدار لقی بین محور و پدهای ثابت مهمترین عامل ایجاد این حالت می باشد. همچنین تغییرات در لزجت روغن، فشار روانکار می تواند چرخش روغن را تحت تاثیر قرار دهد.

برای اصلاح مقدار پیش بار یا همان لقی ها در حین سرویس ماشین می توان از گروه دیگری از یاتاقان های لغزشی شعاعی که در ادامه به آنها می پردازیم استفاده کنیم.

### ۵-۲-۱-۶ یاتاقان‌های لغزشی Tilted-pad

این یاتاقان‌ها دارای تعدادی پد می‌باشند که هر پد دارای یک پاشنه<sup>۱</sup> می‌باشد و پد می‌تواند روی پاشنه خود مقدار محدودی حرکت چرخشی داشته باشد. در واقع پاشنه‌ها نقاط اتکای پدها می‌باشند که دارای گیره‌هایی جهت محدود کردن مقدار چرخش می‌باشند. این یاتاقان‌ها شبیه به یاتاقان‌های *Multi-lobe* می‌باشند و تنها تفاوت آنها در درجه آزادی پدها می‌باشند. این چرخش باعث می‌شود تا هر پد بتوان بهترین حالت توزیع فشار را داشته باشد و به عنوان پایدارترین نوع یاتاقان‌ها دسته‌بندی شود. در این یاتاقانها به صورت عمومی سه نوع تکیه‌گاه و پاشنه وجود دارد و نوع یاتاقان بر اساس نوع پد نامگذاری می‌شود.

### الف- یاتاقان‌های لغزشی شعاعی Rocker Pivot Tilted Pad



شکل ۵-۱۳ یاتاقان rocker pivot tilted pad

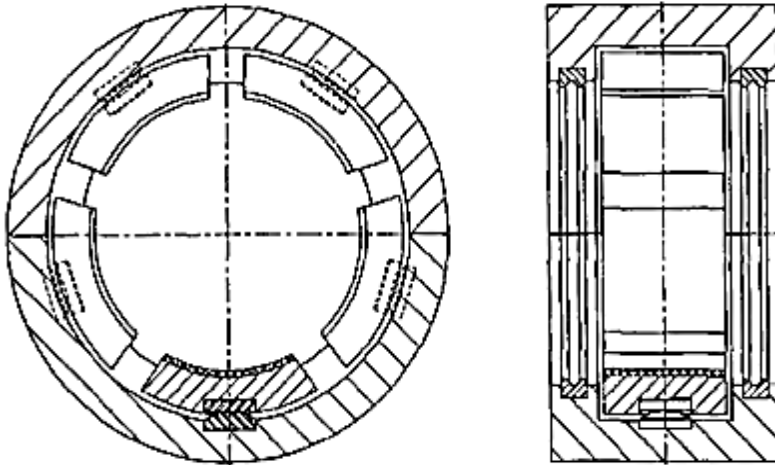
به طور عمومی این یاتاقان‌ها از سه چهار پنج یا هفت پد تشکیل شده است اما در بیشتر آنها از چهار یا پنج پد استفاده شده است.

### ب- یاتاقان‌های لغزشی شعاعی Spherical Point Pivot

در این طراحی بین پین و بدنه یاتاقان یک دکمه استوانه‌ای قرار می‌گیرد و سطوح در تماس آنها سخت کاری می‌شود. مهمترین عیب این نوع یاتاقان‌ها احتمال شکسته شدن دکمه‌های استوانه‌ای تحت بارهای شدید می‌باشد.

1-pivot

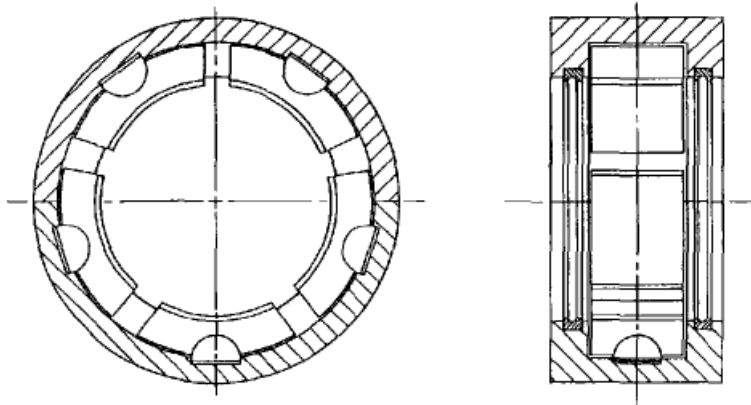




شکل ۵-۱۴ یاتاقان spherical pivot tilted pad

### پ- یاتاقان های لغزشی شعاعی Ball And Socket tilted-pad

در این یاتاقان ها بار وارد به پد به وسیله بال و ساکت به بدنه یاتاقان منتقل می شود.



شکل ۵-۱۵ یاتاقان لغزشی شعاعی

### ۵-۲-۱-۷ یاتاقان های لغزشی شعاعی هیدرواستاتیک

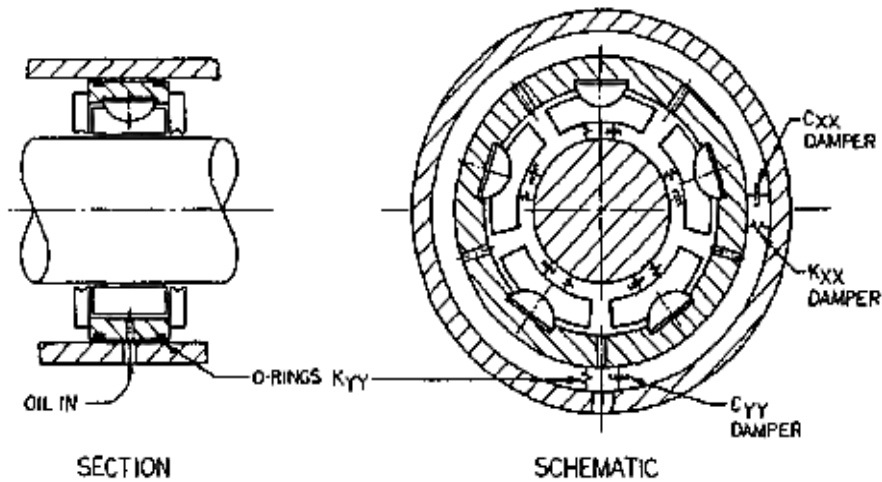
این یاتاقان های شعاعی از نظر ساختمان شبیه به یاتاقان های هیدرودینامیکی می باشد با این تفاوت که در آنها تعداد پدها بیشتر و روغن تحت فشار از یک منبع خارجی وارد یاتاقان می شود.

### ۵-۲-۱-۸ یاتاقان های لغزشی شعاعی هیبریدی<sup>۱</sup>

این یاتاقان ها شبیه به یاتاقان های Tilted-pad با این تفاوت که پوسته یاتاقان از دو استوانه

<sup>1</sup>hybrid sliding journal bearing

هم مرکز که بین سطوح تماس آنها مقداری لقی وجود دارد که توسط یک رینگ الاستومری فضا پر می شود. این رینگ نیروهای ناشی از نابالانسی را به خود جذب می کند. این یاتاقان‌ها در مراحل اولیه توسعه قرار دارند و طراحی آنها بسیار پیچیده می باشد. شکل ۵-۱۶ یک نمونه از این یاتاقان‌ها را نمایش می دهد.



شکل ۵-۱۶ یاتاقان شعاعی هیبریدی

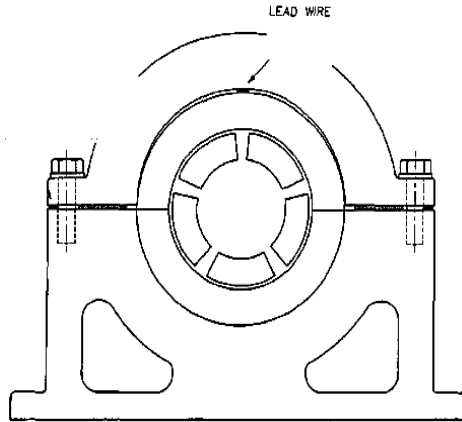
### ۵-۶ روش‌های اندازه‌گیری لقی

یاتاقانهای شعاعی نیز دارای یک لقی می باشند که این لقی می بایست رعایت شود. مقدار این لقی توسط سازنده توربین ارائه می شود. در ادامه روشهای اندازه‌گیری لقی شعاعی را بررسی می کنیم.

### ۵-۶-۱ استفاده از وایر گیج<sup>۲</sup>

وایر گیج سیمی است بدون روکش که از یک فلز نرم ساخته شده است. روش کار با وایر گیج به این صورت است که ابتدا روتور را بر روی نیمه پایینی یاتاقان‌های شعاعی سوار می کنیم. سپس به اندازه پهنای یاتاقان شعاعی وایر گیج را جدا می کنیم و بر روی قسمت فوقانی شافت روتور قرار می دهیم و قسمت فوقانی یاتاقان را می بندیم و پیچ‌های آنرا تا گشتاور توصیه شده توسط سازنده محکم می کنیم (شکل ۵-۱۷). سپس پیچ‌ها را باز می کنیم و نیم یاتاقان فوقانی را بر می داریم و پس از آن وایر گیج را که ضخامت آن به اندازه لقی یاتاقان پرس شده و فرم

گرفته است را اندازه گیری می کنیم. در واقع ضخامت اندازه گیری شده همان لقی می باشد. به هر حال اگر لقی کمتر از حداقل لقی مورد نظر بود بایستی با عملیات براده برداری تا اندازه مورد نظر قطر یاتاقان را افزایش داد. اما اگر لقی بیش از اندازه مورد نظر باشد بایستی یاتاقان بازسازی یا تعویض گردد.

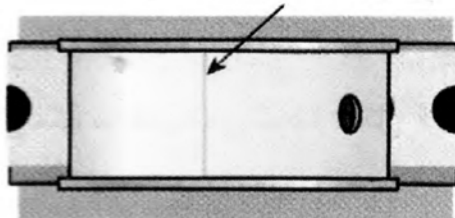


شکل ۵-۱۷ نحوه استفاده از وابرگیج

### ۵-۶-۲ استفاده از پلاستیک گیج

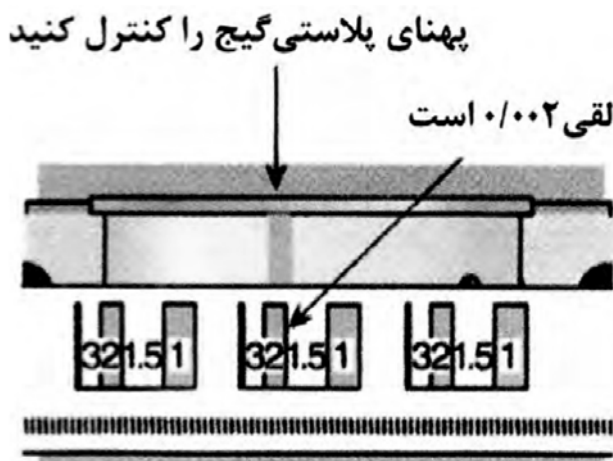
در این روش سطح یاتاقان و محور را کاملا خشک می کنند. سپس قطعه ای از پلاستیک مخصوص را به اندازه پهنای یاتاقان مطابق شکل ۵-۱۸ روی محور قرار می دهند.

به اندازه ی پهنای یاتاقان پلاستی  
گیج در وسط محور قرار دهید.



شکل ۵-۱۸ نحوه قرار دادن پلاستیک گیج

آن گاه کپه را تا گشتاور مورد نظر محکم می نمایند. در این حالت محور نباید هیچ حرکتی داشته باشد. پس از باز کردن و برداشتن کپه‌ها، پلاستیک روی یاتاقان و یا محور، به صورت پهن شده باقی می ماند. توسط خط کش مخصوص پلاستی گیج، پهنای آن را اندازه می گیرند. عدد نوشته شده روبروی ضخامت مورد نظر، مقدار لقی یاتاقان است.



شکل ۵-۱۹ نحوه قرائت لقی با خط کش مخصوص

پلاستی گیج در چند رنگ دسته بندی می شود:

رنگ سبز ----- لقی  $0/025$  تا  $0/075$  میلی متر

رنگ قرمز ----- لقی  $0/05$  تا  $0/15$  میلی متر

رنگ آبی ----- لقی  $0/1$  تا  $0/22$  میلی متر

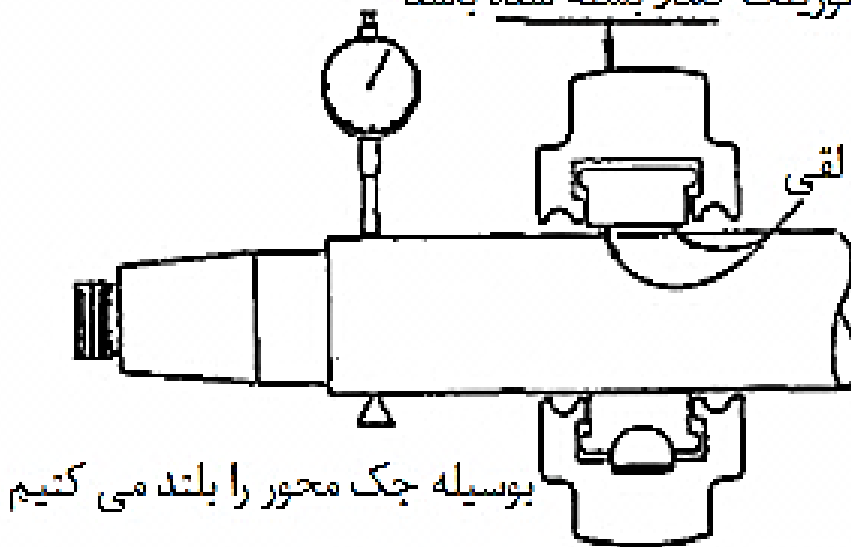
### ۵-۶-۳ استفاده از ساعت اندیکاتور و میکرومتر

با استفاده از میکرومتر و ساعت اندازه گیر به روش زیر عمل کنید:

هر کدام از نیم یاتاقان‌ها را بدون محور و مطابق شماره و جهت در جای خود می بندیم و پیچ‌های آن را تا گشتاور لازم محکم می کنند. سپس قطر یاتاقان را به وسیله ساعت در جهت‌های عمودی و افقی اندازه گیری می نمایند. اندازه‌های بدست آمده را با اندازه‌های قطعه محور مقایسه می کنند. اختلاف اعداد، میزان لقی را نشان می دهد. ممکن است لقی یاتاقان به صورت دو عدد حداقل و حداکثر به دست آید. در این شرایط هر دو عدد را با اندازه مجاز مقایسه می کنند.

## ۵-۶-۴ استفاده از ساعت اندیکاتور

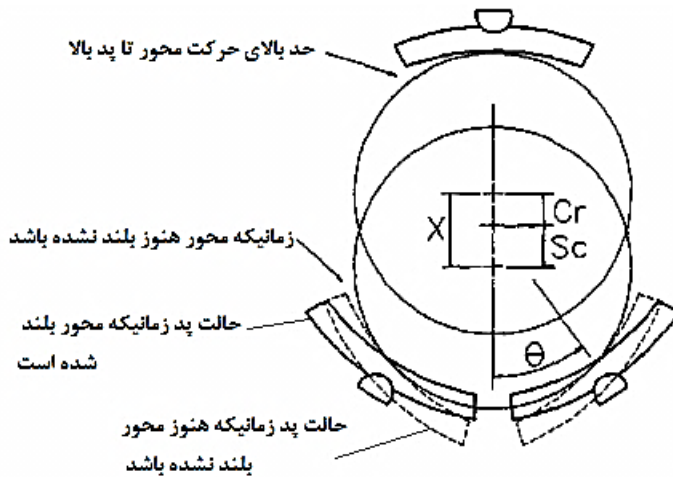
## هنگام اندازه گیری بایستی هوزینگ کاملا بسته باشد



شکل ۵-۲۰ نحوه نصب ساعت اندیکاتور

این روش دارای احتمال خطای زیادی می باشد این خطاها می تواند کالیبره نبودن ساعت اندیکاتور وجود اعوجاج در پایه های هوزینگ انعطاف پذیر، همچنین مکانهای مختلف جایگذاری نوک ساعت می تواند مقادیر مختلفی را نتیجه بدهد.

در یاتاقان های نوع Tilted-Pad مقداری که اندازه گیری می شود بزرگتر از مقدار واقعی لقی می باشد. این اتفاق به این خاطر می باشد که در حالتی که شافت بدون چرخش است محور به سمت وسط دو پد پایینی کشیده می شود در واقع زاویه بین دو پد پائینی کمترین مقدار را دارد و با بالا رفتن محور در اثر نیروی جک که شخص اندازه گیر اعمال می کند زاویه بین دو پد شروع به افزایش می کنند و قطر بین پدهای بالائی و پائینی کاهش می یابد. نیکولاس فرمولی را ارائه داد که بوسیله آن می توان مقدار جابجائی عمودی کلی و مقدار کشش شافت به پایین را می توان محاسبه کرد. شکل ۵-۲۱ جابجائی کل و کشش شافت را نمایش می دهد.



شکل ۵-۲۱ نمایش شماتیک اختلاف بین لقی واقعی و اندازه گیری شده

در شکل

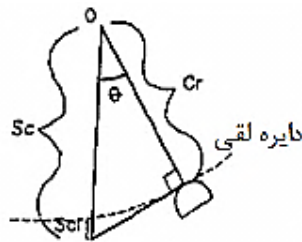
$SC$  = مقدار کشش محور به پائین نسبت به نقطه مرکزی

$Cr$  = مقدار لقی شعاعی توصیه شده

$X$  = مقدار جابجائی عمودی کل توسط جک کردن محور

$\theta$  = زاویه بین تکیه گاه و خط عمودی

حال شکل ۵-۲۲ را از شکل ۵-۲۱ جدا می کنیم.



شکل ۵-۲۲ مثلث لقی ها

در این شکل نیز

$O$  مرکز دایره ای با شعاع لقی

$ScI$  مقدار کشش محور به پایین نسبت به محیط دایره لقی

از اینرو بوسیله جبر بردارها

$$Sc = \frac{Cr}{\cos \theta}$$

$$Scl = Sc - Cr$$

$$X = Sc + Cr = Scl + 2Cr$$

همانطور که از شکل ها مشاهده می شود در یاتاقان هایی با تعداد پد های فرد محور روی مرکز یک پد پائینی قرار می گیرد و  $\theta$  برابر صفر می شود. از اینرو در این یاتاقان ها کل جابجائی عمودی بایستی برابر با لقی توصیه شده باشد.

### ۵-۲-۲ یاتاقان های محوری لغزشی<sup>۱</sup>

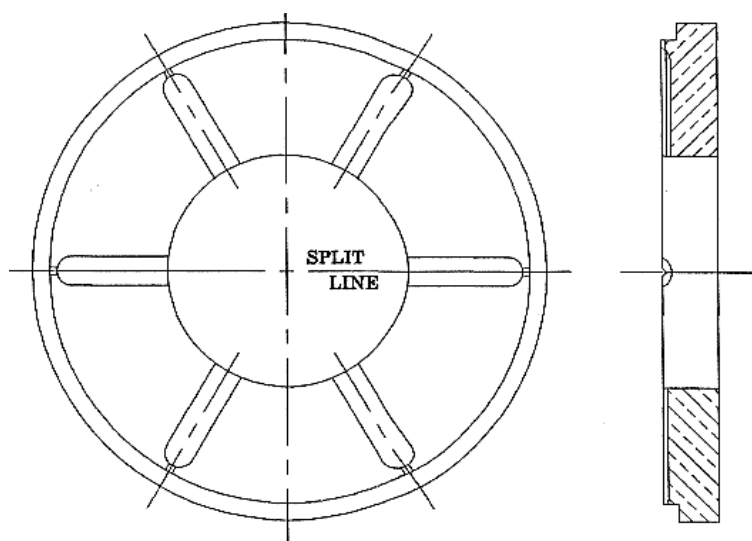
یاتاقان های محوری از اجزای بسیار مهم و حساس هر توربین بخار می باشد هر یاتاقان محوری از یک دیسک و تعدادی پد تشکیل شده است. پدها محیط یک دیسک را پوشش می دهند همچنین مجموعه پدها یا به صورت یک تکه یا به صورت جدا می باشند. دیسک بروی شافت نصب می شود تا با شافت به صورت همزمان دوران کند اما مجموعه پدها بر روی بدنه نصب می شوند بین پدها یک شیار قرار دارد تا روغن در این شیارها هدایت شوند. بین دیسک و پدها یک لقی مشخص بایستی وجود داشته باشد که هنگام نصب بایستی این لقی رعایت شود. یاتاقان های محوری صرفا بار محوری را تحمل می کنند. این یاتاقان ها در انواع زیر تقسیم بندی می شوند:

- صفحات بابیت ریزی شده تخت با شیار
- صفحات بابیت ریزی شده مخروطی با شیار
- پدهای نوسانی
- پدهای نوسانی ناهمسان
- پدهای نوسانی یکسان شده
- پدهای نوسانی خودیکسان ساز

### ۵-۲-۲-۱ صفحات بابیت ریزی شده تخت با شیار<sup>۲</sup>

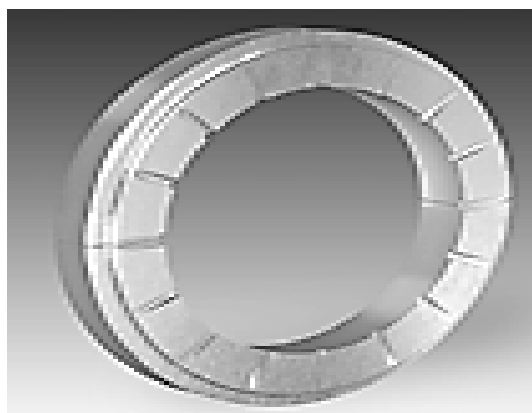
این یاتاقان ها برای بارهای محوری کم تا ۷۵ psi مورد استفاده قرار می گیرد. در یاتاقان های محوری مقدار بار عبارت است از :

$$load = \frac{\text{نیروی محوری}}{\text{سطح مقطع مفید یاتاقان}}$$



شکل ۵-۲۳ صفحات بابت ریزی شده تخت

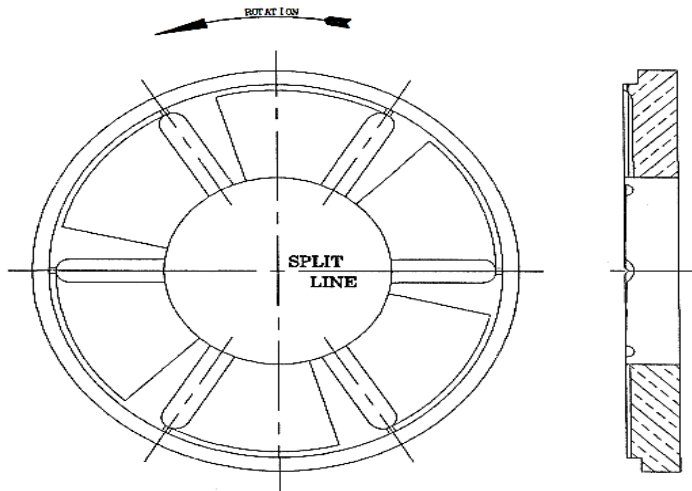
در این یاتاقان‌ها (شکل ۵-۲۳ و ۵-۲۴) تعدادی شیار شعاعی جهت توزیع روغن تعبیه شده است در واقع این یاتاقان از تعدادی پد تخت ثابت که سطح آنها بابت ریزی شده است تشکیل شده اند. معمولا این یاتاقان‌ها به عنوان یاتاقان‌های ثانویه مورد استفاده قرار می‌گیرند. فیلم روغن بین سطح پدها و دیسک به خاطر عدم وجود زاویه بین آنها ناقص است و تماس فلز با فلز اتفاق می‌افتد.



شکل ۵-۲۴ نمونه صفحات بابت ریزی شده



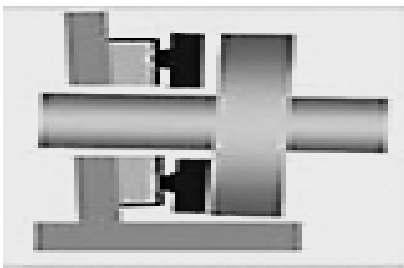
### ۵-۲-۲-۲-۲ یاتاقان لغزشی محوری با صفحات بابیت ریزی شده مخروطی با شیار<sup>۱</sup>



شکل ۵-۲۵ صفحات بابیت ریزی شده مخروطی با شیار

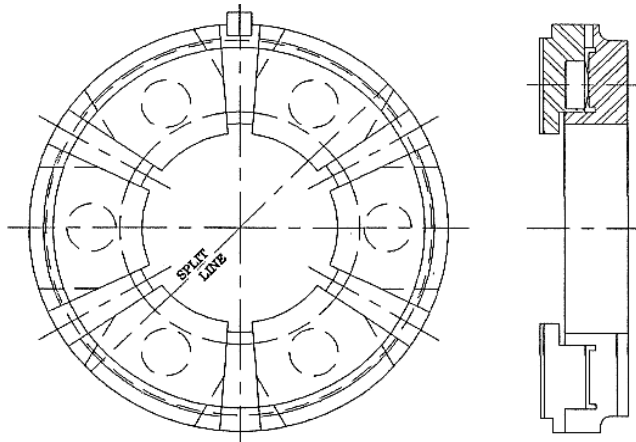
این یاتاقان ها (شکل ۵-۲۵) برای بارهای بیشتر و سرعت بالاتر در تجهیزاتی مثل توربین های بخار مورد استفاده قرار می گیرند. در این نوع یاتاقان ها سطح پدهای ثابت که بابیت ریزی شده دارای مقداری زاویه می باشند. این یاتاقان ها برای تنها یک بار و سرعت و جهت چرخش طراحی می شوند. این یاتاقان ها در دو نوع مستقیم و ترکیبی تقسیم بندی می شود. در نوع مستقیم شیب سطح پد ها به صورت یکسان از سمت قطر داخلی یاتاقان به سمت قطر خارجی یاتاقان می رود. و در نوع ترکیبی شیب ها در چند جهت از پد می باشد، از اینرو سطح پد دارای چند ناحیه گود می باشد.

### ۵-۲-۲-۳ یاتاقان محوری لغزشی با پدهای نوسانی ناهمسان<sup>۲</sup>



ناهم محوری محور دیسک و صفحه پد های یاتاقان موجب آسیب دیدن سریع پد هایی که بیشترین تماس را دارند می شود. این یاتاقان ها در صورت وجود مقداری ناهم محوری دچار نابرابری بار اعمالی بر پدها می شود. شکل ۵-۲۷ طرح کلی این یاتاقان ها را نمایش می دهد.

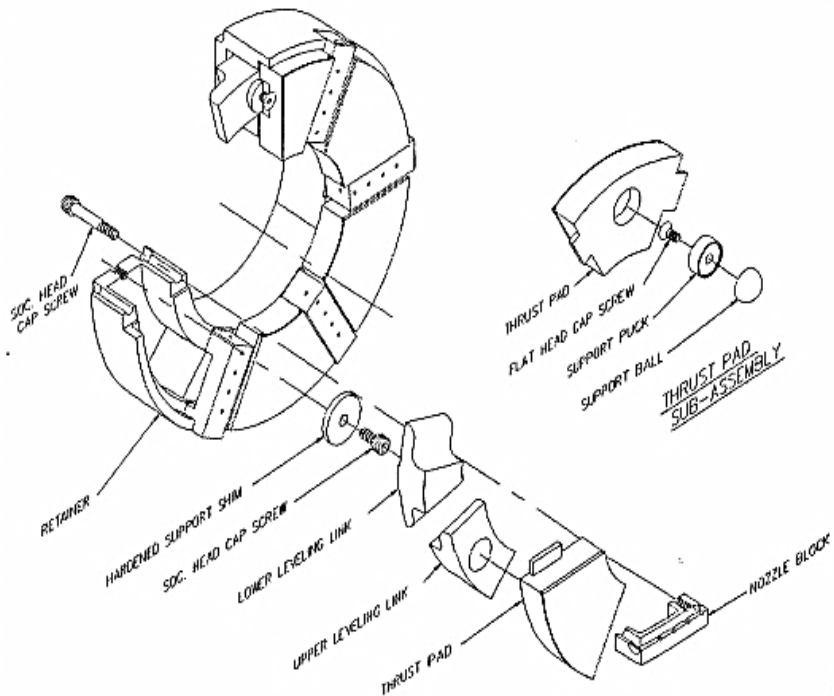
شکل ۵-۲۶ ناهم محوری بین دیسک های یاتاقان



شکل ۵-۲۷ یاتاقان لغزشی با پدهای نوسانی ناهمسان

### ۵-۲-۲-۴ پدهای نوسانی یکسان شده<sup>۱</sup>

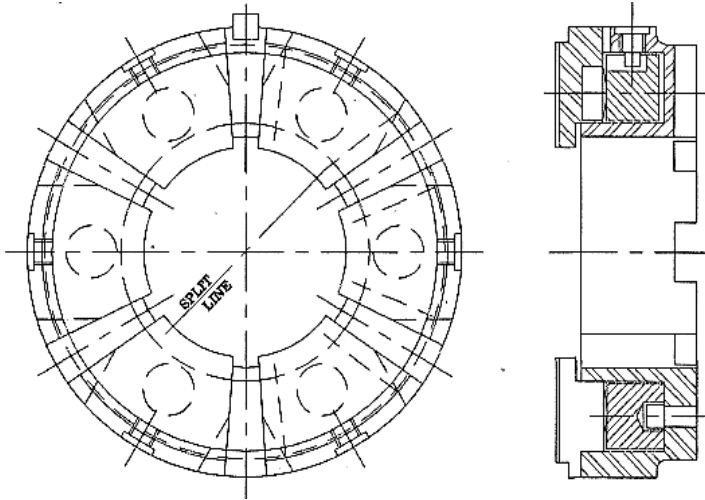
در این یاتاقان‌ها بار اعمالی به تمام پدها با هم برابر می‌باشد این برابری بار حتی زمانی که مقداری ناهم محوری و اتلاف ضخامت نیز وجود داشته باشد ادامه دارد.



شکل ۵-۲۸ پدهای نوسانی یکسان شده

### ۵-۲-۲-۵ پدهای نوسانی خودیکسان ساز<sup>۱</sup>

این یاتاقان ها به صورت خودکار ناهم محوری را جبران می کنند و پدها همیشه هم محور با دیسک می باشند.



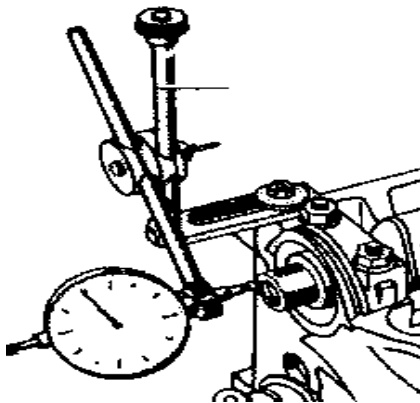
شکل ۵-۲۹ پدهای نوسانی خودیکسان ساز

### ۵-۷ تنظیم مقدار لقی

تنظیم این لقی از مراحل حساس نصب روتور می باشد و مقدار این لقی توسط سازنده توربین ارائه می شود.

مقدار این لقی بوسیله ساعت های اندازه گیر و فیلر قابل اندازه گیری می باشد.

### ۵-۷-۱ ساعت اندازه گیر



برای اندازه گیری لقی محوری پس از نصب کامل یاتاقان ها شعاعی و یاتاقان های محوری شافت توربین را در یک جهت اهرم می کنیم می کنیم تا ثابت شود سپس یک ساعت اندیکاتور را به بدنه توربین نصب می کنیم و نوک شاخص ساعت را عمود بر مقطع انتهایی شافت می کنیم و ساعت آنرا صفر

می‌کنیم و شافت را از جهت مخالف ساعت اهرم می‌کنیم تا ثابت شود میزان انحراف ساعت اندیکاتور بیانگر مقدار لقی محوری یاتاقان محوری می‌باشد. در صورت مغایرت مقدار لقی با مقدار توصیه شده با حذف یا اضافه کردن شیمزهای قسمت ثابت یا چرخان یاتاقان محوری این مغایرت را از بین می‌بریم.

### ۵-۷-۲ استفاده از فیلر

برای اندازه‌گیری لقی محوری پس از نصب کامل یاتاقان‌های محوری و یاتاقان شعاعی شافت توربین را در جهتی که یاتاقان محوری ماکزیمم فاصله از دیسک را دارا می‌شود اهرم می‌کنیم تا ثابت شود سپس بوسیله فیلر مقدار این فاصله را اندازه‌گیری می‌کنیم.

### ۵-۸ بالانس پیستون<sup>۱</sup>

این سیستم شامل یک استوانه است که در قسمت فشار بالای توربین (طرف ورودبخار) روی محور نصب می‌شود و با نصب آب بندهای مناسب در طول سطح خارجی آن طرفین آن نسبت به هم آب بندی می‌شود و محفظه پشتی آن توسط یک لوله چند اینچی به محفظه فشار پائینی مثل لوله خروجی توربین یا کندانسور متصل و باعث می‌شود در حین کار یک طرف بالانس پیستون در معرض فشار پایین و طرف دیگران در معرض فشار زیاد قرار گیرد که این اختلاف فشار باعث ایجاد یک نیروی محوری در جهت عکس نیروی محوری طبیعی رتور می‌شود.

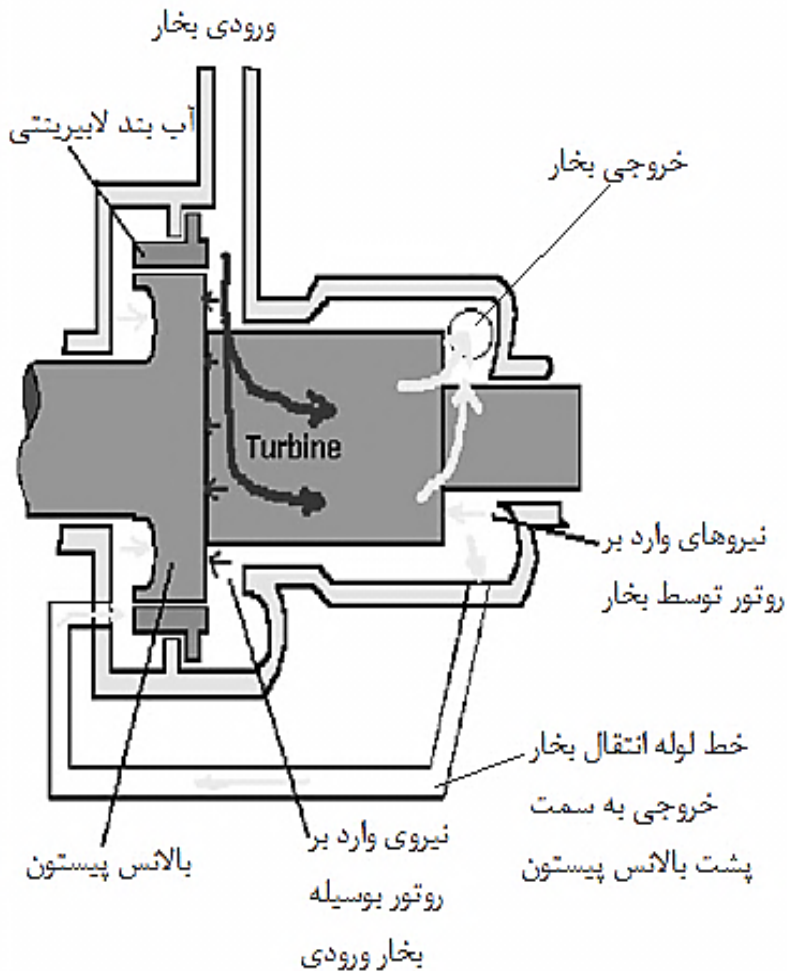
آب بندهای مورد استفاده برای آب بندی قطر بیرونی بالانس پیستون در تمامی توربین‌های بخار از نوع لابی‌رینتی استفاده می‌شود. در بعضی از توربین‌های بخار که قطر بالانس پیستون زیاد است از آنها بطور ثابت روی بدنه نصب می‌شوند و برای آب بندی بهتر روی بالانس پیستون شیارهای پله داری تعبیه می‌شود.

به طور کلی نیروهای محوری اعمال شده به رتور عبارتند از:

- نیروی ناشی از فشار بخار ورودی به مراحل توربین
- نیروی وارد شده روی سطح سمت راست بالانس پیستون
- نیروی وارد شده روی سطح سمت چپ بالانس پیستون

با طراحی قطر مناسب برای بالانس پیستون نیروهای محوری داخلی موجود در توربین بخار خنثی می‌شود. در صورت اختلال در سیستم آب بندی در طول سطح بالانس پیستون فشار پشت پیستون می‌تواند افزایش پیدا کند و باعث به هم خوردن تعادل نیروی محوری رتور شود.

همچنین در صورتی که خلا توربین شکسته شود باعث افزایش فشار پشت بالانس پیستون و تعادل نیروهای محوری روی رتور می شود که می تواند باعث حرکت رتور و در صورتی که این نیروها کنترل نشود باعث برخورد قطعات ثابت و متحرک شده و می تواند باعث ایجاد خسارت های جدی روی توربین شود.



شکل ۵-۳۰ پیستون بالانس

### ۵-۹ تغییر دادن جهت مسیر ورود بخار

یکی دیگر از روش‌های کنترل کردن نیروهای محوری در توربین‌های بخار تغییر دادن جهت بخار وارد شده به توربین است و به این صورت عمل می‌شود که بخار از دو ناحیه وارد توربین می‌شود و شاخه‌ای از بخار که در فشار بالا وارد توربین می‌شود با شاخه دیگر به صورت پشت به پشت عبور داده می‌شود و گاهی نیز مرحله‌ای را طراحی می‌کنند که نیروهای محوری ناشی از آنها همدیگر را خنثی کنند.

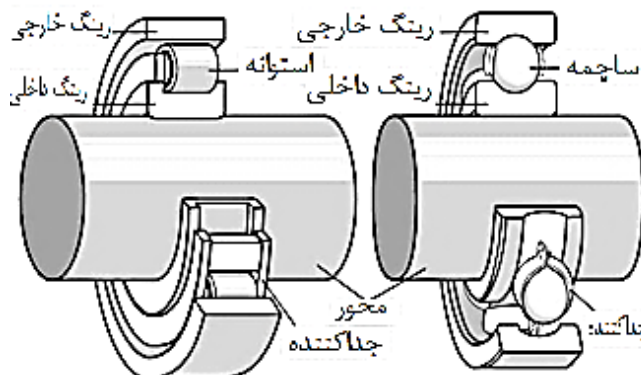
### ۵-۱۰ یاتاقان‌های غلتشی

یاتاقان‌های غلتشی در اجزای دیگر توربین مانند ولوها و الکتروموتور‌ها یا هر سیستم دیگری می‌تواند مورد استفاده قرار گرفته باشد. از اینرو این یاتاقان‌ها را معرفی می‌کنیم. این یاتاقان‌ها نیز به سه دسته کلی تقسیم می‌شوند.

- یاتاقان‌های محوری
- یاتاقان‌های شعاعی
- یاتاقان‌های شعاعی-محوری

یاتاقان غلتشی از چهار قسمت اصلی زیر تشکیل شده است :

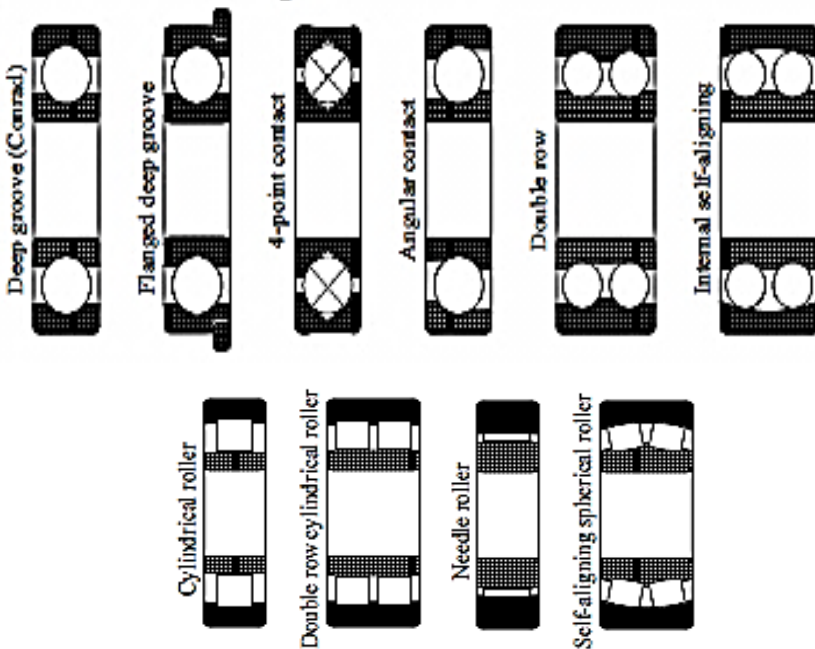
- حلقه بیرونی<sup>۱</sup>
- حلقه درونی<sup>۲</sup>
- اجزای غلتشی<sup>۳</sup>
- جداکننده<sup>۴</sup>



شکل ۵-۳۱ اجزای یاتاقان‌های غلتشی

### ۵-۱۰-۱ انواع یاتاقان های غلتشی شعاعی

در این کتاب قصد نداریم به طور مفصل راجع به یاتاقان های غلتشی صحبت کنیم و فقط به معرفی انواع یاتاقان های غلتشی می پردازیم. یاتاقان های غلتشی دارای تنوع بسیار زیادی می باشند. در شکل ۵-۳۲ انواع متداول این یاتاقان ها نام برده شده است.



شکل ۵-۳۲ انواع یاتاقان های شعاعی

همیشه باید به این نکته توجه داشته باشیم که هرگز نباید دو یاتاقان غلتشی با ابعاد یکسان را با هم جایگزین کنیم این امر به این خاطر است که انتخاب یاتاقان تابع عوامل مختلفی می باشد که مهمترین این عوامل عبارتند از سرعت چرخش، نوع روانکار بارهای اعمالی و ... از اینرو صرفاً قطر داخلی و خارجی پهنای یکسان دو یاتاقان به منزله مشخصه های یکسان آن دو در تحمل شرایط بهره برداری نمی باشد.

هر اندازه سطح تماس اجزای غلتنده با رینگ های داخلی و خارجی بیشتر باشد قابلیت تحمل بار توسط یاتاقان بیشتر می باشد اما گرمای تولید شده در یاتاقان نیز بیشتر می شود.

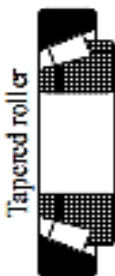
## ۵-۱۰-۲ یاتاقان های غلتشی محوری



Thrust

شکل ۵-۳۳ یاتاقان غلتشی محوری

## ۵-۱۰-۳ یاتاقان های غلتشی شعاعی-محوری



شکل ۵-۳۴ یاتاقان غلتشی شعاعی-محوری

## ۵-۱۱ بررسی علل خرابی یاتاقانهای لغزشی

روغنکاری نامناسب

این پدیده شامل کیفیت روانساز مورد استفاده و همچنین دفعات تعویض روغن می باشد.

خنک کاری نامناسب روانساز

این پدیده در اثر اشکال در سیستم خنک کاری یا عدم وجود مقدار مناسب روانکار درون یاتاقان اتفاق می افتد.

عدم هم محوری

عدم هم محوری می تواند در اثر ماندن آلودگی بین پایه یاتاقان و محفظه پمپ و یا با توجه به ناهمواریها در اثر ضربه یا سفت نمودن غیر یکسان مهره ها حاصل شود. همچنین ممکن است در اثر بارهای اضافی وارده بر یاتاقانها، خم شدن محور یا برخورد فلزی بین قطعات ثابت و چرخیدن که غالبا منجر به سایش زیاد می شود.

پیچهای شل

منبع دیگر مشکلات که توسط یاتاقان بوجود می آید زمانی است که پیچهای نگهدارنده پایه یاتاقان بطور یکسان و کافی سفت نشده اند و یا در حین کار شل شده اند. در این موارد



ممکن است یاتاقان آنقدر از محور خود جابجا شود که تمام بار ها بر روی رینگهای پروانه یا آب بند وارد شود .

### ۵-۱۲ صافی سطح<sup>۱</sup>

یکی از عوامل مهم در عملکرد مناسب یاتاقان ها رعایت میزان زبری یا صیقلی بودن سطوح یاتاقان و محور که با هم در تماس هستند می باشد که هم در طول عمر و هم در کارایی یاتاقان اهمیت بسزایی دارد. مقدار صافی سطح دارای کمیت های مختلفی می باشد که در ادامه به آنها می پردازیم.

### زبری

پستی و بلندی هایی که به فواصل خیلی ریز بر روی قطعه کار قرار دارند زبری گویند.

### موجی<sup>۲</sup>

پستی و بلندی هایی که به فواصل بزرگتر بر روی قطعه کار قرار دارند موجی گویند.

### ارتفاع زبری<sup>۳</sup>

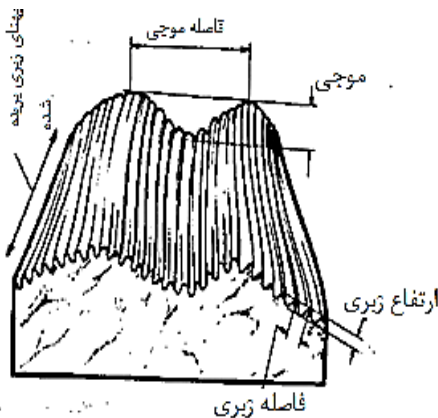
مقدار پستی و بلندی های کوچک را مقدار ارتفاع زبری گویند ، که بین دو مقدار حداقل و حداکثر قرار دارد.

### پهنای زبری

مقدار عرض پستی و بلندی های کوچک را مقدار پهنای زبری گویند .

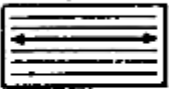
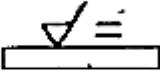

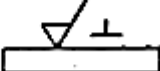

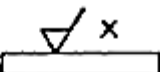
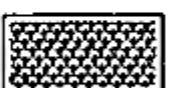

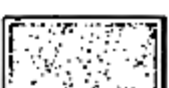
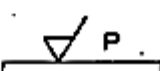

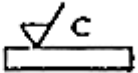

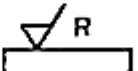
### پهنای زبری بریده شده

طول نمونه ای که لمس کننده دستگاه زبری سنج روی آن حرکت می کند تا مقدار زبری را اندازه گیری نماید پهنای زبری بریده شده می گویند.



شکل ۵-۳۵ مشخصه های زبری

برجستگی های ناشی از زبری می تواند حالت های مختلفی روی سطح قطعه داشته باشد که بسته به جهت پروفایل این برجستگی ها آنها را مطابق شکل ۵-۳۵ دسته بندی می کنیم.

نوع	جهت ناهمواری	نماد
موازی		
ستونی		
مقاطع		
چندجهتی		
ذره ای		
دوار		
شعاعی		

شکل ۵-۲۶ انواع زبری

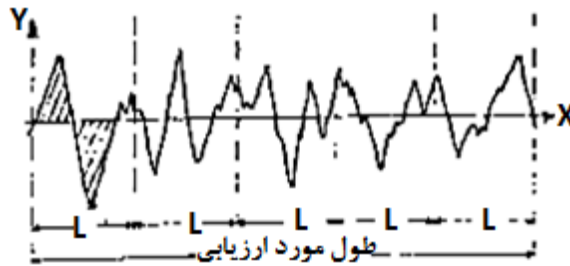
## ۵-۱۳ روش‌های محاسبه زبری

## معیار میانگین زبری Ra

این معیار عبارت است از میانگین ارتفاعات زبری نسبت به یک خط مرکزی را مقدار زبری گویند.

$$Ra = \frac{1}{L} \int_0^L y(x) dx$$

که در آن L طول نمونه و تابع  $y(x)$  ارتفاع زبری بر حسب طول X می باشد.

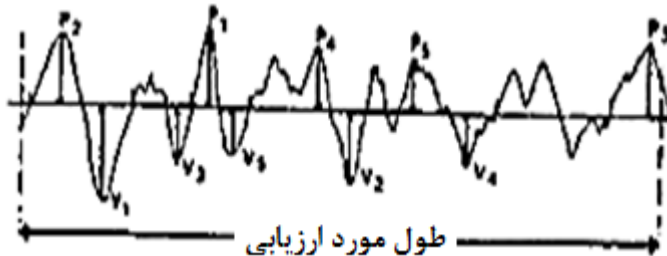


شکل ۵-۳۷ معیار میانگین زبری

## معیار میانگین بلندترین ارتفاعهای زبری Rz

در این روش بلندترین ارتفاع ۵ نقطه در نظر گرفته می شود و سپس بر تعداد آن تقسیم می شود.

$$Rz = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5}{5}$$



شکل ۵-۳۸ معیار میانگین بلندترین ارتفاع

جدول زیر مقدار صافی سطح بر حسب عملیات ساخت را نمایش می دهد.

فرآیند ساخت	مقدار $R_a$ بر حسب میکرون												
	$\sim$	▼		▼▼			▼▼▼		▼▼▼▼				
	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025	0.012
ریخته گری													
ریخته گری تحت فشار													
آهنگری													
برش با شعله													
برش با اره													
تراشکاری													
بورینگ													
صفحه تراشی													
مته کاری													
برقو زنی													
فرز کاری													
خان کشی													
دنده تراشی													
سنگ زنی													
هوئینک													
پرداخت کاری با نمد													

در تجهیزات معمول برای اندازه گیری زبری که به زبری سنج معروف هستند از روش تماسی استفاده میکنند و یک هد نظیر سوزن های گرامافون بر روی سطح حرکت کرده با توجه به تعدد نوسانات و حداکثر جابجائی می تواند زبری سطح را مشخص کند .

## سیستم روانکاری

## ۱-۶ روانکاری<sup>۱</sup>

روانکاری علم تسهیل حرکت نسبی سطوح در تماس با یکدیگر است. داشتن آگاهی از اصول روانکاری برای هر شخصی که به نوعی با توربین های بخار ارتباط دارد یک نیاز اساسی می باشد. برای جلوگیری از فرسایش و از کار افتادگی زودرس ماشین آلات صنعتی از جمله توربین های بخار همچنین دسترسی به بیشترین بازده بایستی سیستم های روانکاری را در بهترین حالت ممکن قرار دهیم. به طور کلی به لایه های گاز، مایع یا جامد که میان دو سطح قرار می گیرند و یکنواختی حرکت یک سطح بر روی دیگری را بهبود می بخشند و از ایجاد آسیب بر روی سطوح جلوگیری می کنند، روانکار گویند. علاوه بر کنترل و کاهش اصطکاک و سایش بین دو سطح که جزء وظایف اصلی یک روانکار<sup>۲</sup> است، یک روان کننده وظایف دیگری نیز دارد که عبارتند از:

- جلوگیری از خوردگی و زنگ زدگی<sup>۳</sup> سطح فلزات
- پاک کنندگی سطوح و تعلیق ذرات ناخالص<sup>۴</sup>
- انتقال قدرت و انرژی هیدرولیکی
- آب بندی سیستم و...

روانکارها را از نظر حالت فیزیکی به سه دسته تقسیم می شوند.

- روانکارهای مایع
- روانکارهای جامد
- روانکارهای گازی

## ۲-۶ روانکارهای گازی

روانکارهای گازی ساده ترین نوع روانکارها می باشند و این روانکارها عبارتند از هوا، هلیوم، نیتروژن یا اکسیژن. این روانکارها در یاتاقان های ایرودینامیک و ایرواستاتیک استفاده می شوند. یکی از خصوصیات بسیار مهم روانکارهای گازی این است که لزجت آنها با تغییر درجه حرارت تغییر چندانی نمی کند و به همین دلیل این روانکارها قادرند در گستره ای وسیع از کاربرد ها مورد استفاده قرار گیرند. علاوه بر این چون گازها سبک تر از مایعات هستند و می توان وزن آنها را نادیده گرفت، این موضوع باعث می شود در سرعت های خیلی بالا همچنان جریان آنها آرام و یکنواخت باقی بماند. مهمترین ضعف این روانکارها لزجت پائین و عدم تحمل بارهای زیاد می باشد.

### ۳-۶ روانکار های جامد

این روانکارها از مواد خودروانکار مثل گرافیت تشکیل شده اند. گرافیت یک ماده خود روانکار است و به طور گسترده از آن در روانکاری جامد استفاده می شود. از این روانکارها در یاتاقان های که زیر فشار خلا کار می کنند استفاده می شود. مواد خودروانکار باید شامل سه ویژگی زیر باشند:

- ساختار لایه ای داشته باشند.
- توانایی چسبیدن به سطوح و ایجاد لایه روی آن را داشته باشد.
- هیچ گونه تجزیه و یا واکنش شیمیایی در دمای عملکرد و محیط مورد نظر در ماده روانکار رخ ندهد.

### ۴-۶ گریس ها<sup>۱</sup>

جزو معروف ترین روانکارها هستند که نه مایع اند و نه جامدند. گریس ها از یک روغن پایه معدنی یا سنتزی و یک پرکننده یا سفت کننده به دست می آیند.

### ۵-۶ روانکارهای مایع

مهمترین روانکارهای مایع روغن ها هستند که خود به سه دسته تقسیم می شوند.

- روغن های بیولوژیکی
- روغنهای پایه نفتی
- روغن های سنتزی

روغن های معدنی از انجام یک سری عملیات تفکیک بر روی نفت خام و حداکثر یک واکنش شیمیایی کنترل شده به دست می آیند. برای تولید روغن های سنتزی واکنش های شیمیایی کنترل شده بیشتری مورد نیاز است و به همین دلیل قیمت تمام شده روغن های سنتزی بیشتر از روغن های معدنی خواهد بود. البته قابلیت های یک روغن سنتزی به دلیل واکنش های مخصوصی که روی آن انجام شده بیشتر از یک روغن پایه معدنی است زیرا روغن های کاملاً مناسب به طور مصنوعی تولید شده و در طبیعت قابل کشف نیستند .

### ۱-۵-۶ روغن های بیولوژیک<sup>۲</sup>

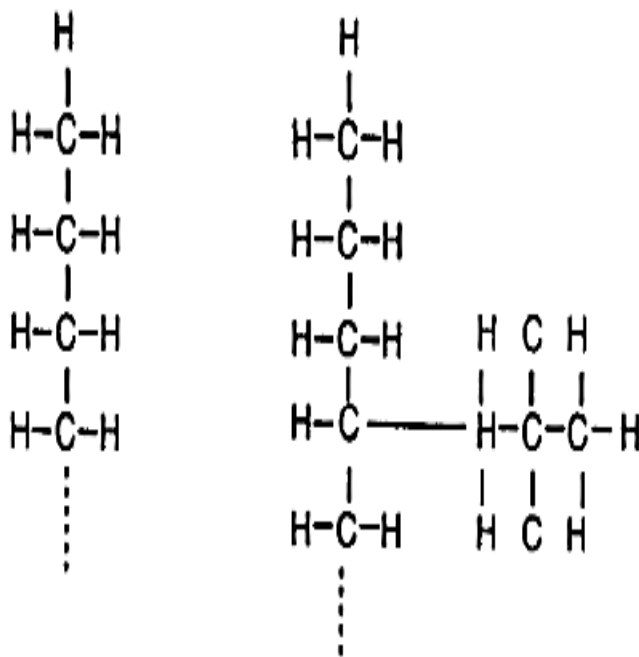
این روغن ها از سبزیجات و حیوانات استحصال می شود و در صنایع غذا و دارو که آلودگی محصولات با روغن از نظر بهداشتی خطرناک می باشد مورد استفاده قرار می گیرد.

## ۶-۵-۲ روغن های پایه نفتی

این روغن های از برج تقطیر به دست می آیند که بعد از گازوییل و قبل از قیر قرار دارد . پالایش آن در دو واحد جداگانه به نام های واحد فورفال و واحد موم گیری صورت می گیرد . بعد از این دو مرحله پالایش ، محصول به دست آمده روغن پایه می باشند، که به طور کلی به چهار قسمت زیر تقسیم بندی می شوند :

۶-۵-۱ روغن های پارافینک<sup>۱</sup>

این روغن ها از مولکول های پارافین خطی و شاخه ای مطابق شکل ۶-۱ تشکیل شده اند. مولکول های پارافین شاخه ای دارای شاخص لزجت خوبی می باشند و در مقابل اکسیداسیون مقاوم هستند.



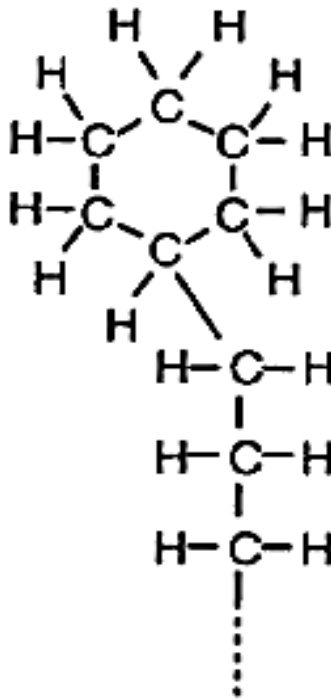
شکل ۶-۱ ساختار اتم های مولکول های روغن پارافینک

این روغن ها از مهمترین و پرمصرفترین روغن ها می باشد . از این روغن ها بیشتر در صنایع و کارگاه های تولیدی ، صنعتی و ماشین آلات استفاده می شوند .



۶-۵-۲ روغن های نفتنیک<sup>۱</sup>

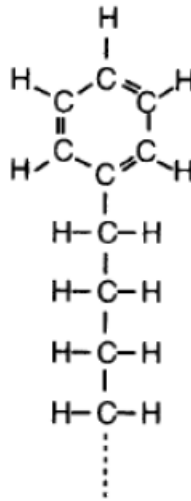
این روغن ها در کمپرسور برودتی مورد استفاده قرار می گیرند. شکل ۶-۲ ساختار مولکول های این روغن ها را نمایش می دهد که از یک حلقه آلیسایکلیک با یک گوشه زنجیره بلند پارافین تشکیل شده است. این روغن ها دارای چگالی و لزجت بالاتری نسبت به روغن های پارافینیک هستند که این مسئله ناشی از وزن مولکولی آنهاست مهمترین مزیت این روغن ها نقطه ریزش پائین آنهاست اما مقاومت در برابر اکسیداسیون در آنها نسبت به روغن های پارافینیک کمتر است.



شکل ۶-۲ ساختار اتم های مولکول های روغن نفتنیک

۶-۵-۳ روغن های آروماتیک<sup>۲</sup>

از این روغن ها در روغنکاری استفاده نمی کنند و عمدتاً مصرفشان در صنایع لاستیک، دوده سازی و مرکب سازی می باشد. این روغن ها به طور کلی روغن های ضعیفی می باشند اما از قدرت حل کردن مواد افزودنی درون خود بالایی برخوردارند. اما در مقابل اکسیداسیون ضعیف عمل می کنند. شکل ۶-۳ ساختار مولکولی این روغن ها را نشان می دهد.



شکل ۶-۳ ساختار اتمی مولکول های روغن آروماتیک

#### ۶-۵-۲-۴ روغن های غیر هیدروکربنی

این روغن ها از جهات بسیاری شبیه به روغن های هیدروکربنی (سه گروه قبلی) می باشند. در مولکول های این روغن ها اتم های نیتروژن و سولفور یافت می شود. در ساختار مولکول های آنها نیز زنجیره های پارافین وجود دارد و از لحاظ شیمیایی نسبت به هیدروکربن ها فعالیت ندارند. هنگام تولید این روغن سعی می شود کمترین مقدار هیدروکربن در آنها باقی بماند از این روغن ها برای کنترل مشخصه های روغن های روانکار استفاده می شود.

#### ۶-۶ روغن های سینتتیک<sup>۱</sup>

این روغن ها در اکثر توربین ها مورد استفاده قرار می گیرد. روغن های سنتزی یا مصنوعی، روغن هایی هستند که از طریق متصل کردن یک یا چند جزء آلی مشخص با وزن مولکولی کم، در شرایط کنترل شده سنتز یا ساخته می شوند. این ترکیب شدن که در شرایط کنترل شده فیزیکی و شیمیایی انجام می شود، باعث می شود روغن سنتزی حاصل، خواص مشخصی داشته باشد که از پیش مورد نظر بوده است. یعنی روغن های سنتزی، روغن های از پیش طراحی شده ای هستند که ساختار و ترکیب شیمیایی آنها طوری است که می توان روغن بدست آمده را روغن مطلوب نامید.

#### ۶-۷ انواع روغن پایه های سنتزی

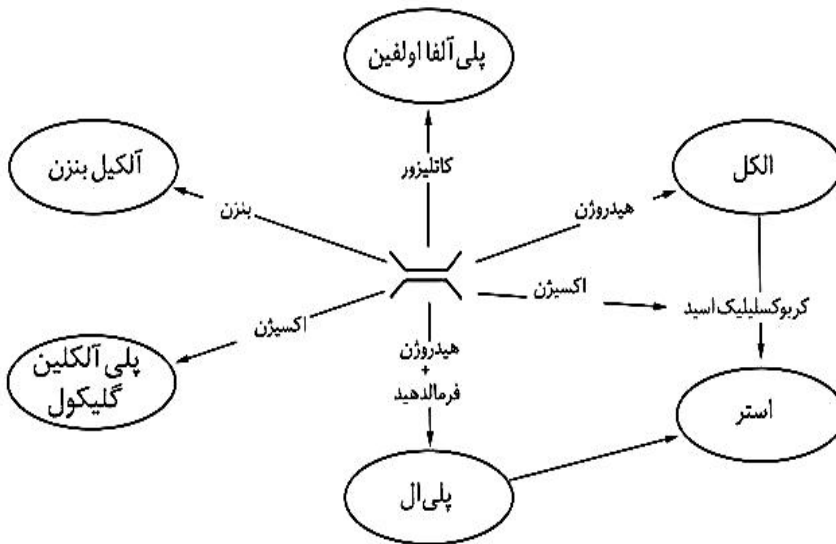
از آنجایی که بعضی از روغن های سنتزی با ساختار شیمیایی بسیار شبیه، دارای ویژگی های

شیمیایی ناهمگون هستند و همچنین بعضی ترکیب‌های متفاوت دارای خواص روغنکاری مانند هم هستند، گروه‌بندی روغن‌پایه‌های سنتزی با در نظر داشتن همزمان ساختار شیمیایی و ویژگی‌های شیمیایی، کاری مشکل است. با توجه به این ناهماهنگی، در سال ۱۹۹۳، شابکین در کتابی که در مورد روانسازهای سنتزی نوشته است، روغن‌پایه‌های سنتزی را به شرح زیر دسته‌بندی کرده است:

- آروماتیک‌های آلکیل
- کلروتری‌فلوئورواتیلن
- آلیفاتیک‌های حلقوی
- دی‌آکیل‌کربنات‌ها
- استرها
- پرفلوئوروآکیل‌پلی‌استرها
- استرهای فسفات
- فسفازین‌ها
- پلی‌آلفالوفین‌ها
- پلی‌بوتن‌ها
- پلی‌آکیلن‌گلایکول‌ها
- سیلا‌هیدروکربن‌ها
- سیلوکسان‌ها

#### ۶-۸ هیدروکربن‌های سنتزی

هیدروکربن‌های سنتزی، به طور همزمان در ایالات متحده و آلمان توسعه داده شده‌اند، در آلمان نیاز به روغن‌های با کارایی در دمای پائین و کمبود منابع نفتی باعث ایجاد انگیزه برای کار روی هیدروکربن‌های سنتزی بوده است. امروزه می‌دانیم که تمام هیدروکربن‌های سنتزی و سایر روانکارهایی که از لحاظ اقتصادی مهم هستند را می‌توان از اتیلن سنتز کرد. البته اتیلن خود یکی از مهمترین محصولات پتروشیمی است که امروزه بطور عمده با استفاده از روش مولکول‌شکنی با بخار آب تولید می‌شود.



شکل ۶-۴ مشتقات اتیلن

شکل ۶-۴ مشتقات اتیلن را نمایش می دهد.

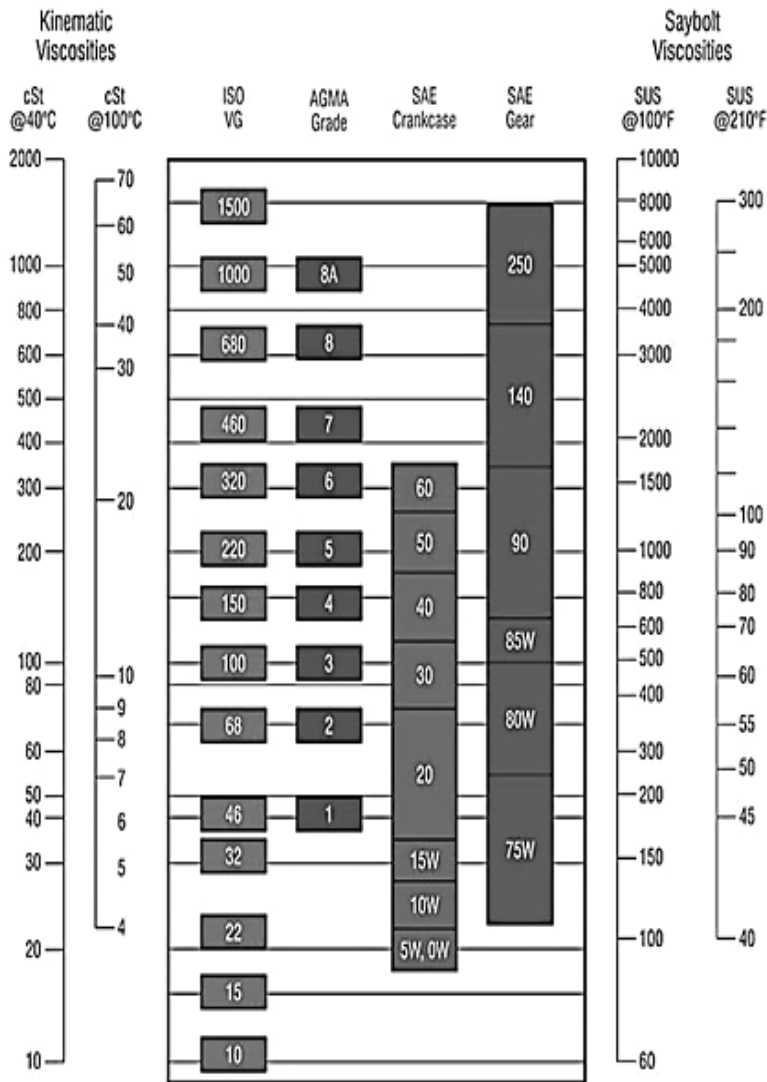
### ۶-۹ مخلوط روغن های سنتزی

امروزه تعداد کمی از روانکارها هستند که تنها شامل یک نوع روغن پایه می باشند. چون اولاً، مخلوط کردن چند روغن پایه با خواص مختلف می تواند منجر به تهیه روغنی با کارایی و خواص مطلوب شود. دوماً، بسیاری از روغن های پایه سنتزی با قطبیت بیشتر برای روغن های با قطبیت کمتر به عنوان یک ماده ی افزودنی محسوب می شوند. مثل استرها در هیدروکربن ها و برعکس. در روانکارهای تغلیظ شده، مانند گریس ها حتی روغن های پایه ای که در هم امتزاج پذیر هم نمی باشند را می توان بصورت مخلوط با هم استفاده کرد.

### ۶-۱۰ مشخصه های روغن

#### لزجت

لزجت را می توان به عنوان معیاری از اصطکاک داخلی مایع در نظر گرفت. هر اندازه این اصطکاک داخلی بیشتر باشد سیال مقاومت بیشتری در برابر جاری شدن خود نشان می دهد. لزجت روغن ها در دمای ۱۰۰ و ۴۰ درجه اندازه گیری می شود. شکل ۶-۵ انواع لزجت های استاندارد را نمایش می دهد.



شکل ۶-۵ انواع استاندارد لزجت

### شاخص لزجت<sup>۱</sup>

شاخص لزجت یک عدد بدون بعد می باشد که بیانگر تغییرات لزجت در برابر تغییرات دما می باشد. وجود یک شاخص لزجت پایین بیانگر تغییرات زیاد لزجت با تغییر دما می باشد و بالعکس وجود یک شاخص لزجت بالا بیانگر تغییرات اندک لزجت با تغییر دما می باشد.

1-viscosity index

*نقطه ابری<sup>۱</sup>*

وقتی دمای روغن کاهش پیدا می کند لزجت افزایش پیدا می کند. نقطه ابری دمایی است که در آن رنگ روغن شروع به کدر شدن می کند و کریستال های موم شروع به شکل گرفتن می کنند.

*نقطه ریزش<sup>۲</sup>*

این نقطه پائین ترین دمایی است که در آن روغن قابلیت جاری شدن در اثر نیروی جاذبه زمین را دارد.

*نقطه اشتعال*

پایین ترین دمایی است که در آن از روغن، بخاری قابل احتراق ساطع می شود. اندازه گیری نقطه اشتعال نیازمند یک منبع احتراق می باشد. با خارج کردن منبع احتراق از محل، بخار فوق الذکر آتش نخواهد گرفت.

*نقطه احتراق*

نقطه ی احتراق نیز پایین ترین دمایی است که در آن از ماده بخاری قابل احتراق ساطع می شود و حداقل برای پنج ثانیه می سوزد. در دمای خود احتراقی نیازی به منبع احتراق وجود ندارد.

*چگالی*

این خاصیت عبارت است نسبت وزن روغن به حجم واحد روغن.

*چگالی نسبی*

این خاصیت عبارت است از نسبت چگالی روغن به چگالی آب.

*دیمولسیون سازی<sup>۳</sup>*

قابلیت دیمولسیون همان توانایی جدایش آب از روغن می باشد.

*مشخصه فوم*

عبارت است از تمایل تشکیل حباب و پایداری حباب های تولید شده.

*مشخصه فشار-لزجت*

عبارت است از نسبت تغییرات لزجت به تغییرات فشار روغن.

*اسیدیته غیر آلی*

این عدد بیانگر مقدار اسیدهای معدنی قابل حل در آب می باشد.

*اسیدپته آلی*

این عدد بیانگر مقدار اسیدهای آلی غیر قابل حل در آب می باشد.

*اسیدپته کل*

این عدد حاصل جمع اسیدپته آلی و غیرآلی می باشد و معمولاً با TAN نمایش داده می شود.

*هدایت حرارتی*

این خاصیت معرف توانایی انتقال حرارت در روغن ها می باشد.

*مقدار آزادسازی هوا*

این مشخصه نشانگر توانایی روغن در آزاد کردن هوای موجود در خود می باشد.

*TBN<sup>1</sup>*

این مشخصه توانایی روغن در خنثی کردن اسیدها را اندازه گیری می کند. هر چه مقدار این عدد بیشتر باشد روغن مقدار بیشتری از اسید را می تواند خنثی کند. حداقل مقدار این عدد نایستی کمتر از ۳ باشد.

**۶-۱۱ روغن توربین**

از نظر فیزیکی ، لزجت روغن های توربین به طور معمول در حد متوسط است یعنی بین 130-400 s.u.s در 100 °F. رنگ روغن های توربین نزدیک به زرد است و با توجه به وظایفی که به عهده روغن توربین نهاده شده است ، کیفیت آن باید عالی باشد که این مستلزم پالایش دقیق می باشد . علاوه بر آن ، روغن توربین چون در مجاورت بخار داغ فعالیت می کند باید در برابر اکسیداسیون ، حرارت ، ساییدگی ، و کف کردن بسیار مقاوم باشد به خصوص با پیشرفت تکنولوژی این خصوصیات نیز باید به شکلی بارز ارتقاء یابد . به طور کلی روغن توربین باید مقاوم و دارای عمری طولانی باشد.

بر اساس استاندارد ISO و AGMA روغن های توربین گریدبندی شده اند این گرید بندی در جدول ۶-۱ ارائه شده است.

مشخصه	دما	واحد	مقدار			
			32	46	68	100
ISO Grade	-	-	32	46	68	100
AGMA Grade	-	-	0	1	2	3
Specific Gravity	60 <sup>0</sup> F	-	0.861	0.868	0.868	0.870
Density	60 <sup>0</sup> F	lbs/gal	7.17	7.23	7.22	7.24
Color	-		0.5	0.5	0.5	0.5
Flash Point	-	C	220	232	243	277
		F	428	450	469	539
Pour Point	-	C	-37	-33	-27	-24
		F	-35	-27	-17	-11
Viscosity	40C	cSt	31.8	46	68	100
Viscosity	100C	cSt	5.4	6.7	8.8	11.3
Viscosity	100F	SUS	164	238	352	522
Viscosity	210F	SUS	44.4	48.7	55.9	65
Viscosity Index	-	-	102	102	100	100
Acid Number	-	mg KOH/g	0.08	0.08	0.08	0.08
Air Release	-	Minutes	0.8	0.2	0.2	0.2
Copper Corrosion	-	-	1a	1a	1a	1a
Demulsibility	-	Minutes to pss	20	20	20	25
Foam Test	-	-	Pass	pass	pass	Pass
TOST	-	Hour	>15000	>15000	>15000	>15000
RPVOT	-	Minute	>1200	>1200	>1200	>1200
Rust Test	-	-	Pass	pass	pass	Pass

جدول ۶-۱ انواع روغن توربین

مهمترین مواد افزودنی در روغن های توربین عبارتند از

- ضد اکسید کننده
- ضد زنگ
- ضد خوردگی
- EP
- ضد کف
- دمولسیفایر



## ۶-۱۲ نامگذاری کلی روغن ها

یکی از روشهای قدیمی کدبندی روغن ها به روش زیر می باشد :

کد روغن با حرف S شروع می شود . منظور از این حرف این است که این روغن برای ماشین های کارگاهی در نظر گرفته شده است . بعد از S یک سری ارقام نوشته می شوند که نشان دهنده ویسکوزیته روغن در ۵۰ درجه سانتی گراد است . بعد از آن یک یا چند حرف بزرگ نوشته می شوند که مشخص کننده نوع روغن پایه است . بعد از حروف بزرگ ، یک یا دو حرف که بیشتر حروف کوچک هستند اضافه می شود. این حروف نشان دهنده عملیات ویژه انجام شده و مواد افزودنی به روغن می باشد .

حروف بزرگ عبارتند از :

حرف علامت	خاصیت
H	روغن حلال تصفیه شده با اندیس لزجت زیاد. ( روغن با پایه پارافینیک ).
M	روغن حلال تصفیه شده با اندیس لزجت متوسط. ( روغن با پایه مرکب )
K	حرف اضافی بعد از H یا M و نشان می دهد روی روغن عملیاتی انجام شده که در دماهای پایین، خواص مربوط به جاری شدن آن نسبت به سایر گروه های H یا M ارجحیت پیدا می کند.
L	روغنی است که در آن به تصفیه و مقدار اندیس ویسکوزیته اهمیت داده نشده و به طور معمول به روغن اسیدی نامرغوب گفته می شود .
C	روغنی است که طی مراحل تولید انتخاب شده و در عملیاتی خاص قرار داده شده است . همچنین مواد افزودنی زیادی به آن اضافه شده ( حدود ۵٪ ) تا خواص روانکاری آن بهبود یابد .
F	روغن های مصنوعی روانکاری
x	روغنی است که مقاومت آن در برابر اکسیداسیون توسط مواد افزودنی افزایش یافته است.
r	روغنی که دارای مواد افزودنی ضد زنگ است
f	روغنی که دارای مقاومت خوبی در برابر کف کردن می باشد . این خاصیت توسط مواد افزودنی در روغن ایجاد می شود .
m	این نوع روغن به تقریب حاوی ۱٪ مواد افزودنی بوده و مقاومت خوبی در برابر فشار دارد ( EP ) . این روغن در مقابل سایش مقاوم بوده و به روغن ضد سایش موسوم است
v	مشخص کننده مواد افزودنی از قبیل روغن های نباتی و حیوانی به اندازه ۵٪ می باشد . این مواد افزودنی ، موجب افزایش خاصیت معلق شدن یا امولسیون روغن می شود . بنابراین روغنی را که دارای این نوع مواد افزودنی است نمی توان در روانکاری های سیکلی به کار برد

g	این حرف نشان می دهد که در ماده روانکاری ، روغن های چوبی و سایر مواد افزودنی دیگر وجود دارند این مواد موجب بهبود خواص لازم برای روانکاری مرزی می شوند
h	روغن سیلیسی است که با اضافه کردن مواد افزودنی می توان از آن برای روانکاری قطعات راهنما (guide) و دستگاه های هیدرولیک در یک سیستم مرکب استفاده کرد
b	این حرف نشان می دهد که در ماده روانکاری ، صابون های سرب به مقدار ۵٪ به عنوان مواد افزودنی وجود دارد و همچنین نشان می دهد که ممکن است سایر مواد افزودنی نیز در ماده روانکاری وجود داشته باشد . این نوع ماده افزودنی ،از زنگ زدن دستگاه در هوای مرطوب جلوگیری می کند و برای چرخ دنده ها و یاتاقان ها مناسب است ، در صورتی که برای سیستم های هیدرولیک مناسب نیست
e	مواد افزودنی که موجب به وجود آمدن خاصیت EP زیادی در ماده روانکاری می شوند .
s	ماده افزودنی برای جلوگیری از زنگ زدن اجزای ماشین ها است . این ماده افزودنی در طی انبار کردن و حمل و نقل ماشین ها ،از آن ها حفاظت می کند.

#### جدول ۶-۲ حروف استاندارد روغن

حروف کوچک بعد از حروف بزرگ استفاده می شوند.

همانگونه که قبلا ذکر شد روانکارها بوسیله ایجاد یک فیلم بین محور و یاتاقان از سایش جلوگیری می کنند. رژیم های روانکاری بر اساس فیلم روغن به پنج دسته تقسیم می شوند.

- روانکاری هیدرودینامیک
- روانکاری هیدرواستاتیک
- روانکاری الاستوهیدرودینامیک
- روانکاری مرزی
- روانکاری فیلم جامد

#### ۶-۱۳ روانکاری هیدرو دینامیک

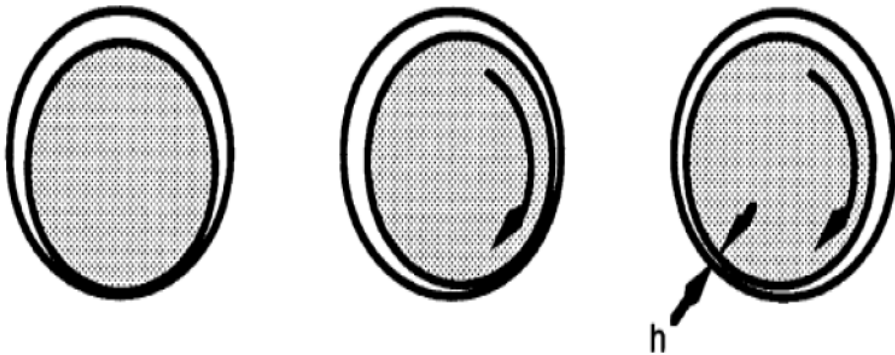
در این روانکاری هیچ نوع تماس فلز با فلز وجود ندارد و بین دو فلز یک لایه ضخیم روغن تشکیل می شود و محور را به صورت شناور نگه می دارد و از تماس آن با یاتاقان جلوگیری می کند. در این نوع روانکاری همیشه بایستی مقدار مناسب روغن در سرتاسر فاصله بین محور و یاتاقان وجود داشته باشد و لزجت روغن به اندازه ای باشد که بتوان محور و یاتاقان را از یکدیگر جدا نگه دارد. در روانکاری هیدرودینامیک حرکت دو سطح نسبت به هم، همگراست و روغن به داخل سطح کشیده می شود. در اقع روغن کاری هنگامی شروع می شود که ماشین روشن شده و سرعت و بار در آن به حدی رسیده که شرایط لازم برای کشیده شدن یک لایه ی روغن بین محور و یاتاقان به وجود آید. بسته به جهت گردش محور یک گوه روغن تشکیل می شود.

در ماشین هایی که دارای محور دوران کننده در داخل یاتاقان هستند این نوع روانکاری صورت می گیرد. در روانکاری هیدرو دینامیک خواص فیزیکی روغن و بخصوص لزجت آن باید ثابت بماند زیرا کاهش بیش از حد لزجت باعث تماس مستقیم فلز به فلز و افزایش بیش از حد لزجت بدلیل مقاومت داخلی زیاد روغن باعث کاهش بازده ماشین می شود. در این نوع روانکاری قبل از راه اندازی کامل و در بارهای ضربه ای احتمال تماس فلز با فلز وجود دارد. شکل ۶-۶ مکان هندسی محور را در حالت های مختلف کاری نشان می دهد.

هنگامی که ماشین خارج از سرویس می باشد.

هنگام راه اندازی ماشین

هنگام کار نرمال ماشین



شکل ۶-۶ حالات مختلف تماس محور و یاتاقان

### ۶-۱۴ روانکاری هیدرواستاتیک

این نوع روانکاری نیز شبیه به روانکاری هیدرو دینامیک می باشد با این تفاوت که روانکار بوسیله یک منبع خارجی به فضای خالی بین محور و یاتاقان پمپ می شود و فیلم روغن در مقایسه با روانکاری هیدرو دینامیک ضخیم تر می باشد و هنگام راه اندازی نیز محور معلق می باشد.

### ۶-۱۵ روانکاری الاستو هیدرو دینامیک<sup>۱</sup>

زمانیکه بین محور و یاتاقان تماس غلظتی وجود داشته باشد، پدیده روانکاری الاستو هیدرو دینامیک ظاهر می شود. همچنان که روان کننده به سطح تماس کشیده می شود. فشار روی آن بالا رفته و در نتیجه لزجت آن نیز بالا می رود. لزجت بالا و فشار زیاد موجب ایجاد یک لایه الاستیک می شود. بدلیل لایه ی ایجاد شده، تماس سطح به سطح رخ نمی دهد. برای مثال در یاتاقان های غلظتی زمانیکه روغن در منطقه ی تماس بین ساچمه و مسیر حرکت قرار

1-elastohydrodynamic lubricating

می گیرد فشار آن به شدت افزایش می یابد. این افزایش فشار باعث افزایش لزجت روغن و همینطور تغییر حالت آن به صورت نیمه جامد یا پلاستیکی خواهد شد. بعد از کم شدن فشار روغن به حالت اول خود بر می گردد. روانکاری چرخ دنده ها نیز به همین صورت می باشد.

### ۶-۱۶ روانکاری مرزی<sup>۱</sup>

این حالت روانکاری در حین روانکاری به سه روش قبلی در حالت های خاصی اتفاق می افتد و فیلم روغن بسیار نازک می باشد. در این سیستم روانکاری بیشترین مقدار اصطکاک رخ می دهد. حالت های خاص عبارتند از:

- کاهش سرعت محور (لحظه راه اندازی و از سرویس خارج شدن ماشین)
- عدم وجود مقدار کافی روغن در یاتاقان
- افزایش بار وارد به یاتاقان
- افزایش دمای روانکار
- سطح نامناسب یاتاقان یا محور (در اثر خوردگی و سایش)

برای جلوگیری از سایش در این حالت بهترین کار استفاده از روغن هایی است که دارای مواد افزودنی فشار پذیر یا ضد سایش باشند. این مواد با سطوح واکنش داده و یک لایه محافظ بر روی آنها ایجاد می کنند که به جای سطوح فلزی سائیده می شوند.

### ۶-۱۷ روانکاری فیلم جامد

زمانیکه دما در محیط روانکاری بسیار زیاد باشد و امکان استفاده از روغن وجود نداشته باشد از یک لایه جامد روانکار جامد مثل گرافیت یا دیسولفیت مولیبدن استفاده می شود.

### ۶-۱۸ پارامتر بی بعد فیلم روانکار

برای اطمینان یافتن از شرایط مناسب رژیم روانکاری از پارامتر بدون بعد ضخامت فیلم  $\Lambda$  استفاده می کنیم. در یاتاقان های شعاعی این مقدار عبارت است از

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{R_a + R_b}$$

$R_a$  = صافی سطح rms محور

$R_b$  = صافی سطح rms یاتاقان

$h_{min}$  = حداقل فاصله بین محور و یاتاقان

بر اساس این پارامتر و مقایسه آن با مقادیر مرجع زیر می توان از شرایط مناسب رژیم روانکاری اطمینان یافت.

روانکاری هیدرودینامیک	$5 \leq \Lambda \leq 100$
روانکاری الاستوهیدرودینامیک	$3 \leq \Lambda \leq 10$
روانکاری جزئی	$1 \leq \Lambda \leq 5$
روانکاری مرزی	$\Lambda \leq 1$

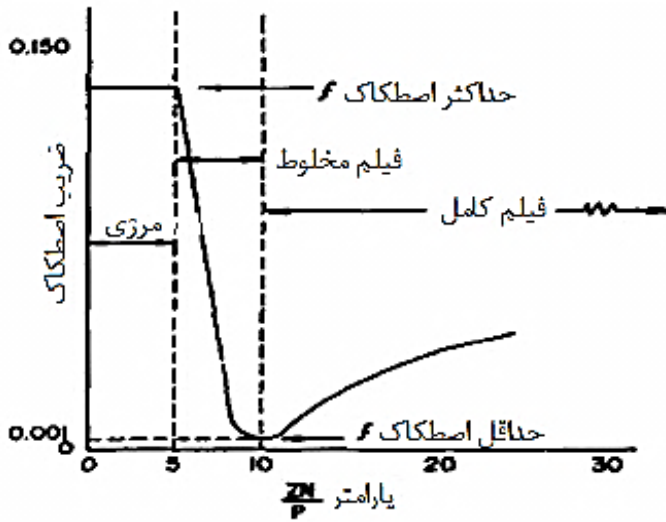
جدول ۶-۳ اعداد استاندارد

#### ۶-۱۹ ضخامت فیلم روغن در روانکاری هیدرودینامیک

در یاتاقان های شعاعی ضخامت فیلم روغن به عوامل زیر بستگی دارد:

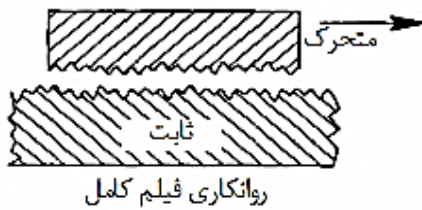
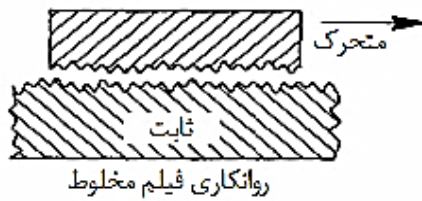
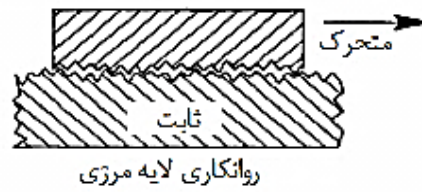
- سرعت محور N
- مقدار بار P
- لزجت Z

این سه عامل را عوامل اساسی در نظرمی گیریم زیرا عوامل فرعی دیگری مثل صافی سطح قطر محور و تمیزی روغن که بخاطر ثابت بودن این عوامل آنها را فرعی در نظر گرفتیم. با استفاده از سه عامل اساسی می توانیم نوع لایه روغن را بوسیله منحنی شکل ۶-۷ محاسبه کنیم. در این نمودار بر اساس مشخصه  $\frac{ZN}{P}$  می توان ضریب اصطکاک و نوع لایه روانکار را محاسبه کرد در اینجا P که واحد آن psi می باشد عبارت است از مساحت تصویر یاتاقان (طول یاتاقان ضربدر قطر یاتاقان) ضربدر فشار متوسط ناشی از بار شعاعی محور. همچنین Z لزجت (CPS) و N تعداد دور محور (RPM) می باشد.



شکل ۶-۷ حالت های مختلف روانکار

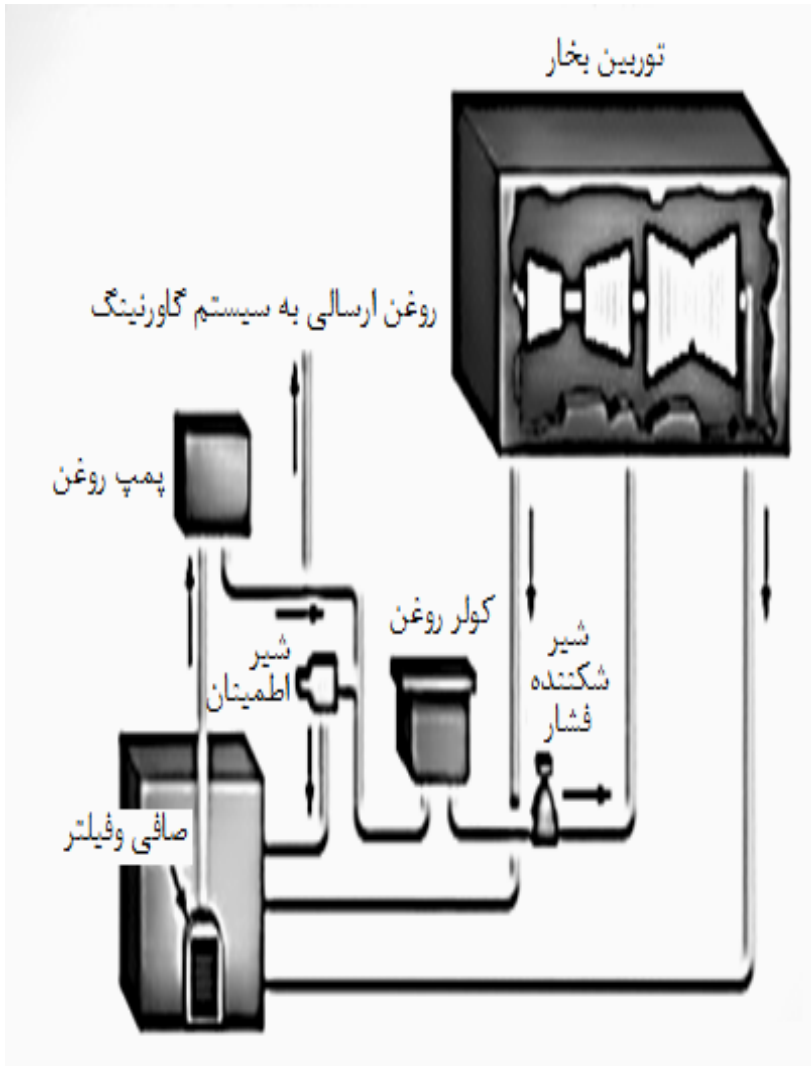
در شکل ۶-۸ تفاوت لایه های روانکاری مشهود می باشد.



شکل ۶-۸ ضخامت فیلم روغن

## ۶-۲۰ سیستم های روانکاری

هر توربین بخار دارای یک سیستم روانکاری می باشد که از اجزای خاصی تشکیل شده است. این اجزا در ادامه به طور مفصل شرح داده می شوند. شکل ۶-۹ طرح کامل یک سیستم روانکاری توربین بخار را نمایش می دهد.



شکل ۶-۹ اجزای مختلف سیستم روانکاری

مهمترین اجزای این سیستم عبارتند از

- مخزن<sup>۱</sup>
- گرمکن<sup>۲</sup>
- پمپ<sup>۳</sup>
- کولر<sup>۴</sup>
- دستگاههای اندازه گیری<sup>۵</sup>
- فیلتر<sup>۶</sup>
- صافی<sup>۷</sup>

#### ۶-۲۰-۱ پمپ روغن

پمپ به عنوان قلب سیستم هیدرولیک انرژی مکانیکی را که توسط موتورهای الکتریکی، احتراق داخلی و ... تامین می گردد به انرژی هیدرولیکی تبدیل می کند.

در واقع پمپ انرژی سیال را افزایش می دهد تا در مکان مورد نیاز این انرژی افزوده به کار مطلوب تبدیل گردد.

فشار اتمسفر در اثر خلا نسبی بوجود آمده به خاطر عملکرد اجزای مکانیکی پمپ ، سیال را مجبور به حرکت به سمت مجرای ورودی آن نموده تا توسط پمپ به سایر قسمت های مدار روانکاری پمپاژ شود.

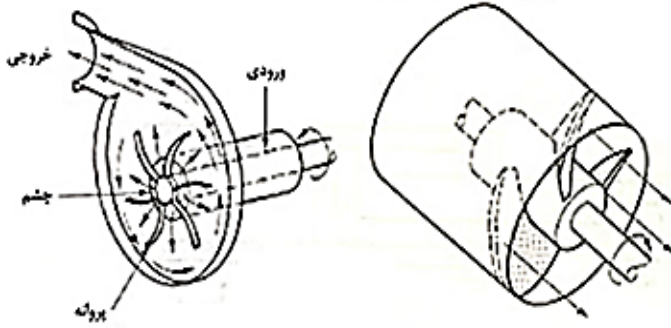
حجم روغن پر فشار تحویل داده شده به مدار روانکاری بستگی به ظرفیت پمپ و در نتیجه به حجم جابه جا شده سیال در هر دور و تعداد دور پمپ دارد. ظرفیت پمپ با واحد گالن در دقیقه یا لیتر بر دقیقه بیان می شود.

نکته قابل توجه در در مکش سیال ارتفاع عمودی مجاز پمپ نسبت به سطح آزاد سیال می باشد، در مورد روغن این ارتفاع نباید بیش از ۱۰ متر باشد، زیرا بر اثر بوجود آمدن خلا نسبی اگر ارتفاع بیش از ۱۰ متر باشد روغن جوش آمده و بجای روغن مایع ، بخار روغن وارد پمپ شده و در کار سیستم روانکاری اختلال بوجود خواهد آورد. اما در مورد ارتفاع خروجی پمپ هیچ محدودیتی وجود ندارد و تنها توان پمپ است که می تواند آن رامعین کند. پمپ ها در صنعت به دو دسته جا بجایی غیر مثبت ( پمپ های دینامیکی) و جابجایی مستقیم تقسیم می شوند.



### ۶-۲۰-۱ پمپ ها با جا به جایی غیر مثبت

این پمپ ها توانایی مقاومت در فشار های بالا را ندارند و معمولا به عنوان انتقال اولیه سیال از نقطه ای به نقطه دیگر بکار گرفته می شوند. پمپ های گریز از مرکز و محوری که در شکل ۶-۱۰ نشان داده شده، نمونه کاربردی پمپ های با جابجایی غیر مثبت می باشد.



شکل ۶-۱۰ انواع پمپ های با جابجایی غیر مثبت

### ۶-۲۰-۲ پمپ های با جابجایی مثبت

در این پمپ ها به ازای هر دور چرخش محور مقدار معینی از سیال به سمت خروجی فرستاده می شود. مهمترین مزایای این پمپ ها عبارتند از:

- ابعاد کوچک
- بازده حجمی بالا
- توانایی کار در فشار های بالا

پمپ ها با جا به جایی مثبت از نظر ساختمان به سه دسته زیر تقسیم بندی می شوند:

- دنده ای
- پره ای
- پیستونی

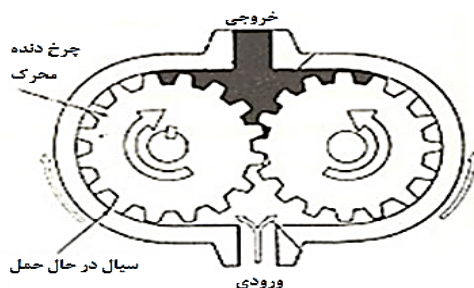
### ۶-۲۱ پمپ های دنده ای<sup>۱</sup>

این پمپ ها در سیستم های روانکاری توربین های بخار کاربرد زیادی پیدا کرده اند. ولی از معایب این پمپ ها می توان به کاهش بازده آنها در اثر فرسایش قطعات به دلیل اصطکاک و خوردگی و در نتیجه نشت روغن در قسمت های داخلی آن اشاره کرد. این افت فشار بیشتر

در نواحی بین دنده ها و پوسته و بین دنده ها قابل مشاهده است. پمپ ها ی دنده ای در شش نوع تولید می شوند.

### ۶-۲۱-۱ دنده خارجی<sup>۱</sup>

در این پمپ ها یکی از چرخ دنده ها به محرک متصل بوده و چرخ دنده دیگر هرزگرد می باشد. با چرخش محور محرک و دور شدن دنده های چرخ دنده ها از هم با ایجاد خلاء نسبی روغن به فضای بین چرخ دنده ها و پوسته کشیده شده و به سمت خروجی رانده می شود. لقی بین پوسته و دنده ها در اینگونه پمپ ها حدود 0.025 mm می باشد.

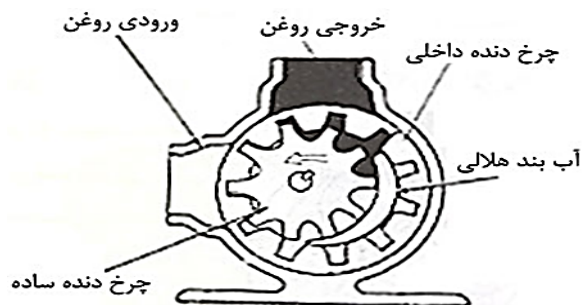


شکل ۶-۱۱ پمپ دنده خارجی

افت داخلی جریان به خاطر نشست روغن در فضای موجود بین پوسته و چرخ دنده است که لغزش پمپ<sup>۲</sup> نام دارد.

### ۶-۲۱-۲ دنده داخلی<sup>۳</sup>

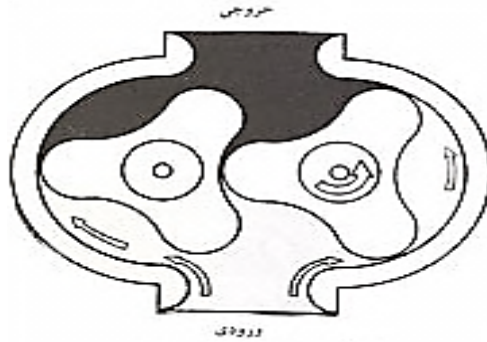
نحوه عملکرد آن به گونه ای است که سیال با وارد شدن به پمپ با حرکت چرخ دنده به سمت خروجی پمپاژ می شود. کاهش بازدهی در اثر سایش در پمپ های دنده ای داخلی بیشتر از پمپ های دنده ای خارجی است.



شکل ۶-۱۲ پمپ دنده داخلی

### ۶-۲۱-۳ پمپ های گوشواره ای<sup>۱</sup>

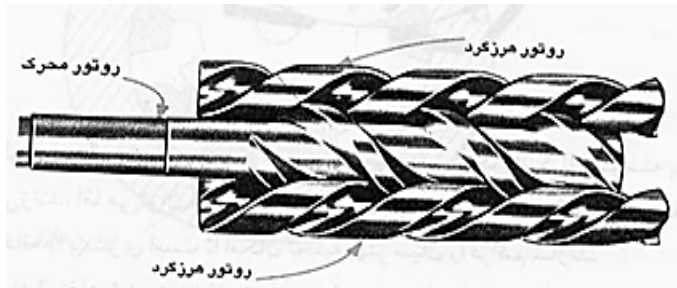
این پمپ ها آرامتر و بی صدا تر از دیگر پمپ های دنده ای عمل می نمایند، زیرا هر دو دنده آن دارای محرک خارجی بوده و دنده ها با یکدیگر درگیر نمی شوند. اما به خاطر داشتن دندانه های کمتر خروجی ضربان بیشتری دارد، ولی جابه جایی حجمی بیشتری نسبت به سایر پمپ های دنده ای خواهد داشت.



شکل ۶-۱۳ پمپ گوشواره ای

### ۶-۲۱-۴ پمپ های پیچی<sup>۲</sup>

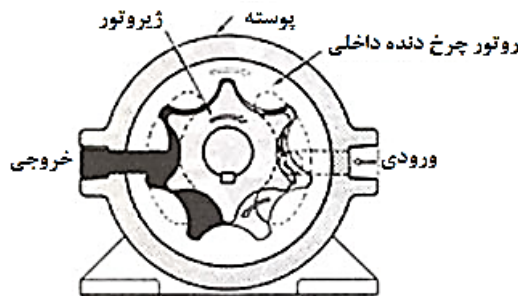
پمپ پیچی یک پمپ دنده ای با جابه جایی مثبت و جریان محوری بوده که در اثر درگیری سه پیچ دقیق (سنگ خورده) درون محفظه آب بندی شده جریانی کاملا آرام، بدون ضربان و با بازده بالا تولید می کند. دو روتور هرزگرد به عنوان آب بندهای دوار عمل نموده و باعث رانده شدن سیال در جهت مناسب می شوند. حرکت آرام بدون صدا و ارتعاش، قابلیت کار با انواع سیال، حداقل نیاز به روغنکاری، قابلیت پمپاژ امولسیون آب، روغن و عدم ایجاد اغتشاش زیاد در خروجی از مزایای جالب این پمپ می باشد.



شکل ۶-۱۴ روتورهای پمپ پیچی

### ۶-۲۱-۵ پمپ های ژیروتور<sup>۱</sup>

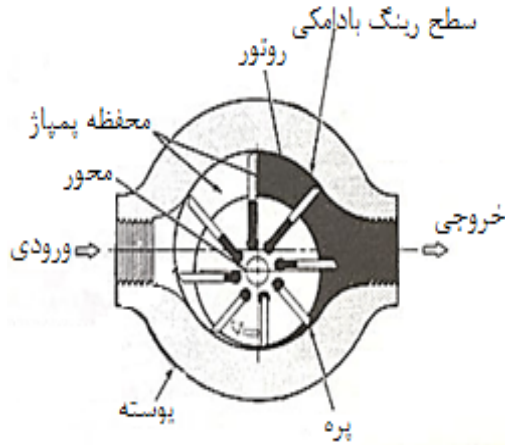
عملکرد این پمپها شبیه پمپ های چرخ دنده داخلی است. در این پمپ ها عضو ژیروتور توسط محرک خارجی به حرکت در می آید و موجب چرخیدن روتور چرخ دنده های درگیر با خود می شود. در نتیجه این مکانیزم درگیری ، آب بندی بین نواحی پمپاژ تامین می گردد. عضو ژیروتور دارای یک چرخ دنده کمتر از روتور چرخ دنده داخلی می باشد. حجم دندانه کاسته شده ضرب در تعداد چرخ دنده چرخ دنده محرک ، حجم سیال پمپ شده به ازای هر دور چرخش محور را مشخص می نماید.



شکل ۶-۱۵ پمپ ژیروتوری

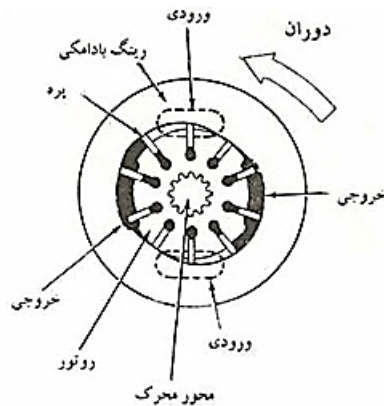
### ۶-۲۲ پمپ های پره ای<sup>۲</sup>

عمدتاً این پمپها آرام و بی سر و صدا کار می کنند ، از مزایای جالب این پمپ ها این است که در صورت بروز اشکال در ساختمان پمپ بدون جدا کردن لوله های ورودی و خروجی قابل تعمیر است. فضای بین روتور و رینگ بادامکی در در نیم دور اول چرخش محور، افزایش یافته و انبساط حجمی حاصله باعث کاهش فشار و ایجاد مکش می گردد، در نتیجه سیال به طرف مجرای ورودی پمپ جریان می یابد. در نیم دور دوم با کم شدن فضای بین پره ها سیال که در این فضاها قرار دارد با فشار به سمت خروجی رانده می شود. همانطور که در شکل ۶-۱۶ می بینید، جریان بوجود آمده به میزان خروج از مرکز(فاصله دو مرکز) محور نسبت به روتور پمپ بستگی دارد و اگر این فاصله به صفر برسد دیگر در خروجی جریانی نخواهیم داشت.



شکل ۶-۱۶ پمپ پره ای

پمپ های پره ای که قابلیت تنظیم خروج از مرکز را دارند می توانند دبی های حجمی متفاوتی را به سیستم تزریق کنند به این پمپ ها ، جابجائی متغییر می گویند. به خاطر وجود خروج از مرکز محور از روتور(عدم تقارن) بار جانبی وارد بر یاتاقان ها افزایش می یابد و در فشار های بالا ایجاد مشکل می کند. برای رفع این مشکل از پمپ های پره ای متقارن<sup>۱</sup> (شکل ۶-۱۷) استفاده می کنند. شکل بیضوی پوسته در این پمپ ها باعث می شود که مجاری ورودی و خروجی نظیر به نظیر رو به روی هم قرار گیرند و تعادل هیدرولیکی برقرار گردد. با این ترفند بار جانبی وارد بر یاتاقان ها کاهش یافته اما عدم قابلیت تغییر در جابجایی از معایب این پمپ ها به شمار می آید .



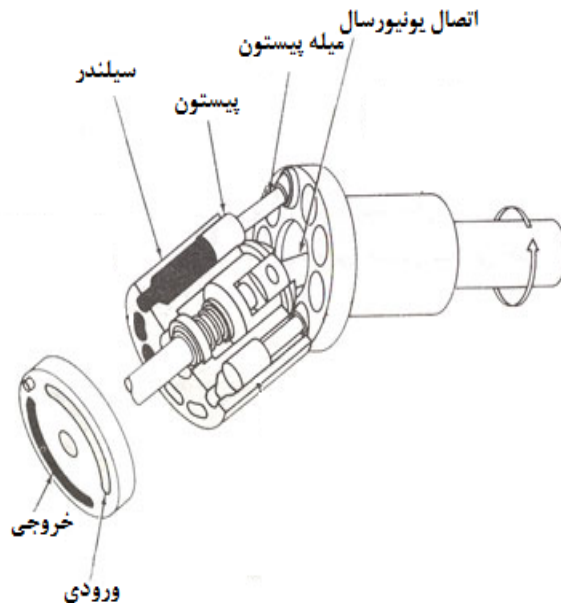
شکل ۶-۱۷ پمپ پره ای متقارن

### ۶-۲۳ پمپ های پیستونی<sup>۱</sup>

پمپ های پیستونی با دارا بودن بیشترین نسبت توان به وزن، از گرانترین پمپ ها هستند و در صورت آب بندی دقیق پیستون ها می تواند بالا ترین بازدهی را داشته باشند. معمولا جریان در این پمپ ها بدون ضریب بوده و به دلیل عدم وارد آمدن بار جانبی به پیستونها دارای عمر طولانی می باشند، اما به خاطر ساختار پیچیده تعمیر آن مشکل است. از نظر طراحی پمپ های پیستونی به دو دسته شعاعی و محوری تقسیم می شوند.

### ۶-۲۳-۱ پمپ های پیستونی محوری با محور خمیده<sup>۲</sup>

در این پمپ ها خط مرکزی بلوک سیلندر نسبت به خط مرکزی محور محرک در موقعیت زاویه ای مشخصی قرار دارد. میله پیستون توسط اتصالات کروی به فلنج محور محرک متصل هستند به طوری که تغییر فاصله بین فلنج محرک و بلوک سیلندر باعث حرکت رفت و برگشت پیستون ها در سیلندر می شود. یک اتصال یونیورسال بلوک سیلندر را به محور محرک متصل می کند.

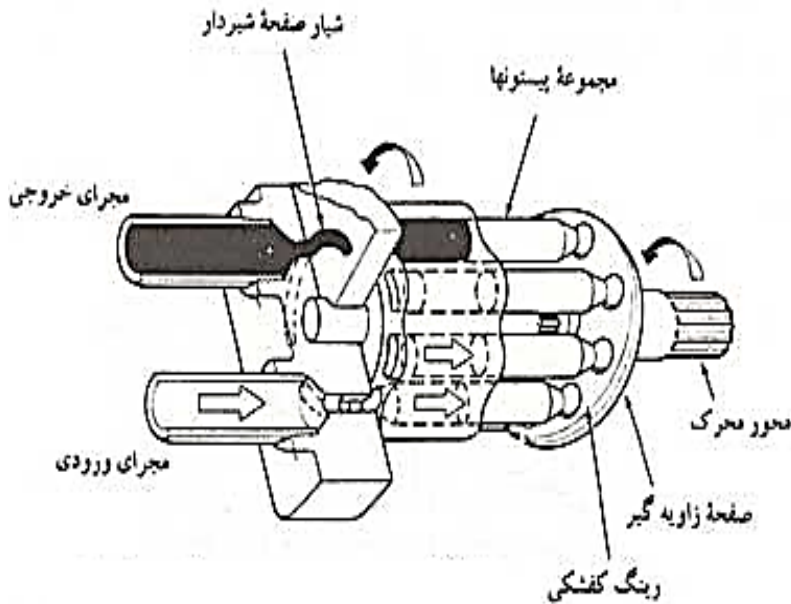


شکل ۶-۱۸ پیستونی محوری با محور خمیده

میزان خروجی پمپ با تغییر زاویه بین دو محور پمپ قابل تغییر است. در زاویه صفر خروجی وجود ندارد و بیشینه خروجی در زاویه ۳۰ درجه بدست خواهد آمد.

### ۶-۲۳-۲ پمپ های پیستونی محوری با صفحه زاویه گیر<sup>۱</sup>

در این نوع پمپ ها محوربلوک سیلندر و محور محرک در یک راستا قرار می گیرند و در حین حرکت دورانی به خاطر پیروی از وضعیت صفحه زاویه گیر پیستون ها حرکت رفت و برگشتی انجام خواهند داد ، با این حرکت سیال را از ورودی مکیده و در خروجی پمپ می کنند. این پمپ ها را می توان با خاصیت جابجائی متغیر نیز طراحی نمود . در پمپ های با جابه جایی متغیر وضعیت صفحه زاویه گیر توسط مکانیزم های دستی ، سروو کنترل و یا از طریق سیستم جبران کننده تنظیم می شود. حداکثر زاویه صفحه زاویه گیر حدود 17.5 درجه می باشد.

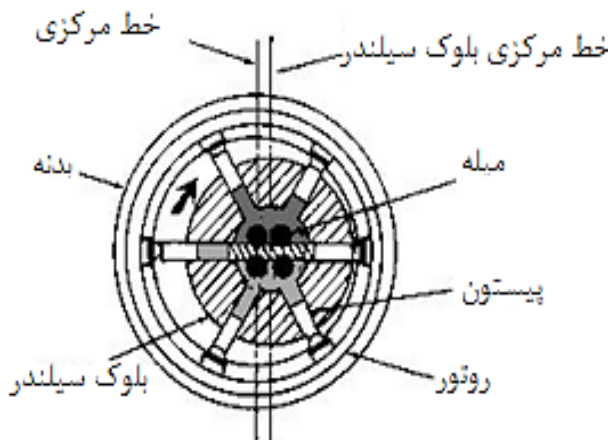


شکل ۶-۱۹ پمپ پیستونی محوری با صفحه زاویه گیر

### ۶-۲۳-۳ پمپ های پیستونی شعاعی<sup>۲</sup>

در این نوع پمپ ها ، پیستون ها در امتداد شعاع قرار می گیرند. پیستون ها در نتیجه نیروی گریز از مرکز و فشار سیال پشت آنها همواره با سطح رینگ عکس العمل در تماسند. برای پمپ نمودن سیال رینگ عکس العمل باید نسبت به محور محرک خروج از مرکز داشته باشد. در ناحیه ای که پیستون ها از محور روتور فاصله دارند خلا نسبی بوجود آمده در نتیجه مکش انجام می گیرد، در ادامه دوران روتور، پیستون ها به محور نزدیک شده و سیال موجود در روتور را به

خروجی پمپ می کند. در انواع جابه جایی متغیر این پمپ ها با تغییر میزان خروج از مرکز رینگ عکس العمل نسبت به محور محرک می توان مقدار خروجی سیستم را تغییر داد.



شکل ۶-۲۰ پمپ پیستونی شعاعی

### ۶-۲۰-۲ مخزن روغن<sup>۱</sup>

مخزن روغن در نقش مکانی برای ذخیره سازی روغن عمل می کند و بایستی دارای ویژگی های ذیل باشد:

- توانایی ذخیره کردن کل روغن سیستم
- جداسازی هوای موجود در روغن
- ته نشین شدن آلودگی ها در مخزن
- دفع حرارت سیستم

مخازن معمولاً مرتفع و کم عرض ساخته شوند. در مخازن کم عمق امکان ورود هوا به ورودی مکش پمپ وجود دارد. مخازن روغن توربین های بخار از اجزای مختلفی تشکیل شده اند که در ادامه توضیح داده می شوند.

### ۶-۲۰-۲-۱ موج گیر<sup>۲</sup>

موج گیرها صفحاتی می باشند که به موازات یکدیگر و جداره های مخزن درون مخزن روغن نصب می شوند و وظایف زیر را بر عهده دارند.

- از ایجاد تلاطم روغن در مخزن جلوگیری می کند.
- موجب تسریع ته نشین شدن ذرات موجود در روغن، در ته مخزن می شود.



- موجب تسریع آزاد شدن هوای مخلوط شده با روغن می شود.
- به دفع حرارت روغن از طریق جداره های مخزن کمک می کند.

#### ۶-۲۰-۲-۲ گرمکن

در توربین های بخار و سایر ماشین آلات حساس هنگام راه اندازی دمای روغن موجود در مخزن روغن با محیط پیرامون مخزن هم دما می باشد. زمانیکه دمای محیط پیرامون پائین تر از حداقل دمای مجاز روغن باشد، موجب افزایش لزجت بیشتر از حد مجاز و احتمال آسیب دیدن یاتاقان ها می شود. از اینرو در مخازن روغن توربین های بخار تعدادی گرمکن نصب می شود تا پیش از راه اندازی توربین ابتدا بوسیله حرارت ایجاد شده توسط گرمکن دمای روغن به حداقل دمای مجاز روغن برسد و پس از آن توربین بخار وارد سرویس شود. گرمکن ها در دو نوع بخاری و الکتریکی موجود هستند. در گرمکن بخاری بخار مسیری را در لوله های با هدایت حرارتی بالا درون روغن موجود در مخزن طی می کند و گرمای بخار بوسیله جداره لوله ها به روغن منتقل می شود. اما در گرمکن های الکتریکی جریان الکتریسیته درون یک ماده با مقاومت الکتریکی بالا جریان پیدا می کند و باعث تولید گرما در ماده و انتقال این گرما به روغن درون مخزن می شود.



شکل ۶-۲۱ گرمکن

#### ۶-۲۰-۳ سیستم های اندازه گیری

مخازن روغن معمولا دارای تعدادی قطعات جهت اندازه گیری دما و حجم روغن می باشند که ساده ترین نوع آنها یک شیشه جانبی می باشد که در راستای ارتفاع مخزن نصب می شود تا سطح روغن مشخص باشد.

### ۶-۲۰-۴ دريچه خروجی هوا

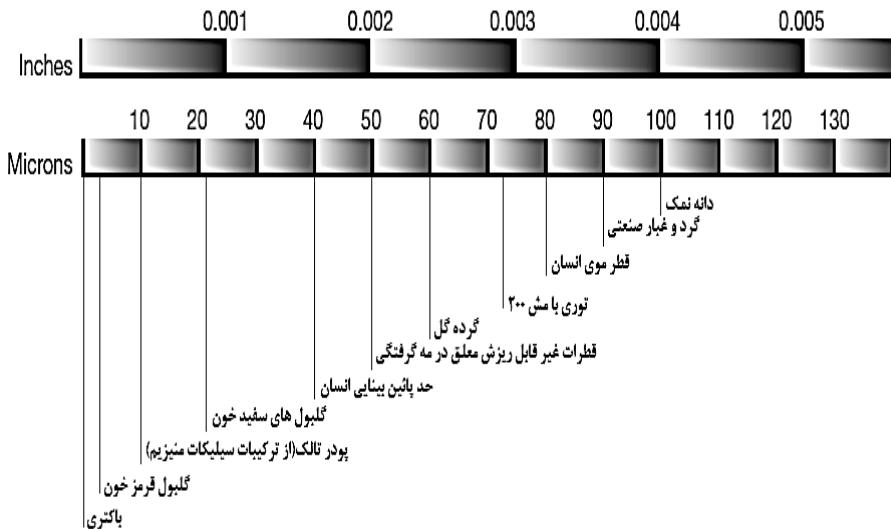
هوا و سایر گازهایی که با روغن مخلوط می شوند درون مخزن آزاد می شود و همیشه در سطح بالایی مخزن یک دریچه کلاهدار جهت تخلیه این گازها و جلوگیری از افزایش فشار سطح روغن تعبیه شده است.

### ۶-۲۰-۵ ولوهای ورودی و خروجی

مسیر های ورود و خروج روغن به مخزن معمولاً بوسیله شیرهای صنعتی کنترل می شوند در زمان های مورد نیاز این مسیرها بسته شوند.

### ۶-۲۰-۳ فیلتر

بنا به تعریف، فیلتر به وسیله ای گفته می شود که کارش جذب مواد زائد معلق در سیال، به کمک یک ماده یا جسم متخلخل است. ماده یا جسم متخلخل می تواند به سادگی یک توری سیمی، تا پیچیدگی یک ماده مرکب باشد. این مواد اجازه نفوذ و عبور سیال را می دهند، لیکن ذرات معلق در روغن را جذب و حفظ می کنند. فیلترهایی که دارای روزه درشت باشند، صافی می گویند. با استفاده از شکل ۶-۲۳ می توان تصویری از میکرون در ذهن ایجاد کرد.



شکل ۶-۲۲ مقایسه اندازه ها

### ۶-۲۴ سایز بندی صافی ها و فیلترها

اندازه یک توری ساده و یا صافی سیمی را از نظر ریزی روزنه هایش، برحسب اندازه مش<sup>۱</sup> و یا عدد استاندارد سیو بیان می کنند. هر قدر که نمره مش بزرگتر باشد، روزنه های صافی ریزترند. درجه فیلتر کنندگی فیلترها را برحسب میکرون بیان می کنند، چرا که مغزی آنان ممکن است از موادی بغیر از توری سیمی ساخته شوند. یک میکرون معادل یک میلیونیم متر است، کوچکترین ذره ای که یک چشم سالم می تواند ببیند. برابر ۴۰ میکرون است. شایان ذکر است زمانی که بیان می شود، اندازه یک فیلتر مثلاً ۱۰ میکرون است، این بدان معنی است که ذراتی که بزرگتر از ۱۰ میکرون باشند توسط فیلتر متوقف و جذب می شوند. شکل ۶-۲۶ جدولی را نمایش می دهد که به کمک آن می توان میکرون را به مش معادل تبدیل کرد.

## Conversion Information U.S. Mesh to Micron Particle Size

### COMPARATIVE PARTICLE SIZE

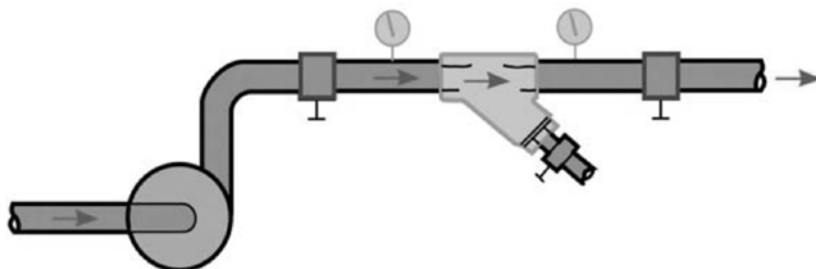
U. S. MESH	INCHES	MICRONS	U.S. MESH	INCHES	MICRONS
3	.265	6730	40	.0165	420
3-1/2	.223	5660	45	.0138	354
4	.187	4760	50	.0117	297
5	.157	4000	60	.0098	250
6	.132	3360	70	.0083	210
7	.111	2830	80	.0070	177
8	.0937	2380	100	.0059	149
10	.0787	2000	120	.0049	125
12	.0661	1680	140	.0041	105
14	.0555	1410	170	.0035	88
16	.0469	1190	200	.0029	74
18	.0394	1000	230	.0024	63
20	.0331	841	270	.0021	53
25	.0280	707	325	.0017	44
30	.0232	595	400	.0015	37
35	.0197	500			

شکل ۶-۲۳ جدول تبدیل واحد سوراخ های فیلتر

## ۶-۲۵ انواع صافی

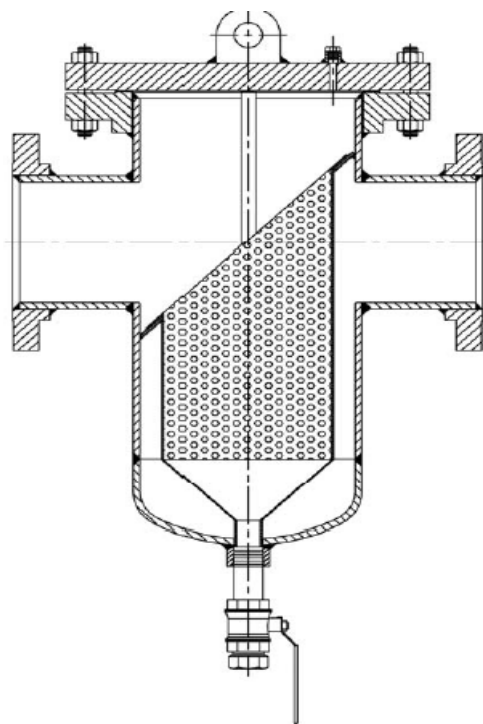
صافی ها بر اساس نحوه نصب و ساختمان بدنه آنها به دسته های زیر تقسیم بندی می شوند.

## ۶-۲۵-۱ صافی Y



شکل ۶-۲۴ صافی Y

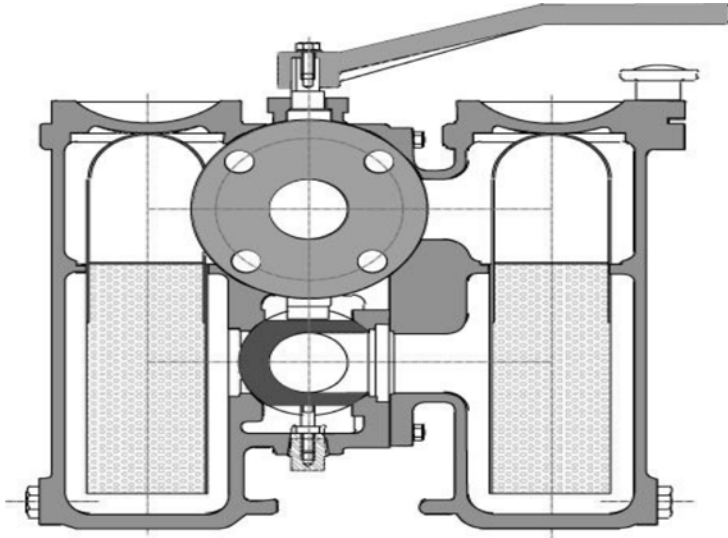
## ۶-۲۵-۲ صافی T



شکل ۶-۲۵ صافی T

### ۶-۲۵-۳ صافی دوتایی

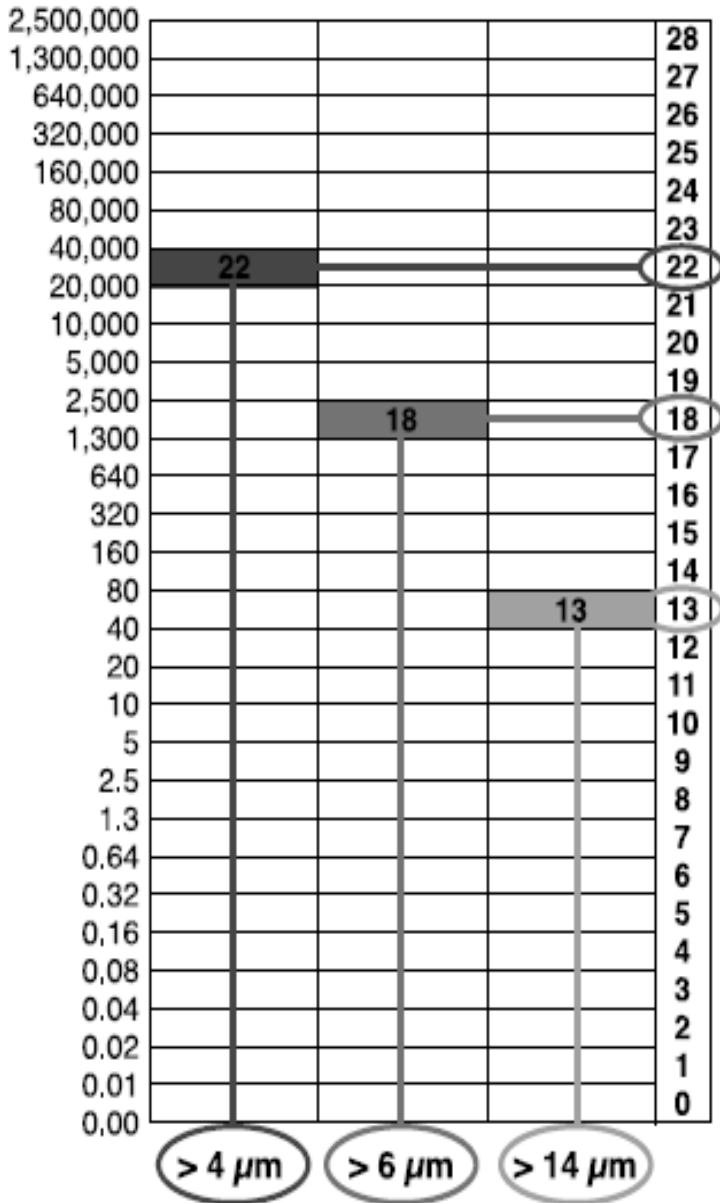
بوسیله این نوع از صافی ها می توان صافی را در ماشین های در حال سرویس باز کرد و آنرا تمیزکاری یا تعویض کنیم در واقع این نوع صافی دارای یک عدد صافی اضافی می باشد که با هدایت روغن به سمت یک صافی، صافی دیگر از سرویس خارج می شود.



شکل ۶-۲۶ صافی دوتایی

### ۶-۲۶ سطح تمیزی سیال

سطح تمیزی روغن معیاری از تعداد و ابعاد ذرات آلودگی در روغن پس از عبور از فیلتر می باشد. این عدد توسط سازندگان فیلتر به عنوان یکی از مشخصه های اصلی فیلتر ارائه می شود و مقدار آن بوسیله آزمایش شمارش ذرات معلق در روغن و مقایسه آن با استاندارد ISO 4406 نسخه سال ۱۹۹۹ مشخص می شود. این مشخصه از سه عدد که با ممیز (/) از هم جدا می شود مشخص می شود. از سمت چپ به راست عدد اول استاندارد نشانگر تعداد ذرات در محدوده  $4\mu\text{m}$  و عدد دوم استاندارد نشانگر ذرات در محدوده قطر  $6\mu\text{m}$  و عدد سوم استاندارد نشانگر ذرات در محدوده قطر  $14\mu\text{m}$  می باشد کلیه این مقادیر در یک میلی لیتر نمونه اندازه گیری می شود. جدول شکل ۶-۲۸ ارتباط این اعداد استاندارد با تعداد ذرات را مشخص می کند. همچنین برای درک بهتر از یک مثال و ارائه آن در جدول ۶-۲۸ استفاده کرده ایم. در مثال سطح تمیزی ISO 22/18/13 را شرح می دهیم.



شکل ۶- ۲۷ اعداد استاندارد

سطح تمیزی روغن در هر ماشین معمولاً توسط سازنده ارائه می شود و این سطح تابعی از مواد سرعت لقی می باشد.

**۶-۲۷ روش پالایش در فیلترها**

در فیلترها عمل پالایش به یکی از سه روش زیر انجام می شود:

- مکانیکی
- جذبی
- فعال

**۶-۲۷-۱ روش مکانیکی**

در این گروه از فیلترها، ماده پالایش کننده، عبارت از توری های فلزی بافته و یا مجموعه دیسکهای چیده شده بر روی هم می باشد. که در هنگام عبور روغن ذرات زائد را در روزنه های خود به دام می اندازند و نگه می دارند.

**۶-۲۷-۲ روش جذبی**

در این نوع گروه از فیلترها، ماده پالایش کننده از مواد متخلخل بوده و معمولاً از جنس کاغذ، خمیر سلولزی یا پنبه، نخ بافندگی و یا..... هستند. این گروه از مواد قادرند در هنگام عبور روغن ذرات بسیار کوچک را به دام اندازند و جذب نمایند.

**۶-۲۷-۳ روش فعال**

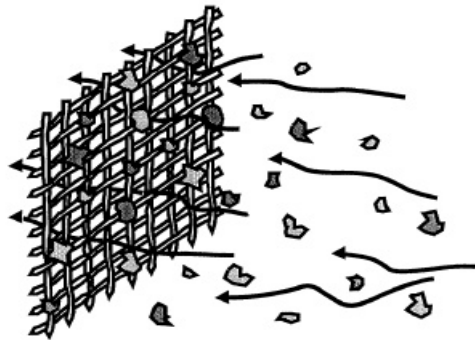
در این گروه از فیلترها، ماده پالایش کننده از زغال سنگ یا نوعی خاک رس ویژه می باشد.

**۶-۲۸ انواع المان در فیلترها**

ساختمان المان درون فیلترها بسیار متنوع است و متداولترین آنان عبارتنداز:

**۶-۲۸-۱ المان نوع سطحی**

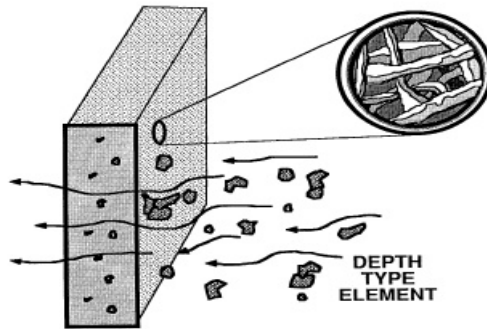
این نوع متداولترین نوع المان می باشد که از یک نوع کاغذ خاص، که با تکنیکی ویژه بافته و یا تابیده شده است، ساخته می شوند. روزنه های موجود در کاغذ، اجازه عبور روغن را از میان تور بافته شده می دهد، دقت و ظرفیتی که در ساخت سائز روزنه ها می شود، از ویژگی این نوع المانها است.



شکل ۶- ۲۸ المان سطحی

### ۶-۲۸-۲ المان نوع عمقی

این نوع المانها به شکل لایه و یا رشته تابیده شده، ساخته می شوند. و لذا از درون توده خود، مسیرهائی پیچاپیچ، برای عبور روغن مهیا می سازند. این نوع المان در مقابل افزایش فشار، حساس بوده و کیفیت خود را از دست می دهند. کاربرد این نوع المانها، در سیستمهائی است که اولاً دبی جریان در آنان الزاماً باید پائین باشد و ثانیاً سیستم نسبت به افت فشار حساس بوده و افت فشار برای سیستم می تواند مخرب باشد.



شکل ۶- ۲۹ المان عمقی

### ۶-۲۸-۳ المان نوع لبه ای

این نوع المانها تشکیل شده اند از یک مجموعه بسیار زیاد از دیسکهائی که توسط پره های فاصله گذار بسیار نازک از یکدیگر جدا شده اند. عبور روغن از درز میان دیسکها، سبب جدا شدن ذرات معلق از روغن می شود. برای جاروب کردن ذرات زاید جمع شده در دهانه درزها،



از تیغه های پاک کن ثابت، بهره می گیرند. در واقع، چرخاندن دستگیره روی فیلتر، موجب دوران مجموعه دیسکها و در نتیجه سبب جاروب شدن مواد زاید توسط تیغه های پاک کننده از لبه دیسکها می شود. ضخامت فاصله گذاری که بین صفحات قرار می گیرد درجه صافی را مشخص می کند.

### ۲۹-۶ مبدل های حرارتی

چون هیچ سیستمی وجود ندارد و نخواهد داشت، که با راندمان صددرصد کار کند، لذا تولید گرمادر یک دستگاه، در هنگام کار، یک مسئله اجتناب ناپذیر خواهد بود. بنابراین در پاره ای از موارد لازم است روغن مرتباً تا حد دمای مطلوب کارکرد خنک شود.  
انواع کولر های روغن:

### ۲۹-۶ کولرهای نوع هوایی<sup>۱</sup>

در این کولرها روغن به درون لوله های کولر پمپ می شود، جداره خارجی لوله ها از پره های نازک فین، کاملاً پوشانیده شده اند. این پره ها از جنس آلومینیوم هستند؛ لذا به راحتی گرما را از لوله جذب و به هوای بیرون منتقل می کنند. در برخی از این نوع کولرها از یک فن کمکی جهت جا به جایی سریع هوا و در نتیجه انتقال گرمای بیشتر، هم کمک می گیرند.



شکل ۶-۳۰ کولر هوایی

## ۳۰-۶ کولرهای نوع آبی<sup>۲</sup>

در این نوع کولرها، در حالی که در قسمت خارجی لوله ها، آب جاری است و روغن روانکاری، درون لوله های کولر گردش می کند. و لذا گرمای روغن جذب آب می گردد. در این کولرها با نصب یک شیر رگلاتور ترموستاتی می توان مقدار جریان آب را کنترل و در نتیجه دمای روغن را در اندازه دلخواه ثابت نگه داشت.



شکل ۶-۳۱ کولر آبی

# کوپلینگ و هم محوری

## ۱-۷ کوپلینگ<sup>۱</sup>

همانگونه که قبلا ذکر شد هدف نهایی توربین بخار ایجاد کار مکانیکی می باشد که در نهایت کار تولید شده بوسیله محور توربین به یک ماشین دیگر منتقل می شود. این انتقال توسط کوپلینگ انجام می شود. کوپلینگها، ارتباط بین دو محور را برقرار می سازند و در یک محدوده زمانی یا به طور دائم کار انتقال قدرت را انجام می دهند. به طور کلی کوپلینگ ها وظایف زیر را بر عهده می گیرند.

- نیروها و گشتاورها را منتقل می کنند.
  - تغییرات طولی، عرضی یا زاویه ای محورها نسبت به هم را ممکن می سازند.
  - اتصال و جداسازی محورها را نسبت به هم میسر می کنند.
  - ضربه ها و ارتعاشات را کاهش می دهند و یا از بین می برند.
- در یک تقسیم بندی کلی کوپلینگ ها به دو دسته زیر تقسیم بندی می شوند.

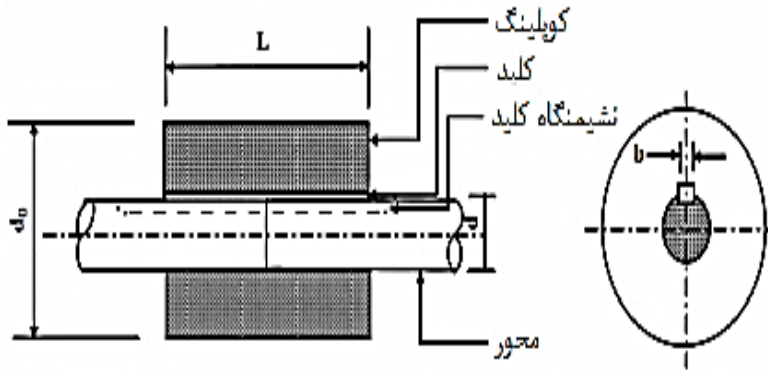
- غیر قابل انعطاف<sup>۲</sup>
- انعطاف پذیر<sup>۳</sup>

## ۲-۷ کوپلینگ های غیر قابل انعطاف

این گروه از کوپلینگ ها بدون واسطه های انعطاف پذیر مورد استفاده قرار می گیرند که معمولا از دو نیمه فلزی غیر قابل انعطاف تشکیل شده اند و توسط تعدادی پیچ و مهره به هم متصل می شوند. این کوپلینگ ها قابلیت تحمل ناهم محوری را ندارند و تنها در ماشین هایی با دور پایین و غیر حساس مورد استفاده قرار می گیرند. این کوپلینگ ها در انواع زیر طراحی می شوند.

## ۱-۲-۷ کوپلینگ های آستینی<sup>۴</sup>

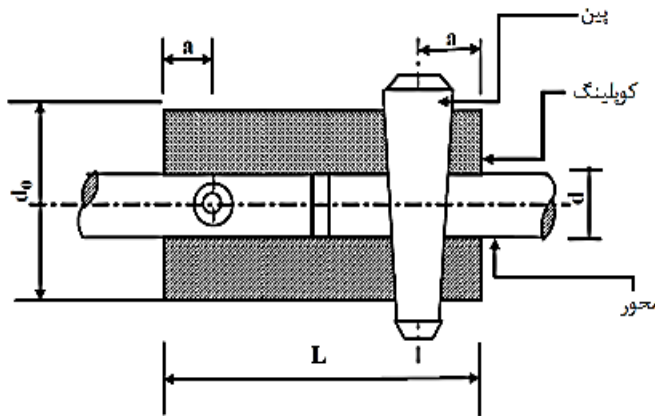
این کوپلینگ ها از یک تکه لوله ساده که دارای یک شیار در طول خود می باشد تشکیل شده است. همچنین یک شیار با همان ابعاد شیار کوپلینگ روی محور قرار دارد و هر دو شیار محور و کوپلینگ توسط یک کلید با هم درگیر می شوند. شکل ۱-۷ طرح این نوع کوپلینگ را نمایش می دهد.



شکل ۷-۱ کوپلینگ آستینی

### ۷-۲-۲ کوپلینگ های آستینی با گوه<sup>۱</sup>

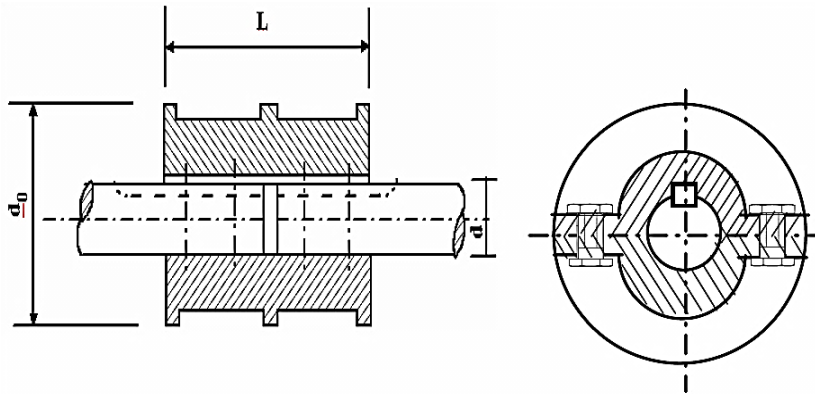
این کوپلینگ ها شبیه به کوپلینگ های آستینی می باشد با این تفاوت که مکانیزم درگیری توسط دو عدد پین که هر کدام از یک سوراخ تعبیه شده مخروطی روی محور و کوپلینگ انجام می شود. شکل ۷-۲ طرح این کوپلینگ ها را نمایش می دهد.



شکل ۷-۲ کوپلینگ آستینی با گوه

### ۷-۲-۳ کوپلینگ های کلمپی<sup>۲</sup>

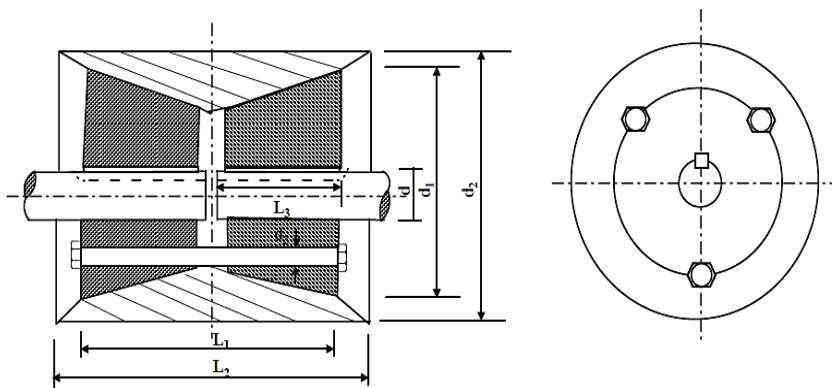
این کوپلینگ ها از یک کوپلینگ آستینی که از در راستای افقی از وسط به دو تکه مجزا تقسیم شده اند تشکیل شده که دو تکه مجزا توسط تعدادی پیچ به هم محکم می شوند. شکل ۷-۳ طرح این کوپلینگ ها را نمایش می دهد.



شکل ۷-۳ کوپلینگ کلمبی

### ۷-۲-۴ کوپلینگ های با رینگ فشاری<sup>۱</sup>

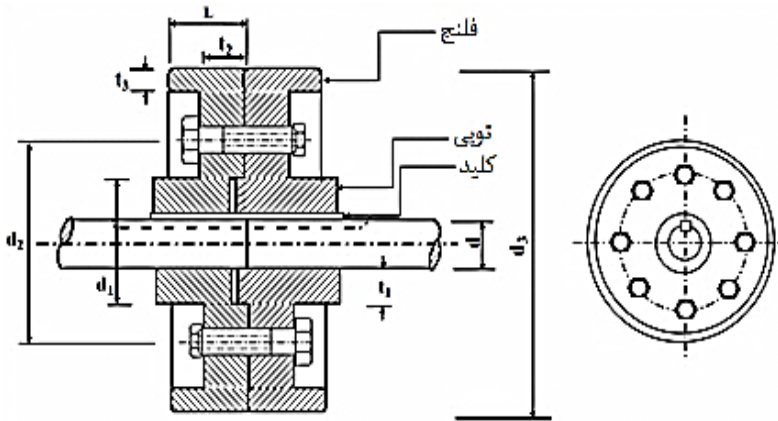
این کوپلینگ ها از یک لوله که جداره داخلی آن از دو جهت مخروطی می باشد و دو عدد رینگ مخروطی تشکیل شده است دو رینگ توسط کلید با محور درگیر می شوند. علاوه بر کلید با سفت کردن تعدادی پیچ که از سوراخ های تعبیه شده در دو رینگ مقدار فشار دو رینگ بر محورها افزایش پیدا می کند. شکل ۷-۴ طرح کلی این کوپلینگ ها را نمایش می دهد.



شکل ۷-۴ کوپلینگ با رینگ فشاری

### ۷-۲-۵ کوپلینگ های فلنجی<sup>۲</sup>

این کوپلینگ ها از دو تکه فلنج که توسط تعدادی پیچ به هم محکم می شوند تشکیل شده است و مکانیزم درگیری آنها توسط کلید های تعبیه شده و بستن پیچ های فلنج انجام می شود. شکل ۷-۵ طرح کلی این کوپلینگ ها را نشان می دهد.



شکل ۷-۵ کوپلینگ فلنجی

### ۷-۳ کوپلینگ های انعطاف پذیر

این کوپلینگ تا حدودی تحمل نا هم محوری را دارند که مقدار مجاز نا هم محوری در آنها توسط سازندگان و جداول استاندارد تعیین شده است. کوپلینگ هایی که در توربین های بخار مورد استفاده قرار می گیرد از گروه کوپلینگ های انعطاف پذیر می باشند. کوپلینگ های انعطاف پذیر دارای تنوع بسیار زیادی می باشند که در ادامه انواع آن را بررسی می کنیم.

### ۷-۳-۱ کوپلینگ های اولدهام<sup>۱</sup>

کوپلینگ اولدهام از دو بوش و یک کشوی مرکزی تشکیل می شود. کشوی مرکزی از جنس فولاد یا آلیاژ ضد خوردگی و سایش می باشد. کوپلینگ اولدهام جابجایی های نسبی را بوسیله کشوی مرکزی تعدیل می نماید. این کوپلینگ ها برای انتقال گشتاور اسمی بزرگ در سرعت پائین مناسب می باشد.



شکل ۷-۶ کوپلینگ اولدهام

### ۷-۳-۲ اتصالات یونیورسال<sup>۱</sup>

در انتهای دو محور، دو چنگال متصل می شود و یک عضو میانی به شکل صلیب، ارتباط محورها را برقرار می سازد. در انتقال حرکت بین دو محوری که امتداد آنها نسبت به هم تحت زاویه باشد، مورد استفاده قرار می گیرند. برای انتقال نیروهای پیچشی بین دو محوری که در یک امتداد نیستند و یا با زوایای مختلفی نسبت به یکدیگر قرار دارند، از مفصل استفاده می کنند.



شکل ۷-۷ کوپلینگ یونیورسال

### ۷-۳-۳ کوپلینگ های آرواره ای<sup>۲</sup>

این کوپلینگ ها از دو بوش که یک سمت آنها دارای تعدادی فک ثابت می باشد. این فک ها بواسطه یک قطعه انعطاف پذیر که معمولا از جنس پلی یورتان می باشد با هم درگیر می شوند و گشتاور انتقال پیدا می کند.

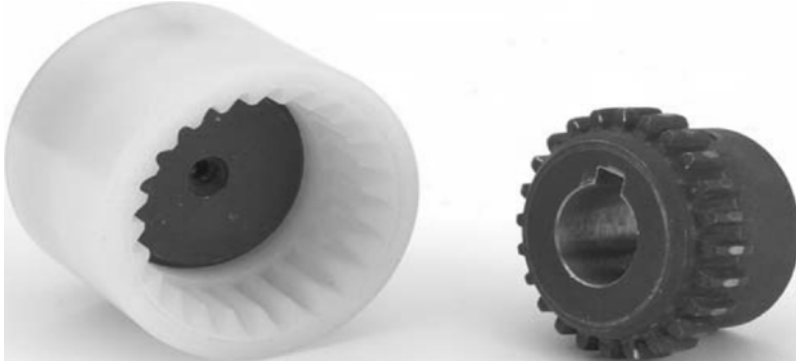


شکل ۷-۸ کوپلینگ آرواره ای



### ۷-۳-۴ کوپلینگ های دنده ای<sup>۱</sup>

در این نوع کوپلینگ، گشتاور توسط دنده های کوپلینگ منتقل می شود. سمت کوپلینگ محرک دارای دنده های خارجی و کوپلینگ متحرک دارای دنده های داخلی می باشد. میزان تحمل ناهمراستایی در این نوع کوپلینگ ها به شکل، میزان لقی و زاویه فشار دنده ها بستگی دارد.



شکل ۷-۹ کوپلینگ دنده ای

### ۷-۳-۵ کوپلینگ های با دیسک لاستیکی یا فلزی<sup>۲</sup>

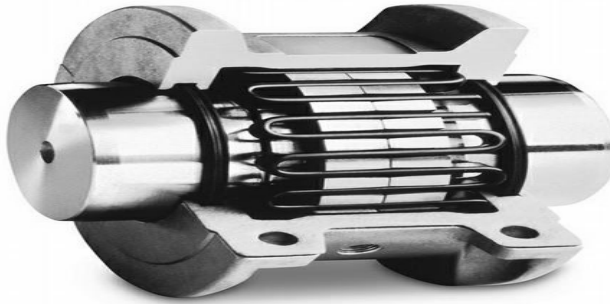
این کوپلینگ ها شبیه به کوپلینگ های فلنجی می باشد با این تفاوت که یک دیسک لاستیکی یا فلزی انعطاف پذیر بین دو فلنج قرار می گیرد و پیچ های هر فلنج فقط به دیسک لاستیکی بسته می شوند در واقع فلنج ها با هم ارتباط مستقیم ندارند.



شکل ۷-۱۰ کوپلینگ با دیسک لاستیکی

### ۷-۳-۶ کوپلینگ های الاستیکی فنری<sup>۱</sup>

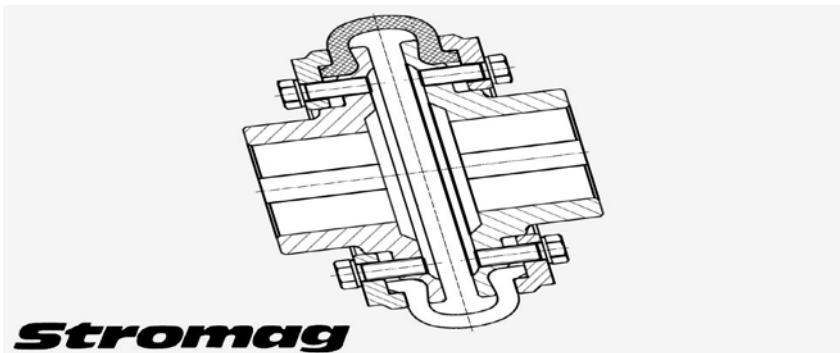
این کوپلینگ ها به واسطه یک فنر مارپیچ مطابق شکل با هم در گیر می شوند. انتقال حرکت و گشتاور در این کوپلینگ ها به کمک یک نوار فنری فولادی انجام می شود. فنر به صورت مارپیچ در داخل شیارهای فرعی در محیط دو نیمه کوپلینگ قرار گرفته است. برای این که فنر بر اثر نیروی گریز از مرکز از درون شیار خارج نشود از یک پوشش فلزی استفاده می شود. این کوپلینگ ها قادر به دفع آثار نا هم محوری تا حدود تعیین شده ای می باشند.



شکل ۷-۱۱ کوپلینگ الاستیک فنری

### ۷-۳-۷ کوپلینگ های پریفلکس<sup>۲</sup>

در این کوپلینگ ها، دو نیمه کوپلینگ با لاستیک به هم متصل می شوند هر دو نیمه کوپلینگ به کمک شکل لاستیک U شکل و با استفاده از حلقه های فشاری توسط پیچ ها به همدیگر متصل می شوند. و بر اثر خاصیت الاستیکی خیلی زیاد، ضربه ها و ارتعاشات شدید کاملاً مستهلک می شوند.



شکل ۷-۱۲ کوپلینگ پریفلکس

### ۷-۳-۸ کوپلینگ های توربوفلکس<sup>۱</sup>

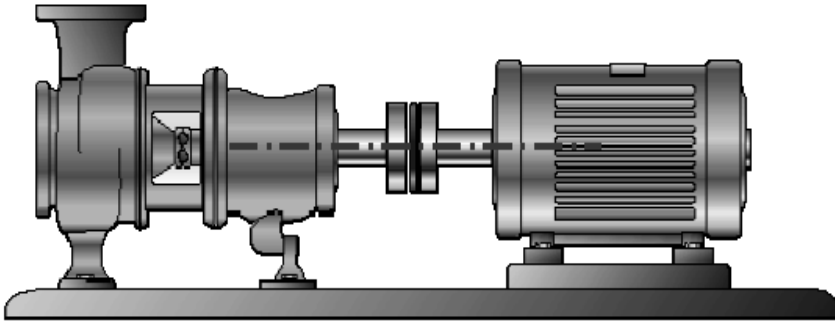
این کوپلینگ از دو فلنچ و یک قطعه واسطه که اکثراً یک محور تو خالی می باشد تشکیل شده است. هم چنین در محل اتصال هر فلنچ با قطعه واسطه یک رینگ فلزی انعطاف پذیر نیز قرار می گیرد که خود رینگ نیز یک واسطه می باشد، ضمن آنکه محور توخالی واسطه نیز قابل انعطاف می باشد. در اکثر توربین های بخار از این نوع کوپلینگ ها استفاده می شود.



شکل ۷-۱۳ کوپلینگ توربوفلکس

### ۷-۴ هم محوری<sup>۲</sup>

در یک تعریف کلی می توان هم محوری را به عنوان منطبق کردن خطوط مرکزی محور های دو ماشین تعریف کرد. شکل ۷-۱۴ یک الکتروموتور و پمپ را در حالت کوپل و هم محور نمایش می دهد همانطور که دیده می شود هر دو ماشین دارای یک خط مرکزی محور می باشند.



شکل ۷-۱۴ خط مرکزی محورهای دو ماشین هم محور

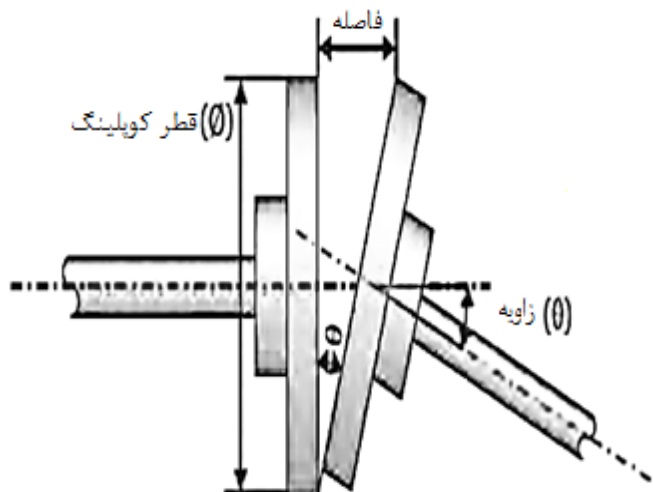
در هم محور سازی باید این موضوع را در نظر گرفت که در هم محور سازی شرایط بهره برداری ماشین مد نظر می باشد نه شرایطی که ماشین خارج از سرویس است. در شرایط بهره برداری ماشین عوامل مختلفی باعث تغییر موقعیت قسمت هایی از ماشین می شوند که این عوامل عبارتند از:

- گسترش حرارتی ساپورت ها
- تنش های وارده از لوله های متصل به ماشین
- دفرمه شدن<sup>۱</sup> استراکچر ها
- تغییر شکل های خمشی های روتور با یک افزایش دما

#### ۷-۵ انواع ناهم محوری

- زاویه ای
- افست

#### ۷-۵-۱ ناهم محوری زاویه ای<sup>۲</sup>



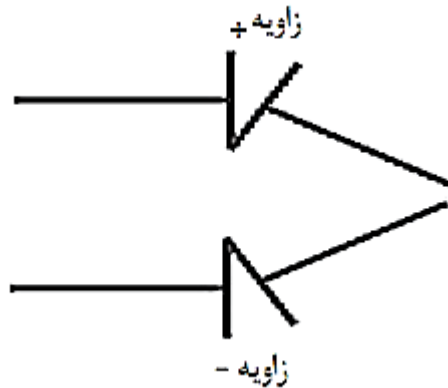
شکل ۷-۱۵ ناهم محوری زاویه ای

ناهم محوری زاویه ای را به عنوان زاویه یک کوپلینگ نسبت به کوپلینگ دیگر ناشی از اختلاف عدد قرائت شده ساعت اندیکاتور در صفحه کوپلینگ طی ۱۸۰ درجه چرخش یک کوپلینگ تعریف کرد. در شکل ۷-۱۵ زاویه  $\theta$  ناهم محوری می باشد. در واقع این

نا هم محوری زمانی اصلاح می شود که هر دو نمای کوپلینگ با هم موازی شوند و  $\theta$  برابر صفر شود.

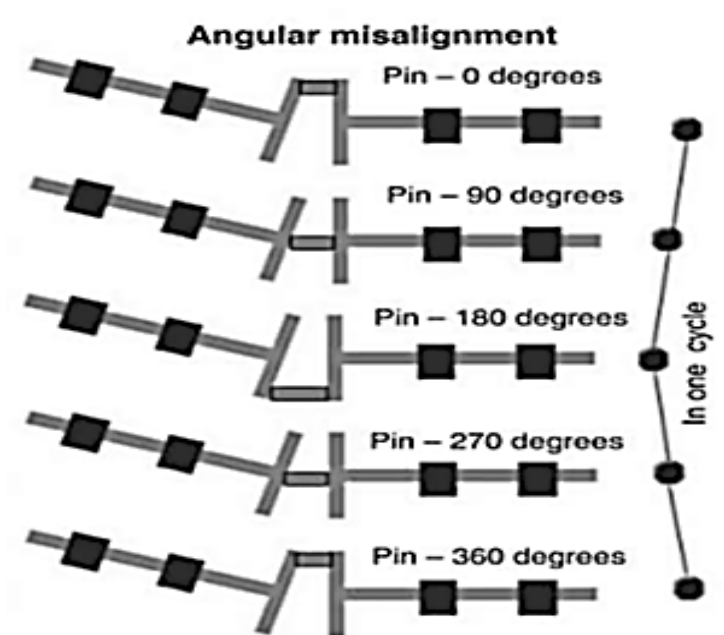
$$\theta = \tan^{-1} \frac{\text{Gap}}{\phi}$$

این زاویه می تواند مثبت یا منفی باشد

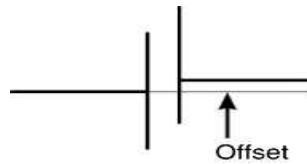


شکل ۷-۱۶ حالات مختلف نا هم محوری زاویه ای

شکل زیر نا هم محوری زاویه ای را در یک دور کامل نمایش می دهد.



شکل ۷-۱۷ چرخه ۳۶۰ درجه ای یک نا هم محوری زاویه ای

۷-۵-۲ ناهم محوری افست<sup>۱</sup>

شکل ۷-۱۸ ناهم محوری افست

این ناهم محوری عبارت است از عدم هم مرکزی دو شافت تحت هم محورسازی. مقدار افست عبارت است از نصف اختلاف ارتفاع دو کوپلینگ.

$$\text{Offset} = \frac{\text{اختلاف ارتفاع دو کوپلینگ}}{2}$$

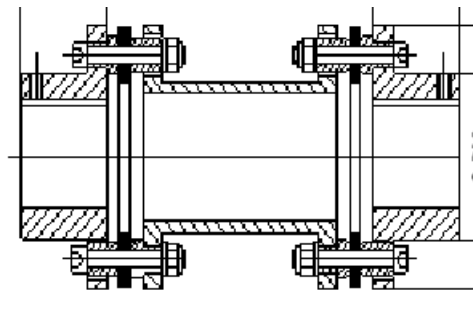
این مقدار نیز می تواند مثبت یا منفی باشد.



شکل ۷-۱۹ حالات مختلف ناهم محوری افست

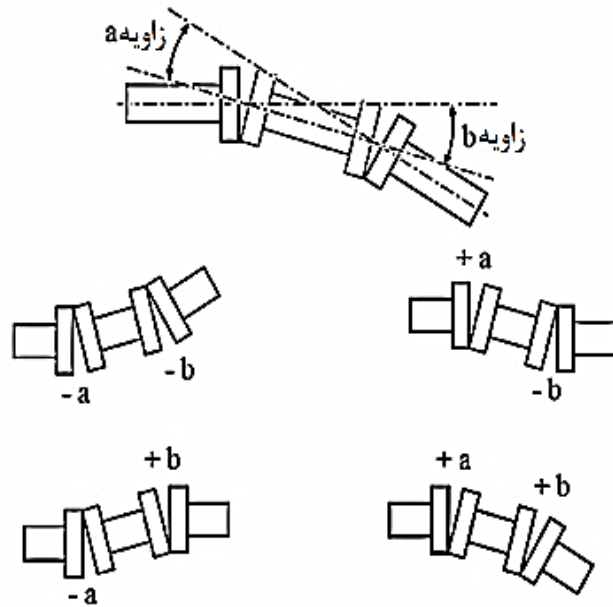
## ۷-۶ ناهم محوری ها در کوپلینگ های فاصله دار

زمانیکه تغییرات قابل توجه ای در موقعیت محور های ماشین زمان بهره برداری پیش بینی شود از کوپلینگ های فاصله دار که فاصله آنها بوسیله فاصله گذار یا اسپیسر پر می شود که در شکل ۷-۲۰ نشان داده شده استفاده می کنند.

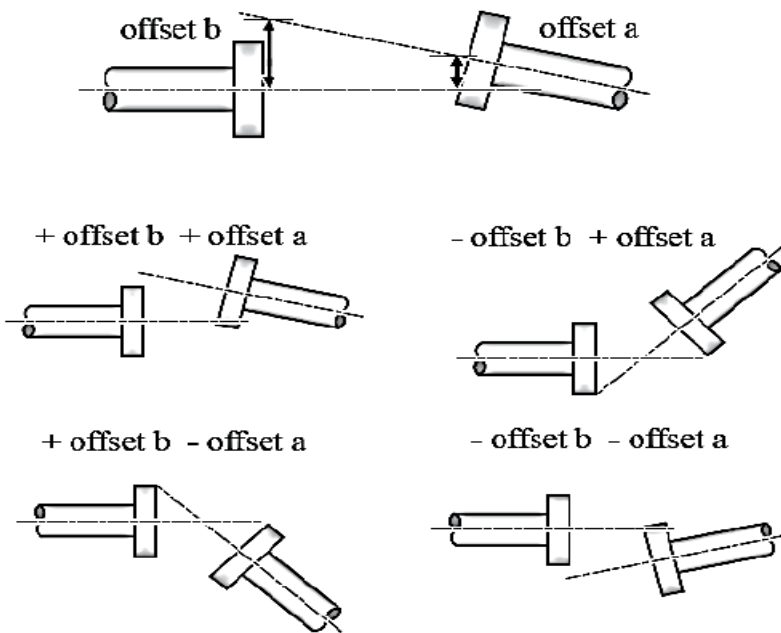


شکل ۷-۲۰ کوپلینگ فاصله دار

در این نوع ناهم محوری زاویه ای دو زاویه ناهم محوری وجود دارد که این زوایا می تواند مثبت یا منفی باشد. شکل ۷-۲۱ حالت های ممکن را نمایش می دهد.

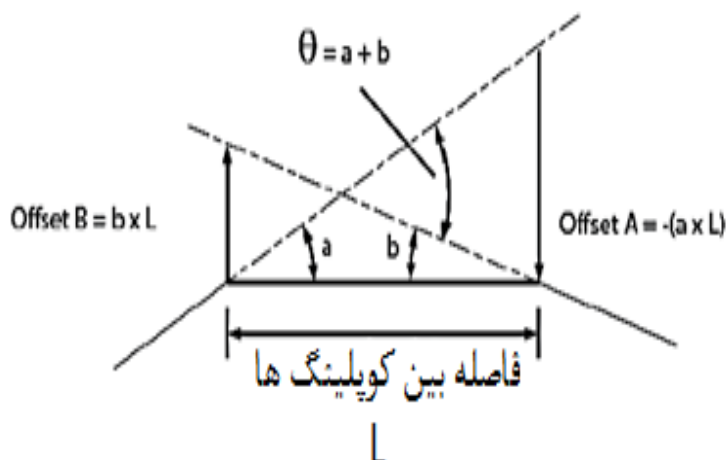


شکل ۷-۲۱ حالات مختلف ناهم محوری زاویه ای در کوپلینگ های فاصله دار همچنین افست نیز حالت های مختلفی دارد که شکل ۷-۲۲ این حالات را نمایش می دهد.



شکل ۷-۲۲ حالات مختلف افست در کوپلینگ های فاصله دار

مقدار افست را می توان با استفاده از فاصله بین دو کوپلینگ و مقدار زاویه ناهم محوری قابل محاسبه می باشد.

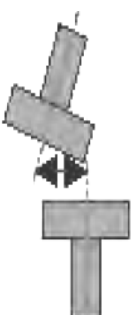




شکل ۷-۲۳ زاویه ناهم محوری

#### ۷-۷ مقادیر مجاز ناهم محوری

مقدار مجاز ناهم محوری در کوپلینگ های غیر قابل انعطاف صفر می باشد اما در کوپلینگ های انعطاف پذیر محدوده قابل قبولی از خطا را می توان نادیده گرفت. مقدار خطای مجاز معمولاً توسط سازنده ماشین ارائه می شود اما در صورت عدم اطلاع از مقدار پیشنهادی سازنده ماشین می توان از جدول خطای مجاز پروفیتک استفاده کرد. شرکت پروفیتک یک شرکت با سابقه بسیار بالا در امر هم محورسازی و مراقبت وضعیت ماشین آلات در ایالات متحده آمریکا جدولی را بر اساس بیست سال تجربه در امر هم محورسازی و پایش وضعیت ماشین آلات ارائه کرده است که بر اساس سرعت محور مقدار مجاز خطا قابل محاسبه می باشد. کلیه اعداد بیان شده در جدول ۷-۱ بیشترین مقدار ممکن می باشد. مقدار مجاز ناهم محوری زاویه ای بر مبنای قطر کوپلینگ ۱۰۰ میلی متر و ۱۰ اینچ می باشد و در صورتی که قطر کوپلینگ ماشین بیشتر یا کمتر باشد بایستی با نسبت گیری قطر کوپلینگ ماشین نسبت به ۱۰۰ میلی متر یا ۱۰ اینچ یک ضریب مناسب بدست آورد و در مقدار مجاز خطا ضرب کرده شود. همچنین در کوپلینگ های با واسطه نیز مقدار مجاز برای ۱۰۰ میلی متر و ۱ اینچ ارائه شده و برای طول های دیگر واسطه بایستی نسبت گیری کنیم.



سرعت محور (rpm)	سیستم متریک (mm)		سیستم اینچی (mils)		
	قابل قبول	در حد عالی	قابل قبول	در حد عالی	
<p>ناهم محوری افست در کوپلینگ های انعطاف پذیر با فاصله کم</p> 	600	0.19	0.09	9.0	5.0
	750	0.19	0.09	9.0	5.0
	900	0.19	0.09	6.0	3.0
	1200	0.19	0.09	4.0	2.5
	1500	0.09	0.06	4.0	2.5
	1800	0.09	0.06	3.0	2.0
	3000	0.06	0.03	3.0	2.0
	3600	0.06	0.03	1.5	1.0
	6000	0.03	0.02	1.5	1.0
	7200	0.03	0.02	1.0	0.5
<p>ناهم محوری زاویه (اختلاف بین فاصله های کوپلینگ به ازای هر ۱۰۰ میلی متر قطر) و در سیستم اینچی به ازای هر ۱۰ اینچ قطر کوپلینگ</p> 	600	0.13	0.09	15.0	10.0
	750	0.13	0.09	15.0	10.0
	900	0.13	0.09	10.0	7.0
	1200	0.13	0.09	8.0	5.0
	1500	0.07	0.05	8.0	5.0
	1800	0.07	0.05	5.0	3.0
	3000	0.04	0.03	5.0	3.0
	3600	0.04	0.03	3.0	2.0
	6000	0.03	0.02	3.0	2.0
	7200	0.03	0.02	2.0	1.0
<p>ناهم محوری افست در کوپلینگ های با واسطه به ازای هر ۱۰۰ میلی متر طول واسطه در سیستم متریک یا هر ۱ اینچ در سیستم اینچی</p> 	600	0.25	0.15	3.0	1.8
	750	0.25	0.15	3.0	1.8
	900	0.25	0.15	2.0	1.2
	1200	0.25	0.15	1.5	0.9
	1500	0.12	0.07	1.5	0.9
	1800	0.12	0.07	1.0	0.6
	3000	0.07	0.04	1.0	0.6
	3600	0.07	0.04	0.5	0.3
	6000	0.03	0.02	0.5	0.3
	7200	0.03	0.02	0.3	0.2
Soft foot	-	0.06	0.06	2.0	2.0

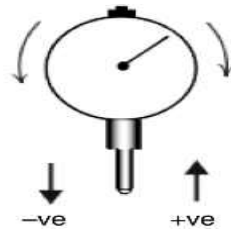
جدول ۷-۱ مقادیر مجاز ناهم محوری

### ۷-۸ عملیات پیش از شروع هم محورسازی

همیشه بهتر است پیش از شروع کردن هم محورسازی شافت های مورد نظر را از جهات زیر بازرسی کنیم.

### ۷-۸-۱ خارج از مرکزی<sup>۱</sup>

گاهی اوقات ممکن است عملیات ساخت یک شافت با دقت مناسب انجام نشده باشد و شافت خارج از مرکز شده باشد. در این صورت هم محورسازی دارای خطای زیادی می شود و یک هم محورسازی قابل قبول غیرممکن می شود. برای این منظور از یک ساعت اندیکاتور استفاده می کنیم.

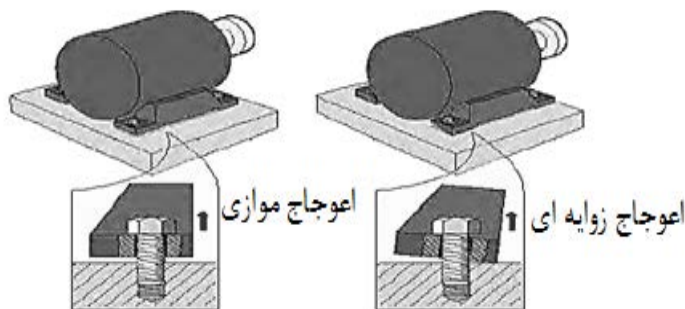


شکل ۷-۲۴ ساعت اندیکاتور

ساعت را روی بدنه ماشین طوری نصب می کنیم که نوک ساعت روی یک نقطه شافت قرار بگیرد و ساعت را روی صفر تنظیم می کنیم. سپس شافت را به آهستگی ۳۶۰ درجه می چرخانیم. هر جای شافت که عقربه شافت منحرف شد شافت در همان زاویه به مقدار انحراف عقربه خارج از مرکزی دارد. همچنین کوپلینگ ها را نیز بایستی از لحاظ خارج از مرکزی بازرسی کرد.

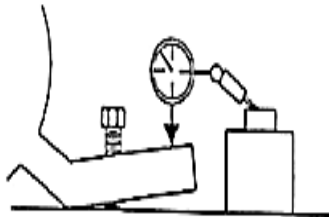
### ۷-۸-۲ بررسی بیس پلیت ماشین ها

سطح زیرین پایه ماشین ها و بیس پلیت بایستی به طور کامل بر روی هم قرار بگیرند و هیچ نقطه جدایشی بین آنها وجود نداشته باشد. این امر مستلزم این است که سطح زیرین کلیه پایه های ماشین در یک صفحه افقی قرار داشته باشند و کلیه نقاط سطح بالایی بیس پلیت نیز در یک صفحه افقی قرار داشته باشند.

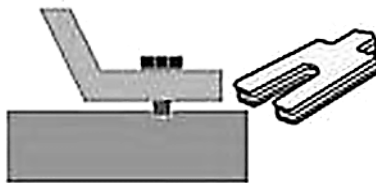


شکل ۷-۲۵ انواع اعوجاج<sup>۲</sup>

برای بررسی این موضوع بایستی با استفاده از فیلر گیج سطح تماس بین پایه ها و بیس پلیت را بازرسی کرد تا هیچ فاصله ای بین آنها وجود نداشته باشد. تolerانس قابل قبول برای این عیب  $0.1\text{mm}$  می باشد. اما در بعضی ماشین های سنگین تشخیص این عیب ممکن نیست. راه دیگر و دقیقتر تشخیص این عیب، استفاده از ساعت اندیکاتور می باشد به این صورت که پیش از سفت کردن پایه نوک ساعت را به صورت عمودی روی پایه قرار می دهیم و پیچ پایه را محکم می کنیم، میزان انحراف ساعت نمایانگر مقدار فاصله بین پایه و بیس پلیت می باشد. اگر این فاصله به صورت موازی باشد برای رفع آن بایستی به اندازه مقدار فاصله، شیمز بین پایه و بیس پلیت قرار دهیم. اما اگر فاصله به صورت زاویه دار باشد بایستی پایه ها را بوسیله ماشین سنگ زنی اصلاح کنیم.



شکل ۷-۲۶ اندازه گیری اعوجاج



شکل ۷-۲۷ شیمزگذاری

### ۷-۸-۳ فاصله بین دو انتهای شافت

فاصله بین دو انتهای شافت های تحت هم محورسازی معمولا به نام  $DBSE^1$  شناخته می شود. این فاصله بایستی در یک محدوده مجاز نگه داشته شود. در صورتی که این فاصله رعایت نشده باشد، موجب وارد کردن یک بار محوری به ماشین ها می شود.

### ۷-۸-۴ عدم وجود محدودیت روی کوپلینگ ها

این مورد بدان معناست که بایستی بررسی شود که یاتاقان هایی که شافت به آنها تکیه داده کاملا تمیز و سالم بوده و کلیه پیچ های کوپلینگ باز باشند.

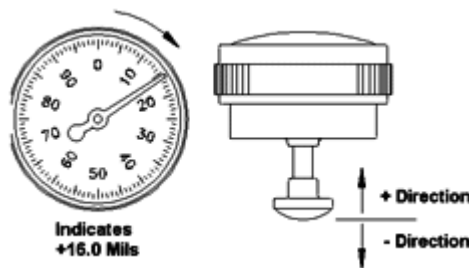
1-distance between shaft ends

### ۷-۹ روش های هم محور سازی

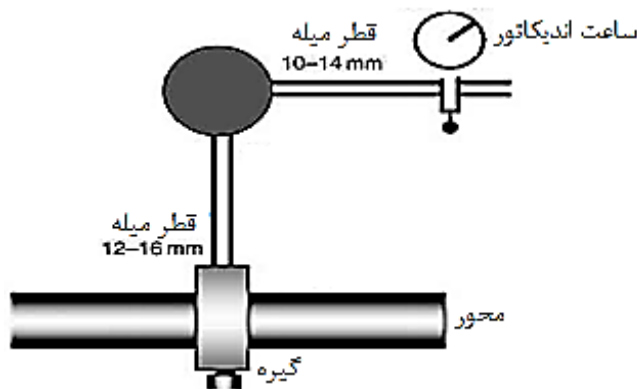
روش های متعددی جهت هم محور سازی ماشین وجود دارد. شخصی که قصد هم محور سازی دارد بایستی بر اساس دور ماشین، وزن، فاصله و ..... یکی از روش های مناسب را انتخاب می کند. روش های قابل قبول هم محور سازی به دو گروه تقسیم بندی می شوند.

- هم محور سازی با ساعت اندیکاتور
- هم محور سازی با هم محورساز لیزری

### ۷-۱۰ روش های هم محور سازی با ساعت اندیکاتور

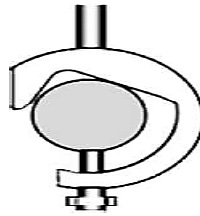


در هم محور سازی با ساعت اندیکاتور بایستی جهت نصب ساعت های اندیکاتور روی محورها گیره های<sup>۱</sup> مکانیکی که پایه آنها بر روی شافت یا کوپلینگ نصب می شود استفاده کرد.



شکل ۷-۲۸ گیره مکانیکی ساعت اندیکاتور

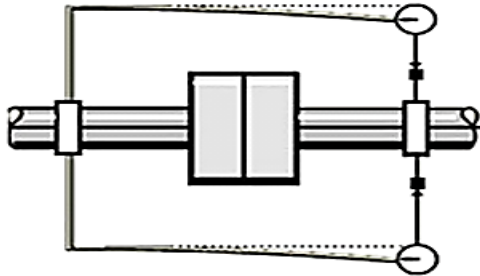
این گیره ها به صورت محکم و صلب بسته می شود. این نکته حائز اهمیت می باشد که اصولاً از گیره های مغناطیسی جهت نصب ساعت اندیکاتور نباید استفاده کرد زیرا این پایه ها دارای اتصال محکمی نیستند و خطاهای شدیدی در اندازه گیری بوجود می آورند. در شکل ۷-۲۸ و ۷-۲۹ یک نمونه از این پایه ها نمایش داده شده است.



شکل ۷- ۲۹ گیره

### ۷-۱۰-۱ خطای خمیدگی<sup>۱</sup>

این خطا ناشی از نیروی جاذبه می باشد و به این صورت که ساعت های اندازه گیری و میله های رابط بخاطر جرم خودشان تحت تاثیر نیروی جاذبه زمین قرار گرفته و باعث خم شدن میله رابط افقی ساعت می شود. این تاثیر باعث ایجاد خطایی قابل محاسبه می شود، این خطا تنها در اندازه گیری ناهم محوری های عمودی تاثیرگذار می باشد.



شکل ۷- ۳۰ خطای خمیدگی

برای اندازه گیری خطای خمیدگی می توان از یک تکه لوله صلب استفاده کرد، به طوری که هم پایه و هم نوک انگشت ساعت روی لوله قرار بگیرد. نوک ساعت را در موقعیت ساعت ۱۲ قرار می دهیم و آنرا صفر می کنیم، بعد از آن لوله را که روی یک محور محکم شده است ۱۸۰ درجه می چرخانیم عددی که ساعت در موقعیت ساعت ۶ نمایش می دهد معرف مقدار خطای خمیدگی می باشد.



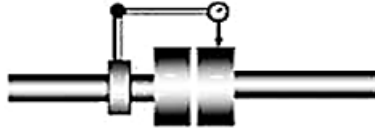
محل تراز ساعت بعد از ۱۸۰ درجه

چرخش نسبت به محل تنظیم اولیه

شکل ۷- ۳۱ اندازه گیری خیز

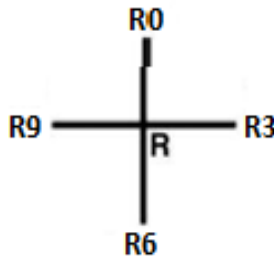
### ۷-۱۰-۲ هم محور سازی به کمک دو ساعت اندیکاتور

در این روش گیره ساعت اندیکاتور روی ماشین ثابت نصب می کنیم و نوک زبانه اندازه گیر ساعت در محیط دور کوپلینگ مطابق شکل ۷-۳۲ قرار می دهیم.



شکل ۷-۳۲ نصب ساعت افسست

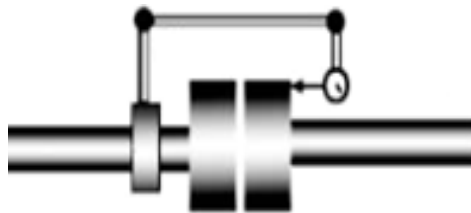
حال محیط کوپلینگ را در چهار جهت به شکل ساعت ۹،۶،۳،۱۲ علامت گذاری می کنیم و آن را روی یک کاغذ (شکل ۷-۳۳) تصویر می کنیم.



شکل ۷-۳۳ صفحه یادداشت اعداد ساعت

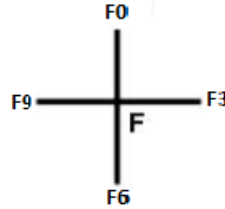
نقطه بالایی کوپلینگ ساعت ۱۲ می باشد. در این نقطه ساعت را روی صفر تنظیم می کنیم، سپس کوپلینگ ماشین ثابت را ۹۰ درجه در جهت ساعتگرد می چرخانیم تا به ساعت ۳ برسیم و عدد قرائت شده روی ساعت را روی برگ کاغذ در کنار نقطه ساعت ۳ یادداشت می کنیم. همین کار را با چرخاندن کوپلینگ تا ساعت ۶ و ۹ و یادداشت اعداد قرائت شده ساعت برای ساعت ۶ و ۹ نیز انجام می دهیم.

حال وضعیت نوک ساعت را تغییر می دهیم و نوک ساعت را مطابق شکل ۷-۳۴ روی نمای کوپلینگ ماشین غیر ثابت قرار می دهیم.



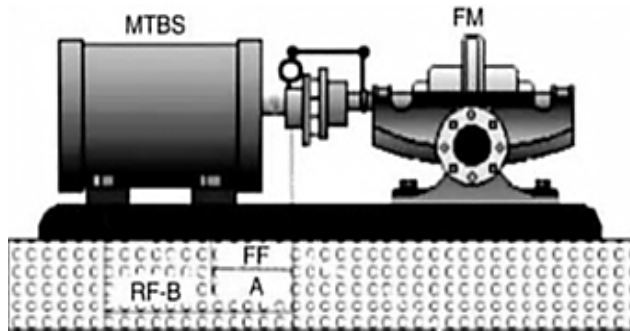
شکل ۷-۳۴ نصب ساعت اندیکاتور نما

در حالت ساعت ۱۲ ساعت را صفر تنظیم می کنیم و کوپلینگ ثابت را در جهت ساعتگرد می چرخانیم و مقادیر قرائت شده ساعت اندیکاتور را در ساعت‌های ۳ و ۶ و ۹ یادداشت می کنیم.



شکل ۷-۳۵ صفحه یادداشت اعداد ساعت نما

حال بایستی فاصله پایه های ماشین متحرک (تحت شیمز گذاری) تا نوک سوزن ساعت اندیکاتور را مشخص کنیم .



شکل ۷-۳۶ نامگذاری فاصله ها در ماشین

### ۷-۱۰-۲-۱ تصحیح ناهم محوری زاویه ای در جهت راستای عمودی

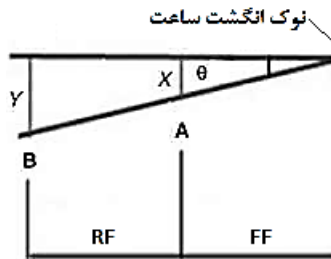
برای یافتن شیمز مورد نیاز جهت رفع ناهم محوری زاویه ای از فرمول های زیر استفاده می کنیم.

$$A=(R0-R6)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{A}{d_1}$$

قطر دایره ساخته شده بوسیله چرخش نوک ساعت اندیکاتور روی نمای کوپلینگ  $d_1$

زاویه  $\theta$  زاویه بین محور ماشین ثابت و ماشین تحت شیمز گذاری که در یک صفحه عمودی که از وسط شافت ماشین ثابت عبور می کند می باشد. در شکل ۷-۳۷ خط AB بیانگر راستای محور ماشین تحت شیمز گذاری می باشد و خط افقی راستای محور ماشین ثابت است.



شکل ۷-۳۷؛ زاویه تشکیل شده از اندازه ها

FF = فاصله نوک ساعت تا پایه های جلو ماشین MTBS

RF = فاصله نوک ساعت تا پایه های عقب ماشین MTBS

از اینرو

$$X = FF \times \tan \theta$$

$$Y = RF \times \tan \theta$$

در واقع X شیمز های پایه جلو و Y شیمز های پایه سر عقب ماشین تحت شیمز گذاری هستند. جواب مثبت به معنی اضافه کردن شیمز و جواب منفی به معنی کم کردن شیمز می باشد.

### ۷-۱۰-۲ تصحیح ناهم محوری افست در جهت راستای عمودی

برای یافتن مقدار شیمز مورد نیاز جهت تصحیح ناهم محوری افست در راستای عمودی از فرمول زیر استفاده می کنیم

$$VS = \frac{R6 - R0}{2}$$

در تصحیح ناهم محوری هر دو ناهم محوری زاویه ای و افست در راستای عمودی بایستی همزمان تصحیح شوند. برای این منظور پس از محاسبه مقدار شیمز مورد نیاز برای هر حالت به صورت مجزا با استفاده از فرمول زیر مقدار کلی شیمزها را محاسبه می کنیم.

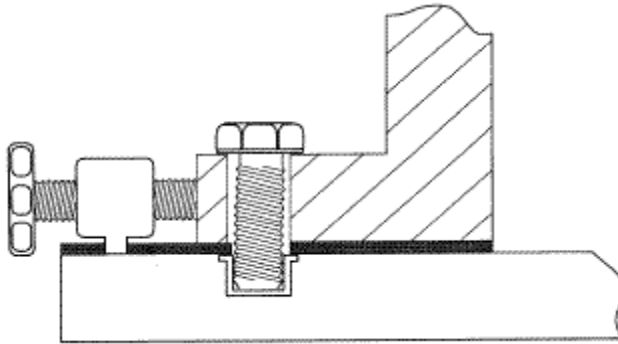
$$X + VS = \text{مقدار شیمز مورد نیاز جهت پایه های سر جلو ماشین تحت شیمز گذاری}$$

$$Y + VS = \text{مقدار شیمز مورد نیاز جهت پایه های سر عقب ماشین تحت شیمز گذاری}$$

### ۷-۱۰-۳ تصحیح ناهم محوری در راستای افقی

برای تصحیح ناهم محوری در راستای افقی با استفاده از پیچ های جک که کنار پایه های ماشین تحت شیمز گذاری نصب کرده ایم آنرا اصلاح کنیم.





شکل ۷-۳۸ پیچ جک

۷-۱۰-۲-۴ تصحیح ناهم محوری زاویه ای در جهت راستای افقی

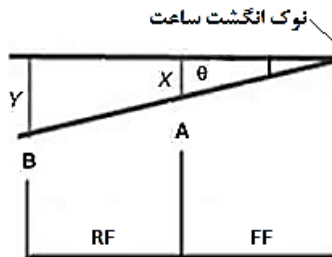
برای تصحیح این ناهم محوری به روش زیر عمل می کنیم

$$B = R3 - R9$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{B}{d_1}$$

قطر دایره ساخته شده بوسیله چرخش نوک ساعت اندیکاتور روی نمای کوپلینگ  $d_1 =$

زاویه  $\theta$  زاویه بین محور ماشین ثابت و ماشین تحت شیمز گذاری در یک صفحه افقی که از وسط محور ماشین ثابت عبور می کند می باشد. در شکل ۷-۳۹ خط AB بیانگر راستای محور ماشین تحت شیمز گذاری می باشد و خط افقی راستای محور ماشین ثابت است.



شکل ۷-۳۹ زاویه تشکیل شده از اندازه ها

از اینرو

$$X = FF \times \tan \theta$$

$$Y = RF \times \tan \theta$$

در واقع جک بولت پایه جلو را باید به مقدار X و پیچ جک پایه عقب را بایستی به به مقدار Y تغییر وضعیت بدهیم.

### ۷-۱۰-۲-۵ تصحیح ناهم محوری افست در جهت راستای افقی

برای تصحیح این ناهم محوری به روش زیر عمل می کنیم

$$HD = \frac{R9-R3}{2}$$

این عدد مقداری است که هر دو جک بولت با هم بایستی تغییر وضعیت دهند.

اما هر دو ناهم محوری بایستی با هم رفع شوند برای این منظور مقدار تغییر وضعیت پیچ های

جک که پایه های ماشین را جک می کنند از فرمول های زیر محاسبه می شوند

$$X + HD = \text{مقدار جک مورد نیاز جهت پایه های سر جلو ماشین تحت شیمز گذاری}$$

$$Y + HD = \text{مقدار جک مورد نیاز جهت پایه های سر عقب ماشین تحت شیمز گذاری}$$

این نکته فراموش نشود که ابتدا بایستی ناهم محوری در راستای عمودی رفع شود، سپس ناهم

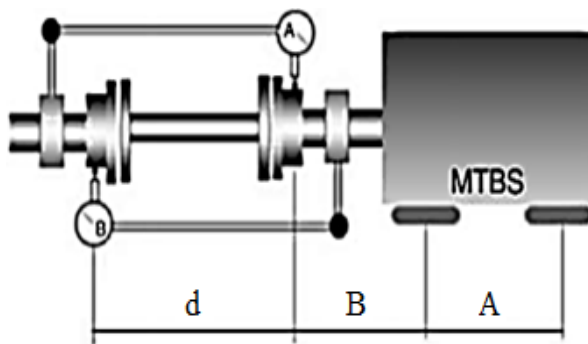
محوری در راستای افقی. در پایان پس از محکم کردن پیچ های پایه مجدداً یک اندازه گیری

سریع جهت اطمینان یافتن از صحت هم محورسازی انجام می دهیم. لازم به ذکر است که این

روش برای شافت های بزرگ و سنگین و ماشین هایی که محور آنها حرکت خطی دارد (لقی

محوری) مناسب نمی باشد.

### ۷-۱۰-۳ هم محوری به روش معکوس<sup>۱</sup>



شکل ۷-۴۰ نامگذاری اندازه ها

این روش بهترین روش مورد استفاده جهت هم محورسازی می باشد و توصیه شده توسط

استاندارد API می باشد. در این روش از دو ساعت اندیکاتور استفاده می کنیم پایه ساعت M

روی ماشین ثابت و پایه ساعت S روی ماشین تحت شیمزگذاری نصب می شود. نوک ساعت

اندیکاتور M روی ساعت ۱۲ کوپلینگ ماشین تحت شیمزگذاری قرار دارد و نوک ساعت

اندیکاتور S روی ساعت ۶ کوپلینگ ماشین ثابت قرار گرفته است. در همین موقعیت هر دو

ساعت اندیکاتور را صفر تنظیم می کنیم، سپس هر دو شافت را به طور همزمان ۱۸۰ درجه چرخش می دهیم و اعداد قرائت شده را یادداشت می کنیم.

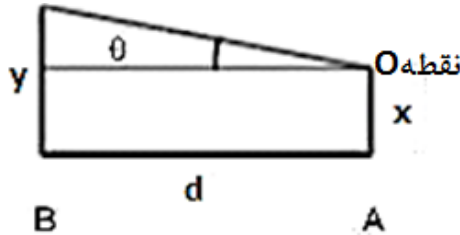
M0	M6	S0	S6
.	X	Y	.

جدول ۷-۲ اعداد قرائت شده از ساعت

X = عدد قرائت شده ساعت M اندیکاتور در موقعیت ساعت ۶

Y = عدد قرائت شده ساعت S اندیکاتور در موقعیت ساعت ۱۲

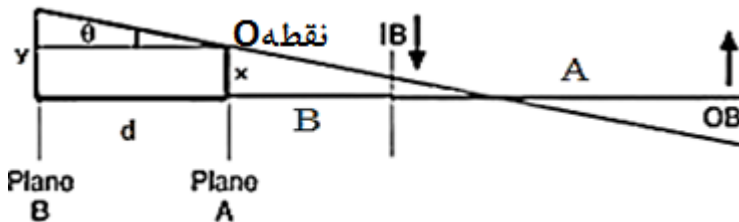
X و Y بیانگر دو برابر مقدار افست هستند از اینرو با تقسیم آنها بر ۲ مقدار واقعی افست را بدست می آوریم و با ترسیم آنها به صورت خطوط عمودی با فاصله d و رسم یک پاره خط که دو سر فوقانی این خطوط را به هم مرتبط کند مقدار زاویه  $\theta$  را بدست می آوریم در واقع این زاویه نا هم محوری زاویه ای می باشد.



شکل ۷-۴ زاویه تشکیل شده از اندازه ها

$$\theta = \tan^{-1} \frac{Y - X}{d}$$

با به دست آوردن این زاویه خط نا هم محوری را تا نقطه OB ادامه می دهیم.



شکل ۷-۴ محاسبه اندازه ها با تشکیل مثلث

تصحیح نا هم محوری زاویه ای و افست عمودی

مقادیر IB و OB مقادیر شیمز مورد نیاز جهت کم کردن یا اضافه کردن می باشد که به دو روش قابل محاسبه می باشد.

## ۷-۱۰-۳-۱ روش ریاضی

تصحیح ناهم محوری زاویه ای و افست عمودی

$$IB = \pm \left( \frac{a_6 - b_0}{2} \right) \times \left( \frac{B + d}{d} \right) \pm \left( \frac{b_0}{2} \right)$$

$$OB = \pm \left( \frac{a_6 - b_0}{2} \right) \times \left( \frac{A + B + d}{d} \right) \pm \frac{b_0}{2}$$

برای استفاده از این فرمول ها بایستی نکات زیر مد نظر قرار بگیرد:

- ساعت a بایستی روی کوپلینگ ماشین تحت شیمز گذاری قرار بگیرد.
- $a_0 = 0$
- $b_6 = 0$

برای تعیین علامت  $\left( \frac{a_6 - b_0}{2} \right)$  (مثبت یا منفی بودن) از قاعده زیر پیروی می کنیم :

اگر برای هم محور کردن، محور تقارن ماشین متحرک در جهت ساعتگرد حول نقطه O بچرخد علامت منفی استفاده می شود در غیر اینصورت از علامت مثبت استفاده می کنیم.

برای تعیین علامت  $\left( \frac{b_0}{2} \right)$  (مثبت یا منفی بودن) نیز از قاعده زیر پیروی می کنیم :

اگر امتداد محور تقارن ماشین متحرک بالاتر از محور تقارن ماشین ثابت باشد از علامت منفی استفاده می کنیم در غیر اینصورت از علامت مثبت استفاده می کنیم.

همانگونه که مشاهده شد برای استفاده از این فرمول ابتدا باید مثلث تشکیل شده توسط اندازه گیری ها را رسم کنیم تا بتوانیم علامت ها را تعیین کنیم. در جواب نهایی علامت مثبت به معنی اضافه کردن شیمز و علامت منفی به معنی کم کردن شیمز می باشد.

حالت دیگری نیز جهت نصب ساعت ها وجود دارد که در آن هر دو ساعت در ساعت ۱۲ صفر می شوند این حالت بسیار روانتر و آسانتر خواهد شد از اینرو این روش توصیه می شود. در این صورت فرمول ها به شکل زیر می باشند.

$$OB = \left( \frac{b_6 + a_6}{2} \right) \times \left( \frac{B + d}{d} \right) - \left( \frac{b_6}{2} \right)$$

$$IB = \left( \frac{b_6 + a_6}{2} \right) \times \left( \frac{B + A + d}{d} \right) - \left( \frac{b_6}{2} \right)$$

$$a_0 = 0 \quad b_0 = 0$$

تصحیح ناهم محوری زاویه ای و افست افقی

برای انجام محاسبات مربوط به ناهم محوری های افقی ابتدا هر دو ساعت را در موقعیت ساعت ۹ روی صفر تنظیم می کنیم و هر دو آنها را ۱۸۰ درجه چرخش می دهیم تا نوک هر دو ساعت در موقعیت ساعت ۳ قرار بگیرد.

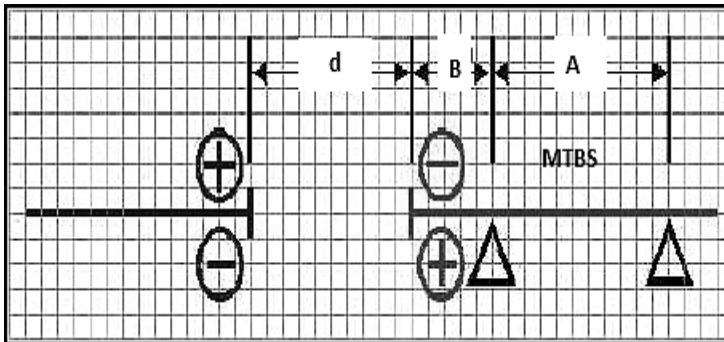
$$OB = \frac{a_3 + b_3}{2} \times \frac{B + d}{d} - \frac{b_3}{2}$$

$$IB = \frac{a_3 + b_3}{2} \times \frac{B + A + d}{d} - \frac{b_3}{2}$$

$$a_9 = 0 \quad b_9 = 0$$

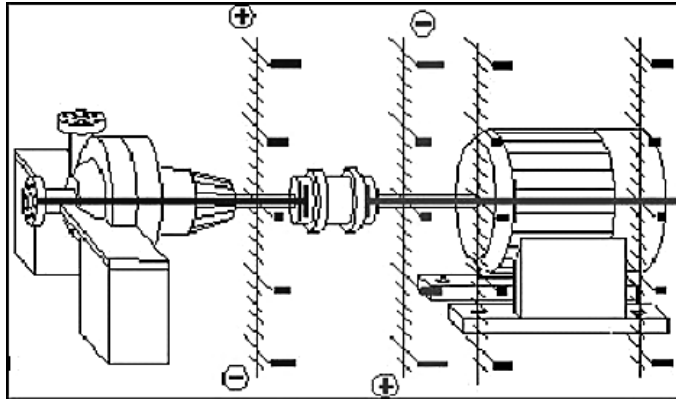
### ۷-۱۰-۳-۲ روش گرافیکی

در این روش کلیه اندازه ها را بایستی با حفظ مقیاس روی یک صفحه مدرج رسم کنیم تا مقادیر OB و ID را با اندازه گیری روی صفحه با حفظ مقیاس به دست بیاوریم. برای رسم نمودارها بایستی از صفحات جدول بندی شده استفاده کرد. مرکز صفحه را با عنوان مبدا مختصات در نظر می گیریم و در جهت X فاصله بین پایه ها و نوک ساعت ها را با یک مقیاس نقطه گذاری می کنیم. هر دو ساعت را در ساعت ۱۲ روی صفر تنظیم می کنیم.



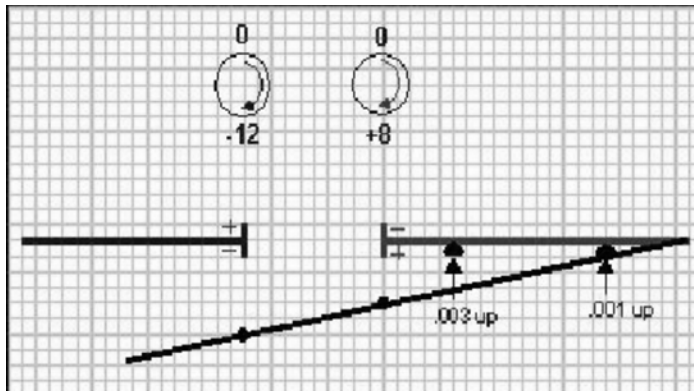
شکل ۷-۴۳ کاغذ رسم هم محورسازی

در مرحله بعد اعداد قرائت شده از ساعت ها  $a_6$  و  $b_6$  را با یک مقیاس کوچکتر در راستای Y نقطه گذاری می کنیم و یک خط مستقیم که از روی هر دو نقطه عبور کند رسم می کنیم. فاصله عمودی این خط تا پایه ها (با رعایت مقیاس) معرف مقدار شیمز می باشد. در هنگام نقطه گذاری به علامت اعداد قرائت شده بایستی مطابق شکل ۷-۴۴ توجه کرد. جهات مثبت و منفی در هر ساعت مخالف می باشد.



شکل ۷-۴۴ جهت پیشروی اعداد قرائت شده از ساعت

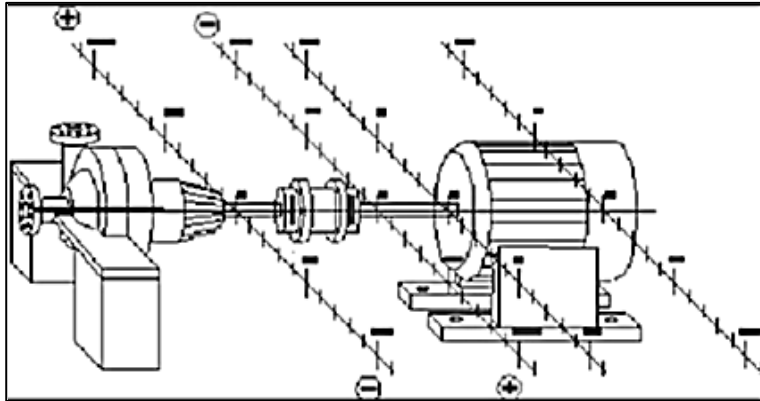
به عنوان مثال اگر ساعت  $a$  عدد  $+8$  و ساعت  $b$  عدد  $-12$  را نشان دهد.



شکل ۷-۴۵ مقدار شیمز

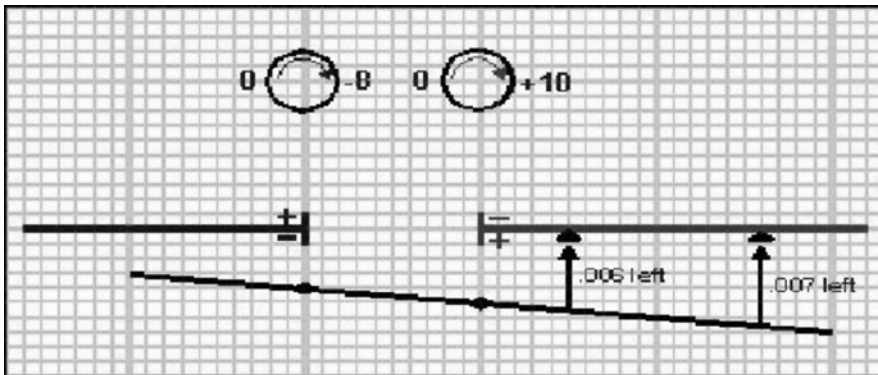
### تصحیح ناهم محوری زاویه ای و افست افقی

برای اصلاح ناهم محوری افقی به روش گرافیکی نیز همان روال اندازه گذاری پایه ها را مشابه با آنچه گفته شد انجام می دهیم و بعد از آن ساعت های  $a$  و  $b$  را در در موقعیت ساعت ۹ روی صفر تنظیم می کنیم و  $180^\circ$  درجه هر دو کوپلینگ را با هم می چرخانیم و اعداد قرائت شده را با رعایت جهت (شکل ۷-۴۶) در راستای عمودی رسم می کنیم و یک خط مستقیم که از هر دو نقطه بگذرد رسم می کنیم و فاصله خط با پایه ها معرف مقدار مورد نیاز جابجائی می باشد. همیشه برای تعیین ساعت ببینده از انتهای ماشین ثابت به ماشین نگاه می کند.



شکل ۷-۴۶ جهت پیشروی اعداد قرائت شده در ساعت

شکل ۷-۴۷ به عنوان مثال رسم شده است.

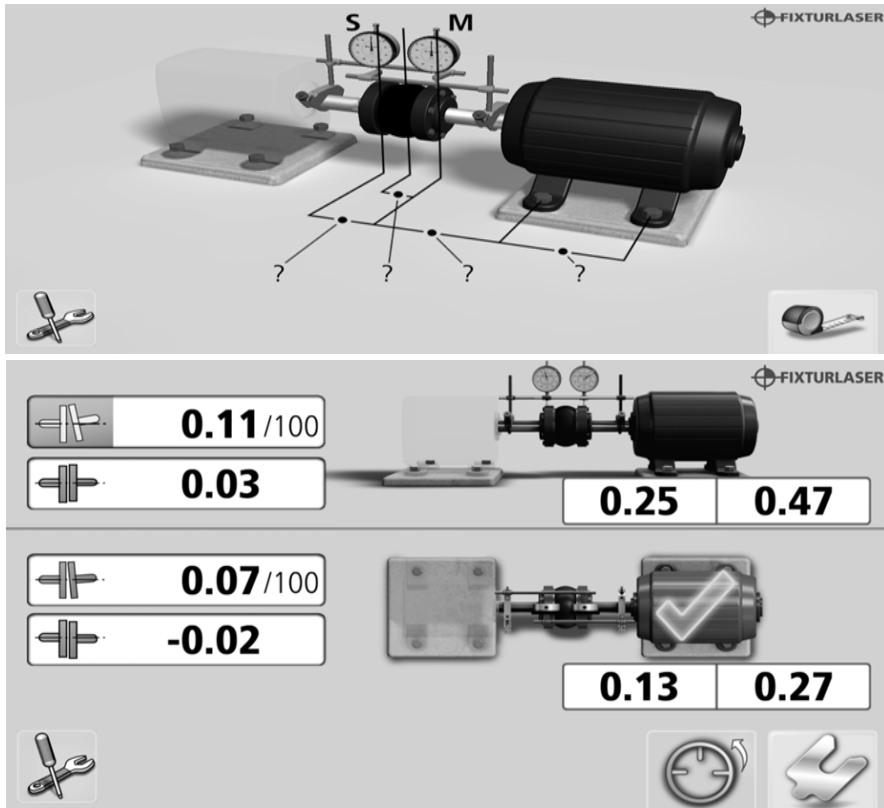


شکل ۷-۴۷ مقدار جابجایی

### ۷-۱۰-۳ روش استفاده از نرم افزار

با گسترش نرم افزار های کامپیوتری و گوشی های هوشمند نرم افزارهایی جهت انجام محاسبات هم محورسازی به روش های مختلف از جمله روش معکوس ارائه شده است. یکی از این نرم افزارها نرم افزار Dials می باشد که جهت سیست عامل اندروید ارائه شده است. اساس کار این نرم افزار بر مبنای روش reverse می باشد در شکل ۷-۴۸ چند تصویر از محیط این نرم افزار را مشاهده می کنید. کار با این نرم افزار بسیار آسان می باشد و خطای محاسباتی در آنها حذف شده است، از اینرو امروزه عدم بکارگیری نرم افزارها امری کاملا غیرمنطقی می باشد. در این نرم افزار ابتدا فواصل و سپس خیز ساعت به صورت شماتیک از کاربر پرسیده و و کاربر اعداد را وارد نرم

افزار می کند و پس از آن اعداد قرائت شده ساعت نیز وارد نرم افزار می شود و نهایتاً مقادیر شیمز و جابجایی مورد نیاز توسط نرم افزار ارائه می شود.



شکل ۷-۴۸ محیط نتایج در نرم افزار

### ۷-۱۱ تصحیح رشد حرارتی<sup>۱</sup>

ماشین هایی که در دمایی بالا کار می کنند قطعات آنها هنگام بهره برداری دارای مقداری گسترش حرارتی می باشد. به عنوان مثال توربین های بخار معمولاً با بخار دردماهای بالا در تماس می باشند که گرمای بخار به قطعات توربین منتقل می شود و باعث انحراف موقعیت فضایی قطعات آن از حالت سرد می شود. معمولاً مقدار انحراف خط مرکزی محورها توسط سازنده آنها ارائه می شود که این مقدار بایستی هنگام هم محورسازی مدنظر قرار بگیرد. اما زمانیکه این مقدار توسط سازنده ارائه نشده باشد به روش زیر می توان این مقدار را محاسبه کرد.

1-thermal expansion



گسترش حرارتی خطی را می توان با فرمول زیر محاسبه کرد

$$dL = (L \times \alpha) dT$$

که در آن

$dL$  = تغییرات خطی

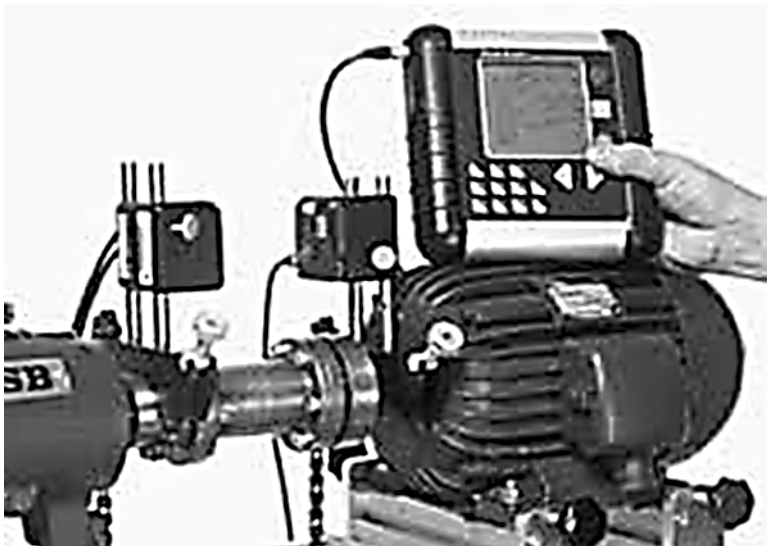
$L$  = طول قطعه

$\alpha$  = ضریب گسترش حرارتی

$dT$  = تغییرات دما

می باشد. در ماشین ها گسترش حرارتی به صورت خطی در نظر گرفته می شود. معیار طول، فاصله مرکز محور تا کف پایه های ماشین یعنی ارتفاع مرکز ماشین می باشد و مقدار جابجایی در واقع مقدار تغییرات افست عمودی در حالت بهره برداری ماشین می باشد. مقدار ضریب گسترش حرارتی نیز بستگی به جنس بدنه ماشین دارد، به عنوان مثال ضریب گسترش حرارتی آهن ریخته گری شده  $0.000018$  می باشد برای سایر فلزات این ضریب مشخص و قابل استخراج از جداول ارائه شده می باشد.

### ۷-۱۲ هم محورسازی لیزری



شکل ۷-۴۹ دستگاه هم محورساز لیزری

امروزه به کمک تکنولوژی لیزر می توان انواع عملیات هم محورسازی را با دقت بالایی انجام داد. شرکت های مختلف دستگاه های هم محورساز را در طرح های مختلف و قابلیت های

مختلف عرضه می کنند و کاربرد آنها نیز در حال گسترش می باشد. این دستگاه ها بویژه زمانیکه فاصله بین دو کوپلینگ زیاد باشد مثل موتور و گیربکس برج های کوپلینگ کاربرد ویژه ای می یابند. شکل ۷-۵۰ یک پکیج هم محورساز را نمایش می دهد.



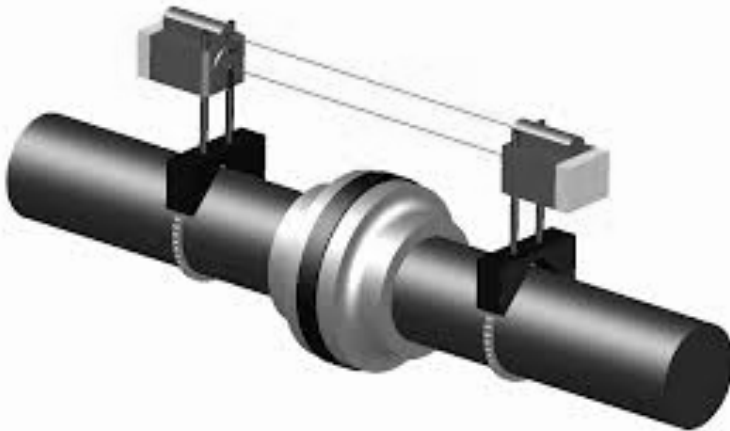
شکل ۷-۵۰ مجموعه هم محورساز لیزری

کار کردن با کلیه این دستگاه ها دارای یک اصول اولیه می باشد و در صورت آشنایی با این اصول ما به راحتی می توانیم با انواع این دستگاه ها تنها با مطالعه مختصر کاتالوگ دستگاه به هم محور سازی بپردازیم. اساس هم محورسازی به وسیله لیزر بر اساس ایجاد ارسال و دریافت تعدادی باریکه لیزر از دو گیرنده - فرستنده لیزری که هر کدام روی یکی از کوپلینگ ها مقید می شوند می باشد. همچنین این دستگاه ها بر اساس روش هم محورسازی Reverse کار می کنند و اطلاعات مربوط به فاصله کوپلینگ ها و پایه ها را بایستی به صورت دستی وارد کنیم.



شکل ۷-۵۱ فرستنده-گیرنده لیزری

در واقع هر دو فرستنده باریکه لیزر با دریافت توسط گیرنده لیزر مخالف مقدار انحراف دو باریکه لیزر و فاصله را در حالات مختلف نمایش می دهند و زمانیکه ماشین هم محور می شود، این دو باریکه لیزر بر هم مماس می شوند و فاصله دو لیزر در یک دوران کامل با هم برابر می شود و عملا انحراف از بین می رود.



شکل ۷-۵۲ باریکه لیزر

### ۷-۱۳ خطاهای هم محورسازی

هنگام انجام عملیات هم محورسازی خطاهای مختلفی ممکن است اتفاق بیافتد. بسیاری از این خطاها غیر قابل اجتناب می باشند، اما با شناخت این خطاها می توانیم تاثیر آنها را به حداقل ممکن برسانیم.

#### ۷-۱۳-۱ خطای بینایی انسان

این خطا ناشی از قرائت اعداد از ساعت اندیکاتور می باشد که منشا آنرا می توان عدم دقت خستگی یا عجله شخص نام برد.

#### ۷-۱۳-۲ خطای زاویه دید

زاویه دید تاثیر زیادی در عدد قرائت شده از ساعت های آنالوگ دارد. زاویه چشم انسان همیشه باید قائم بر صفحه مدرج ساعت اندیکاتور باشد.

#### ۷-۱۳-۳ خطای تکرارپذیری

با تکرار عملیات اندازه گیری مقادیر ناهم محوری ممکن است اعداد مختلف با اختلاف محدودی حاصل شود، این اتفاق امری طبیعی می باشد و اتفاقا انجام این کار مفید و به بالا

بردن دقت اندازه گیری کمک می کند. در این مورد بایستی میانگین اعداد قرائت شده را مینا در نظر گرفت.

### ۷-۱۳-۴ خطای سینوسی

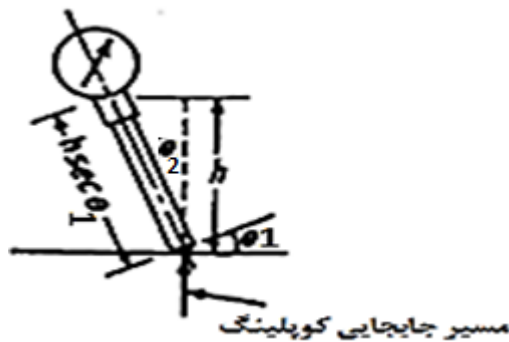
این خطا ناشی از عدم نصب صحیح ساعت اندیکاتور می باشد. هنگام نصب ساعت بایستی دقت شود که زاویه بین خط مماس نقطه ای که نوک انگشت ساعت روی آن قرار می گیرد و راستای انگشت ساعت اندیکاتور قائم باشد. در این حالت اگر جابجایی قائم کوپلینگ  $h$  باشد مقدار جابجایی انگشتی ساعت برابر است با

$$h_{plunger} = h \sec \theta_1$$

یا

$$h_{plunger} = h \sin \theta_2$$

$\theta_2$  زاویه بین خط عمود  $h$  و خط مرکزی محور پلانجر می باشد.



شکل ۷-۵۲ خطای سینوسی

### ۷-۱۳-۵ خطای ساعت اندیکاتور

این خطا ناشی از سیستم داخلی ساعت اندیکاتور می باشد و معمولاً توسط سازندگان ساعت اندیکاتور اعلام می گردد.

### ۷-۱۳-۶ خطای ناشی از فضای اندازه گیری

اختلاف دما باعث ایجاد تغییراتی در نتایج اندازه گیری می شود. بهتر است تجهیزات مورد استفاده جهت اندازه گیری یک ساعت قبل از شروع کار وارد فضای اندازه گیری شوند تا با محیط اطراف خود به تعادل حرارتی برسند.

### ۷-۱۳-۷ خطای ناشی از لرزش در فضای اندازه گیری

لرزش در فضای اندازه گیری باعث ایجاد لرزش در عقربه ساعت اندیکاتور و ایجاد خطای اندازه گیری می شود.

#### ۷-۱۳-۸ خطای ناشی از گرد و غبار

کوپلینگ ها را بایستی پیش از شروع اندازه گیری و هم محورسازی تمیز و عاری از هر گونه آلودگی و گرد و غبار کرد تا از بروز خطای اندازه گیری ناشی از وجود گرد و غبار کثیفی در سطح کوپلینگ پیشگیری کنیم.

#### ۷-۱۳-۹ خطای ناشی از لقی تجهیزات اندازه گیری

وجود هرگونه لقی در قطعات ساعت اندیکاتور و پایه های آن باعث ایجاد خطاهای بسیار بزرگی می شود.





## اصول اولیه لرزش سنجی

## ۸-۱ پایش وضعیت<sup>۱</sup>

در نگهداری و تعمیرات پایش وضعیت یا مراقبت وضعیت به مجموعه اعمالی می گویند که با پایش وضعیت ماشین و بررسی تغییرات آن در طول زمان براساس پارامترهایی مانند ارتعاشات، صدا، عملکرد، روانکاری و دما وضعیت ماشین را تعیین می کند. پایش وضعیت یکی از اجزای اصلی نگهداری پیش بینانه می باشد. از آنجائیکه توربین های بخار قیمت بالایی داشته و کارکرد آنها برای واحدهای صنعتی نقش اساسی دارند، وضعیت آنها به صورت دائم پایش می شود. برای پایش وضعیت یک ماشین بایستی روش های زیر استفاده شود.

- لرزش سنجی
- آنالیز روغن
- آنالیز امواج صوتی
- آنالیز ذرات
- مانیتورینگ خوردگی
- ترموگرافی
- مانیتورینگ عملکرد

لرزش سنجی بسیار گسترده می باشد و پیش شروع بحث راجع به لرزش سنجی ماشین آلات بایستی اصول آنرا بررسی کنیم. در این فصل تنها به مقدمات ابتدایی لرزش و لرزش سنجی می پردازیم و در فصل بعد به شناسایی عیوب از طریق لرزش سنجی می پردازیم.

## ۸-۲ لرزش سنجی<sup>۲</sup>

علم ارتعاشات کاربرد زیادی در پایش وضعیت، حفاظت فنی و عیب یابی ماشین آلات از جمله توربین های بخار را ایفا می کند. لرزش سنجی ماشین آلات یکی از مهمترین تکنیک های ماشین های دوار به حساب می آید. یکی از مهم ترین مزایای لرزش سنجی تشخیص عیوب پیش از اینکه به مرحله خطرناکی برسد می باشد. که این امر با مانیتورینگ منظم لرزش ماشین طبق جداول از پیش طراحی شده مطابق با استاندارد های تعریف شده محقق می شود. لرزش سنجی همچنین می تواند برای تست یک ماشین تعمیر شده و اینکه ماشین تا چه اندازه به طور صحیح تعمیر شده مورد استفاده قرار گیرد. معمولاً در صنایع یک واحد پایش وضعیت وجود دارد که اقدام به اندازه گیری و آنالیز لرزش ماشین آلات می کنند، اما بهتر است کلیه افرادی که

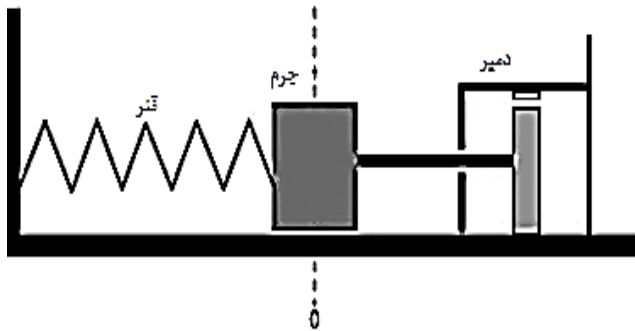


مکانیک ماشین آلات هستند نیز از اصول عیب یابی ماشین آلات به روش پایش وضعیت تا حدودی آگاهی داشته باشند تا این آگاهی با تجربه ترکیب شود و سریعتر و دقیقتر به عیوب ماشین پی ببریم. در واقع مکانیک با مشاهده اطلاعات لرزشی و تطبیق این اطلاعات با یافته های تجربی به عیوب پی می برند.

### ۸-۳ ارتعاشات مکانیکی

ارتعاشات مکانیکی عبارت است از حرکت نوسانی اجسام. تمام اجسامی که جرم و کشسانی دارند می توانند نوسان کنند. از اینرو، اغلب ماشینها و سازه های صنعتی تا اندازه ای ارتعاش می کنند، و در طراحی معمولاً باید رفتار نوسانی آنها در نظر گرفته شود. سیستمهای نوسانی را به دو رده وسیع خطی و غیر خطی می توان تقسیم بندی کرد. هر ماشین سه مشخصه اساسی دارد :

- جرم<sup>۱</sup>
- سفتی<sup>۲</sup>
- میرایی<sup>۳</sup>



شکل ۸-۱ عناصر اصلی لرزش

### ۸-۳-۱ جرم

بیانگر قوه جبری (اینرسی) یک سیستم برای باقی ماندن در حالت اولیه خود در طول حرکت می باشد. در واقع یک نیرو به دنبال تغییر وضعیت اولیه سیستم می باشد که جرم در مقابل آن مقاومت می کند واحد جرم کیلوگرم می باشد.

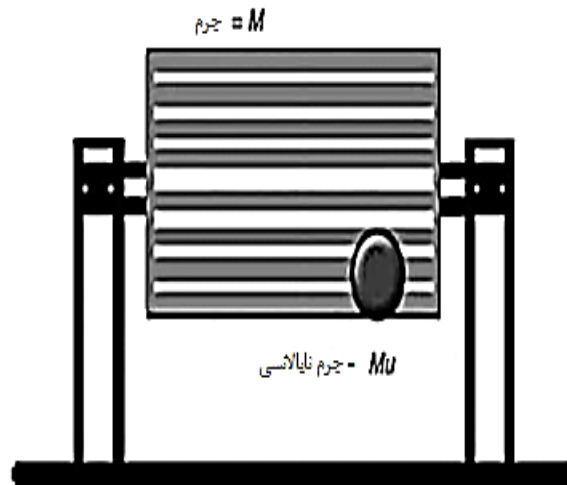
### ۸-۳-۲ سفتی

به میزان صلبیت و یا مقاومت یک جسم در مقابل نیروی بار که می تواند فشاری، کششی، خمشی، برشی و یا چرخشی باشد، گفته می شود. مفهوم مکمل آن انعطاف پذیری است.

## ۳-۳-۸ میرایی

خاصیتی است که باعث کاهش دامنه نوسان در سیستم‌های نوسانی به ویژه در نوسانگر هماهنگ می‌شود. این اثر به طور خطی با سرعت نوسانات متناسب است. این قید موجب شکل‌گیری یک معادله دیفرانسیل خطی برای حرکت می‌شود که پاسخ تحلیلی ساده‌ای خواهد داشت.

یک عیب در ماشین می‌تواند باعث ایجاد لرزش در ماشین شود و جرم، سفتی و میرایی تلاش می‌کنند که با لرزشی که موجب عیب بوجود آمده مخالفت کنند. اگر لرزش ناشی از عیب بزرگتر از جمع خالص سه مشخصه مهارکننده باشد مقدار لرزش بالاتر خواهد شد و عیب می‌تواند شناسایی شود.



شکل ۸-۲ جرم نابالانسی

شکل ۸-۲ را در نظر بگیرید، یک جرم  $M$  بر روی دو عدد یاتاقان تکیه داده شده است. همچنین یک تکه جرم نابالانسی  $Mu$  در شعاع  $r$  ثابت شده است و جرم با سرعت زاویه ای  $\omega$  چرخش می‌باشد.

$$\omega = 2\pi \times \frac{rpm}{60}$$

rpm=revolutions per minute

نیروی لرزشی که بوسیله جرم نابالانسی تولید می‌شود با فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$F(\text{unbalance mass}) = \mu \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t)$$

زمانی که  $t$  بر حسب ثانیه باشد نیروهای مهارکننده ای که بوسیله سه مشخصه اصلی سیستم ایجاد می شود عبارت است از:

$$M \times (a) + C \times (v) + k \times (d)$$

$a$  = acceleration

$v$  = velocity

$d$  = distance

اگر سیستم در حالت تعادل باشد دو نیرو (جرم نابالانسی و مهار کننده) با هم برابر می باشند و می توان معادله زیر را برقرار کرد.

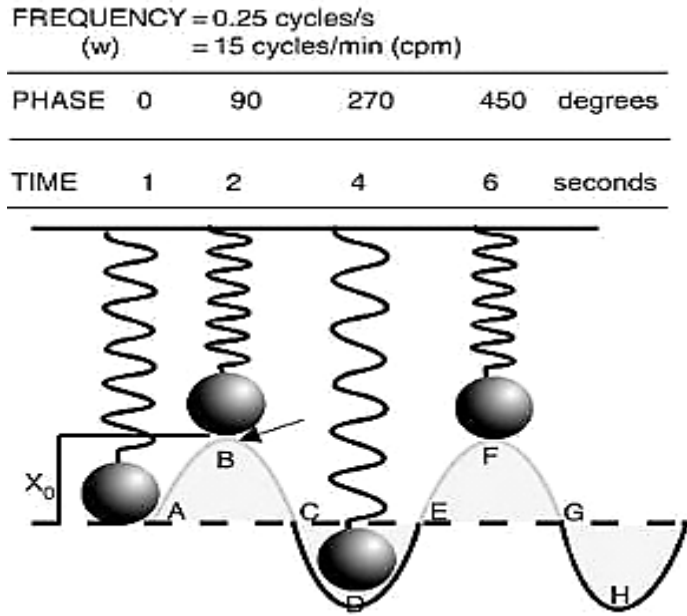
$$M \times (a) + C \times (v) + k \times (d) = \mu \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t)$$

اگرچه در واقعیت نیروهای مهار کننده به شکل پشت سر هم یا جفتی کار انجام نمی دهند. با تغییر شرایط یک عامل می تواند افزایش پیدا کند در حالی که ممکن است عامل دیگر کاهش پیدا کند. نتیجه خالص می تواند یک لرزش را به شکل جمع نیروها نمایش بدهد. بنابراین اگر جمع نیروهای سمت چپ معادله کمتر از نیروهای سمت راست باشد لرزش افزایش پیدا می کند و هر چه این اختلاف بیشتر باشد لرزش نیز بیشتر است و بالعکس.

در مسائل بالا یک حالت ابتدایی لرزش ناشی از جرم نابالانسی را بررسی کردیم.

#### ۸-۴ طبیعت لرزش

ابتدا حرکت خطی یک گوی را در نظر می گیریم و تغییرات موقیت گوی را بر حسب زمان بوسیله منحنی شکل ۸-۳ نمایش می دهیم.



شکل ۸-۳ منحنی تغییرات گوی نسبت به زمان

موقعیت گوی در هر لحظه از زمان بوسیله فرمول زیر قابل محاسبه است

$$X = X_0 \sin(\omega t)$$

$X$  جابجایی در لحظه  $t$

$X_0$  ماکزیمم جابجایی

$$\omega = 2\pi f$$

$f$  فرکانس

$t$  زمان بر حسی ثانیه

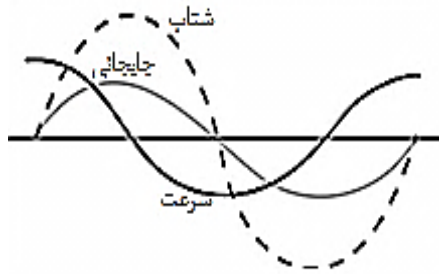
زمانی که جرم از بالا به پایین و بالعکس حرکت می کند سرعت گوی از صفر تا ماکزیمم تغییر می کند. سرعت را هم می توان نسبت به زمان سنجید که همان مشتق جابجایی می باشد.

$$\text{Velocity} = \frac{dX}{dt} = X_0 \cdot \omega \cdot \cos(\omega t)$$

همانند بالا شتاب را نیز می توان با مشتق گیری از معادله سرعت محاسبه کرد.

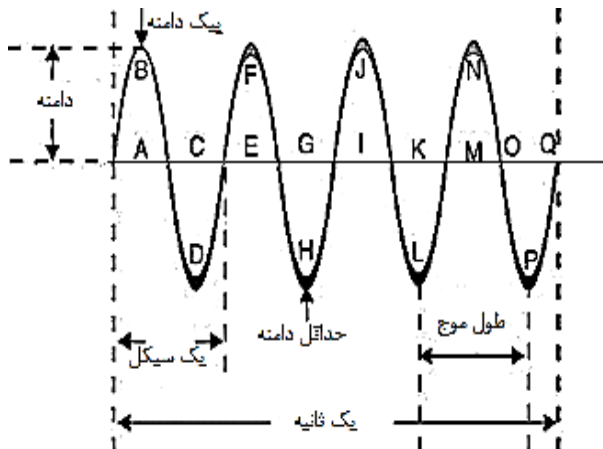
$$\text{Acceleration} = \frac{dV}{dt} = -X_0 \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t)$$

در نمودار شکل ۸-۴ هر سه منحنی ایجاد شده توسط حرکت گوی نمایش داده شده است. همانگونه که مشاهده می شود جابجایی و شتاب منحنی های سینوسی و سرعت یک منحنی کسینوسی بدست آمده است.



شکل ۸-۴ منحنی جابجایی-سرعت-شتاب ذره

### ۸-۵ مفاهیم بنیادی یک موج<sup>۱</sup>



شکل ۸-۵ کمیت های بنیادی یک موج

زمانی که ما راجع به انتشار یک موج ارتعاشی صحبت می کنیم به وفور با واژه هایی مانند فرکانس، طول موج، سیکل و غیره برخورد می کنیم. از اینرو بایستی پیش از مطالعه یک موج لرزشی ابتدا مفهوم واژه های اساسی را بدانیم.

### ۸-۵-۱ فرکانس<sup>۲</sup>

بسامد یا فرکانس به اندازه گیری تعداد دفعاتی گویند که یک رویداد تناوبی در واحد زمان اتفاق می افتد. برای محاسبه بسامد باید یک بازه زمانی را مشخص کرده، تعداد رخ دادن یک

رویداد را در آن بازه زمانی شمرده و سپس این شماره را بر مدت آن بازه زمانی تقسیم کرد. راه دیگر محاسبه فرکانس، اندازه گیری زمان میان دو رویداد متناوب و سپس اندازه گیری فرکانس به عنوان وارونه این زمان است. رابطه فرکانس به این گونه است :

$$T = \frac{1}{f} \quad f = \frac{1}{T}$$

در این فرمول  $T$  همان تناوب است.

همانگونه که گفته شد فرکانس اندازه گیری تعداد تکرار اتفاقی در واحد زمان است. در سیستم واحدهای SI فرکانس با هرتز (Hz) اندازه گیری می شود. یک هرتز به این معنی است که یک واقعه یک بار بر ثانیه رخ می دهد.

#### ۸-۵-۲ سیکل<sup>۱</sup>

طبق شکل ۸-۵ در نقطه E تا I تغییرات مجددا مانند نقطه A تا E اتفاق می افتد که این فواصل را یک سیکل می گوئیم. در واقع هر سیکل یک دوره می باشد.

#### ۸-۵-۳ طول موج<sup>۲</sup>

طول موج به فاصله بین دو قله متوالی موج (یا بین هر دو نقطه تکراری موج که شکل یکسان دارند) گفته می شود. برای دو موجی که دارای سرعت یکسان باشند، موجی که دارای فرکانس بالاتری است طول موج کوتاه تر دارد و موجی که فرکانس پایین تری دارد، طول موج بلندتری دارد. در نمودار ۸-۵ طول موج عبارت است از فاصله نقطه L تا نقطه E.

#### ۸-۵-۴ دامنه<sup>۳</sup>

دامنه عبارت از ارتفاع یک موج در امتداد طول موج نسبت به خط مبنا، در واقع دامنه بیانگر نسبی میزان انتقال انرژی توسط موج می باشد. زمانی که چند سیکل از یک موج دارای دامنه یکسانی باشند به این حالت موج قطاری می گوئیم.

روشهای معدودی برای تعریف رسمی دامنه وجود دارد:

۱. دامنه یک موج مقدار مطلق بزرگی نقطه ای از موج که بیشترین آشفتگی ایجاد شده توسط موج در یک دور آن می باشد.

۲. دامنه مقدار مطلق بزرگی جابجائی موج از مقدار میانه آن است.

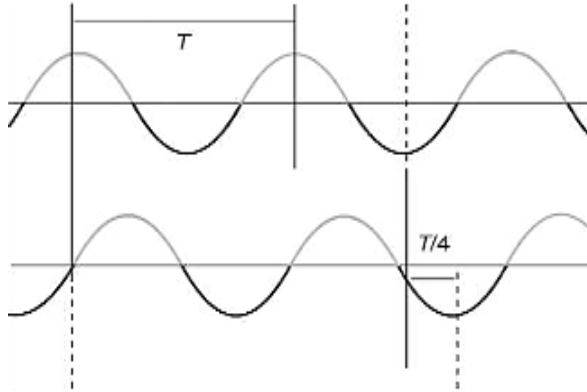
۳. دامنه مقدار مطلق یک نصفه از فاصله میانه (یا اختلاف) بین بیشینه و کمینه می باشد.

۸-۵-۵ فاز<sup>۱</sup>

فاز در یک تابع سینوسی یا در موج دارای دو معنی متفاوت اما نزدیک به هم است.

۱. زاویه اولیه تابع در نقطه مبدا است که به آن اختلاف فاز هم می‌گویند.

۲. کسری از چرخه موج است که نسبت به مبدا سپری شده است.



شکل ۸-۶ نمایش فاز موج

فاز یک نوسانگر هارمونی ساده یا موج، به تابع سینوسی آن بستگی دارد مانند:

$$x(t) = A \cdot \cos(2\pi ft + \varphi)$$

$$y(t) = A \cdot \sin(2\pi ft + \varphi) = A \cdot \cos(2\pi ft + \varphi - \frac{\pi}{2})$$

که در آن  $A$  و  $f$  و  $\varphi$  پارامترهایی ثابت اند که به ترتیب دامنه، بسامد و فاز نام دارند. دوره تناوب این تابع‌ها عبارت است:

$$T = \frac{1}{f}$$

## ۸-۵-۶ اختلاف فاز

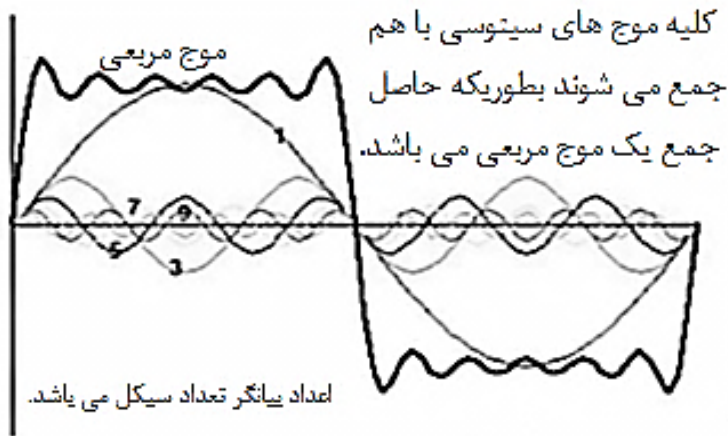
اختلاف فاز هر تغییری است که در فاز یک کمیت یا در فاز میان چند کمیت روی می‌دهد. هر دوره تناوب ۳۶۰ درجه می‌باشد. به عنوان مثال در نمودار شکل ۸-۶ اختلاف فاز معادل ۹۰ درجه می‌باشد.

## ۸-۵-۷ شکل موج

همانگونه که قبلاً از موج سرعت به عنوان موج کسینوسی و از جابجایی و شتاب به عنوان موج سینوسی نام بردیم، این نوع عبارات مثل سینوسی یا کسینوسی یا غیره معرف شکل موج یا همان قالب ریاضی موج که موج از آن تابعیت می‌کند معرف شکل موج می‌باشند.

۸-۵-۸ هارمونیک ها<sup>۱</sup>

هر تابع متناوب را می توان به صورت حاصل جمع بی نهایت تابع سینوسی که فرکانس آنها مضرب صحیحی از فرکانس تابع اصلی است بیان نمود.



شکل ۸-۷ هارمونیک های یک موج

نمودار ۸-۷ را در نظر بگیرید، فرض کنید جابجایی توسط محور  $y$  نمایش داده شده است و محور  $x$  معرف زمان با مقیاس 1s است. اولین موجی که می بایست مشاهده کنیم موج ۱ می باشد. این موج به شکل یک سیکل با فرکانس ۱ هرتز نمایش داده شده است. موج بعدی که مد نظر قرار می گیرد موج ۳ می باشد این موج با سه سیکل در مدت زمان موج ۱ دارای فرکانس ۳ هرتز می باشد. سومین موج موج ۵ با فرکانس ۵ هرتز می باشد. موج بعدی موج ۷ با فرکانس ۷ هرتز و بعدتر موج ۹ با فرکانس ۹ هرتز می باشد. با این روش سری فرد (۱، ۳، ۵، ۷، ۹، ...) را می توان در نمودار ۸-۷ مشاهده کرد. اینچنین سری هایی را هارمونیک فرد موج پایه می نامیم. اما اگر شکل موج های با فرکانس های ۲، ۴، ۶، ۸، ... هرتز را مشاهده کنیم این امواج را هارمونیک های موج پایه می نامیم. اولین موج سری هارمونیک را موج پایه می نامیم.

به نمودار ۸-۷ برگردیم. اگر شکل موج پایه را با هارمونیک های فرد جمع کنیم شکل موج حاصل شبیه یک موج مربعی که کمی پیچیده شده می باشد. اگر یک سری شکل موج های دارای شیار موجی (غیر مستقیم) بتواند با هم جمع شوند تا یک شکل موج پیچیده بسازند آیا



بر عکس این حالت هم امکان پذیر است؟ آین حالت هم امکان پذیر است از این تکنیک که تبدیل فوریه نامیده می شود به طور وسیع استفاده می شود.

### ۸-۶ تبدیل فوریه<sup>۱</sup>

در بیشتر اوقات عبارت کلی تبدیل فوریه به این نوع تبدیل اشاره دارد. این تبدیل یک تابع با متغیر حقیقی را به یک تابع پیوسته (با متغیر حقیقی) تصویر می کند. تبدیل فوریه یک تابع  $X(t)$  (در حالت کلی) مختلط است و چنین به دست می آید

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-i2\pi ft} dt$$

اگر متغیر  $t$  نشان دهنده زمان باشد، متغیر  $f$  دارای بعد فرکانس خواهد بود. این تابع، نمایش تابع اولیه در حوزه فرکانس نامیده می شود. تابع اولیه از تبدیل فوریه خود با استفاده از معکوس تبدیل بالا چنین به دست می آید:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) \cdot e^{i2\pi ft} df$$

تبدیل فوریه یک تابع متناوب  $Sp(t)$  با دوره تناوب  $P$  یک تابع دیراک کام می شود که توسط یک سری از ضرایب پیچیده تعدیل شده است. در واقع برای تمام اعداد صحیح  $k$  داریم.

$$S[k] = \frac{1}{P} \int_p s_p(t) \cdot e^{-i2\pi \frac{k}{P} t} dt$$

که در آن  $\int_p$  نشان دهنده انتگرال بر روی هر بازه ای با طول  $P$  است. تبدیل معکوس که با نام سری فوریه شناخته می شود، یک نمایش از  $Sp(t)$  است که با مجموع بی نهایت تابع سینوسی مرتبط هارمونیک یا تابع های نمایی پیچیده که هر کدام دامنه و فازی با توجه به ضرایب دارند، مشخص می شود.

$$Sp(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} S[k] \cdot e^{i2\pi \frac{k}{P} t} \leftrightarrow \sum_{k=-\infty}^{\infty} S[k] \delta(f - \frac{k}{P})$$

تابع  $Sp(t)$  خودش به صورت مجموع تناوبی یک تابع دیگر به نام  $S(t)$  است:

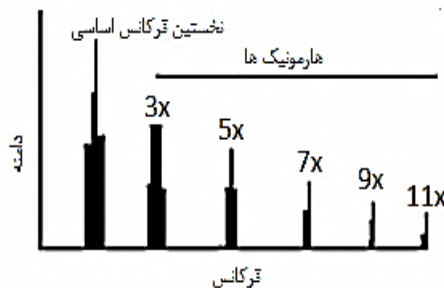
$$Sp(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} s(t - kP)$$

ضرایب با نمونه های  $S(f)$  با دوره تناوب گسسته  $1/P$  متناسب هستند:

$$S[k] = \frac{1}{P} \cdot S\left(\frac{k}{P}\right)$$

براساس بسط سری فوریه، هر موج متناوب رami توان به یک سری از ارتعاش های هارمونیک با دامنه و فاز مستقل تجزیه کرد. این اصلی است که برای تبدیل سیگنال ها از حوزه ی زمان به حوزه ی فرکانس استفاده می گردد و به همین دلیل منحنی فرکانس (طیف فرکانسی) سیگنال لرزش را FFT نیز می نامند.

معمولاً ارتعاش اندازه گیری شده از روی ماشین، یک سیگنال پیچیده و ترکیبی از چندین سیگنال ارتعاشی با فرکانس های مختلف است. تحلیل فرکانسی که به آن آنالیز FFT یا اسپکتروم نیز گفته می شود، یک فرآیند پردازش سیگنال است که به کمک آن محتوای فرکانسی سیگنال ارتعاشی به دست می آید. برای به دست آوردن منحنی طیف فرکانسی از الگوریتم FFT یا تبدیل فوریه سریع استفاده می گردد. به همین دلیل به منحنی فرکانسی گاهی اوقات منحنی FFT نیز گفته می شود. در منحنی های FFT، محور افقی فرکانس و محور عمودی دامنه ارتعاش را نشان می دهد. پس در یک تعریف کلی می توان گفت آنالیز فوریه تبدیلی است که در آن یک شکل موج زمانی به یک طیف از دامنه با مقدار فرکانس تبدیل می شود.

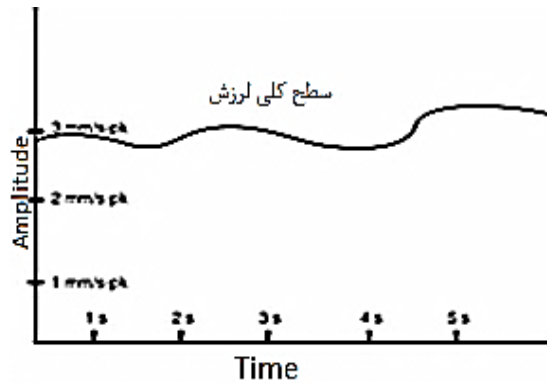


شکل ۸-۸ نمودار FFT

### ۸-۵-۹ دامنه کل

سطح کلی لرزش در یک ماشین عبارت است از اندازه کل دامنه لرزش در یک محدوده وسیع فرکانس ها که می تواند در قالب شتاب، سرعت یا جابجایی نمایش داده شود. این مقدار را میتوان توسط لرزش سنج های آنالوگ بدست آورد یا از طریق طیف لرزش بوسیله اضافه کردن تمام مقادیر دامنه از طیف در یک رنج قطعی فرکانس محاسبه کرد.

زمانیکه سطح کلی لرزش را مقایسه می کنیم بایستی به این نکته توجه داشته باشیم که هر دو مقدار در یک رنج فرکانس یکسان محاسبه شده باشند.



شکل ۸-۹ نمودار سطح کلی لرزش

## ۸-۷ واژگان فنی لرزش

### ۸-۷-۱ جابجایی<sup>۱</sup> لرزش

مقدار فاصله ای است که جسم لرزان از حدنهایی بالا تا حد نهایی پایین خود طی می کند یا به عبارتی دیگر طول کورس جسم لرزان می باشد. این کمیت در سیستم SI با واحد میکرون ( $1/1000^{\text{th}}$  of a mm) و در سیستم امپریال با واحد میلز ( $1/1000^{\text{th}}$  of an inch) سنجیده می شود. گاهی اوقات جابجایی peak که نصف peak to peak می باشد بیان می شود.

### ۸-۷-۲ سرعت لرزش

هنگامی که جرم لرزان حرکت می کند سرعت نیز تغییر می کند. این سرعت در ابتدا و انتهای حدود حرکت صفر است. بیشینه سرعت مربوط به زمانی است جسم مرتعش از نقطه خنثی خودش عبور می کند. بیشینه سرعت جرم لرزان را پیک سرعت لرزش می نامیم و واحد آن میلی متر بر ثانیه mm/s یا اینچ بر ثانیه ips (inch/s) می باشد.

### ۸-۷-۳ سرعت لرزش

سازمان بین المللی استاندارد ISO پیشنهاد استفاده از سرعت موثر rms را بعنوان واحد سرعت لرزش ارائه و تصویب کرد. بطور کلی مقدار سرعت rms آسیب پذیری زیادتری نسبت به همان مقدار سرعت peak را برای جرم لرزان به بار می آورد.

### ۸-۷-۴ ضریب کرسٹ<sup>۱</sup>

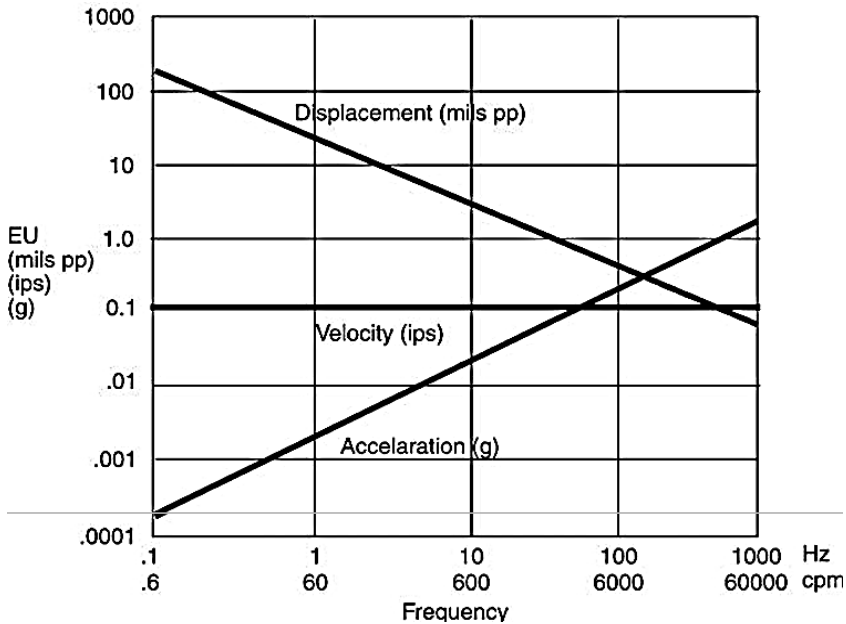
ضریب کرسٹ عبارت است از نسبت مقدار پیک موج به مقدار موثر موج. ضریب کرسٹ در یک موج سینوسی  $1/414$  می باشد. یعنی مقدار پیک  $1/414$  برابر مقدار موثر می باشد. ضریب کرسٹ یکی از پارامتر های مهم در ماشین می باشد.

### ۸-۷-۵ شتاب لرزش (peak)

همانگونه که قبلا ذکر شد شتاب مشتق سرعت می باشد. در یک جرم لرزان سرعت در دو انتهای موج حدود صفر می باشد و پس از تغییر جهت حرکت جرم به شدت سرعت خود را افزایش می دهد، پس در این زمان شتاب بیشترین مقدار خود را دارا می باشد. شتاب معمولا با  $g$  بیان می شود که شتاب تولید شده توسط نیروی گرانش در سطح زمین می باشد. این مقدار  $9/80665 \text{ mm/s}^2$  می باشد.

### ۸-۸ جابجایی، سرعت یا شتاب؟

جابجایی، سرعت و شتاب سه مشخصه لرزش می باشند که برای اندازه گیری شدت لرزش مورد استفاده قرار می گیرد و به عنوان دامنه لرزش نامبرده می شوند. در زمان بهره برداری یک ماشین دامنه لرزش اولین نمایشگر شرایط خوب یا بد ماشین می باشد. اما کدام مشخصه از لرزش بایستی مانیتورینگ شود؟ اینکه کدام مشخصه را اندازه گیری کنیم بستگی به فرکانس لرزش و شدت لرزش دارد. اما سرعت رایج ترین کمیت است، چرا که اکثر ماشین آلات دارای لرزشی با فرکانس مابین  $10$  هرتز ( $600 \text{ cpm}$ ) تا  $1$  کیلو هرتز ( $60 \text{ kcpm}$ ) می باشند. بوسیله نمودار شکل ۸-۱۰ تقریبا می توان حالت مناسب را انتخاب کرد.



شکل ۸-۱۰ نمودار انتخاب کمیت بر اساس فرکانس

### ۸-۹ استانداردها

سازمان ISO استاندارد های مختلفی را برای سنجش شدت لرزش در ماشین آلات تدوین کرده است که این استانداردها شامل ISO 7919 در پنج بخش با موضوع "لرزش مکانیکی در ماشین های غیر رفت و برگشتی-اندازه گیری ها بر روی شافت های چرخان و معیار سنجش" و استاندارد ISO 10816 در شش بخش با موضوع "لرزش مکانیکی-سنجش لرزش ماشین بوسیله اندازه گیری بر روی اجزای غیر چرخان لرزش ماشین بوسیله اندازه گیری بر روی اجزای غیر چرخان" می شود. در استاندارد ISO 10816 ارتعاشات مجاز در هر سه بعد طولی، عرضی و ارتفاع ثبت شده است.

در جدول زیر نام بخش های دو استاندارد آورده شده است

ISO 7919 SERIES		لرزش مکانیکی ماشین های غیر رفت و برگشتی اندازه گیری بر روی شافت های چرخان و ارزیابی معیارها
۱۹۹۶: ۱-۷۹۱۹		قسمت ۱: راهنمایی های کلی
۲۰۰۱: ۲-۷۹۱۹		قسمت ۲: توربین های بخار و ژنراتورهای زمین نصب شده با قدرت بیشتر از ۵۰ مگاوات با سرعت نرمال ۱۵۰۰، ۳۰۰۰، ۱۸۰۰ و ۳۶۰۰ دور بر دقیقه

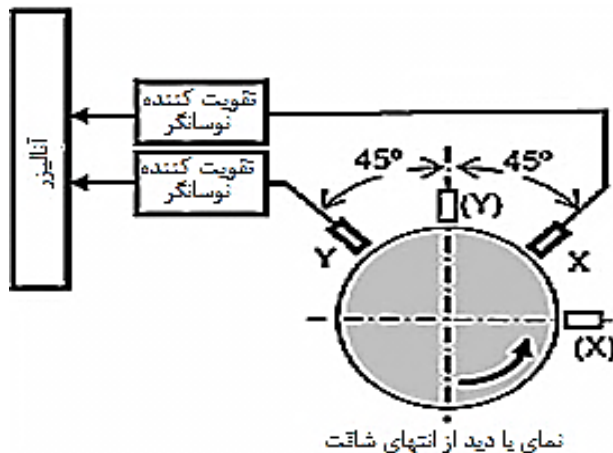
۷۹۱۹-۳ : ۱۹۹۶	قسمت ۳: ماشین های صنعتی کوپل شده
۷۹۱۹-۴ : ۱۹۹۶	قسمت ۴: مجموعه های توربین گاز
۷۹۱۹-۵ : ۱۹۹۷	قسمت ۵: ماشین های تولید قدرت هیدرولیک و واحد های پمپاژ
ISO 10816 Series لرزش مکانیکی ارزیابی لرزش با اندازه گیری لرزش قطعات غیر چرخان	
۱۰۸۱۶-۱ : ۱۹۹۵	قسمت ۱: راهنمایی های کلی
۱۰۸۱۶-۲ : ۲۰۰۱	قسمت ۲: توربین های بخار و ژنراتورهای زمین نصب شده با قدرت بیشتر از ۵۰ مگاوات با سرعت نرمال ۱۵۰۰، ۳۰۰۰، ۱۸۰۰ و ۳۶۰۰ دور بر دقیقه
۱۰۸۱۶-۳ : ۱۹۹۸	قسمت ۳: ماشین های صنعتی با توان نرمال بالاتر از ۱۵ مگاوات و سرعت نامی بین ۱۲۰ تا ۱۵۰۰۰ دور بر دقیقه
۱۰۸۱۶-۴ : ۱۹۹۸	قسمت ۴: توربین های گاز به استثنای مشتقات هوایی
۱۰۸۱۶-۵ : ۲۰۰۰	قسمت ۵: ماشین های تولید قدرت هیدرولیک و واحد های پمپاژ
۱۰۸۱۶-۶ : ۱۹۹۵	قسمت ۶: ماشین های رفت و برگشتی با نرخ توان بالاتر از ۱۰۰ مگاوات
۱۰۸۱۶-۷	قسمت ۷: پمپ های دینامیک در کاربردهای صنعتی

جدول ۸-۱ استاندارد ها

در سال ۲۰۰۳ پروفیسور هیروشی کانکی از ژاپن روشی را جهت انتخاب استاندارد لرزش ماشین ها ارایه کرد او نام آنرا استاد چتر نام نهاد و موضوع این روش راهنمای انتخاب روش سنجش با اندازه گیری لرزش شافت های چرخان و قطعات غیر چرخان بود. این روش دو معیار سنجش کلیدی دارد:

میزان جابجایی شافت نسبت به خط شعاعی مرکزی

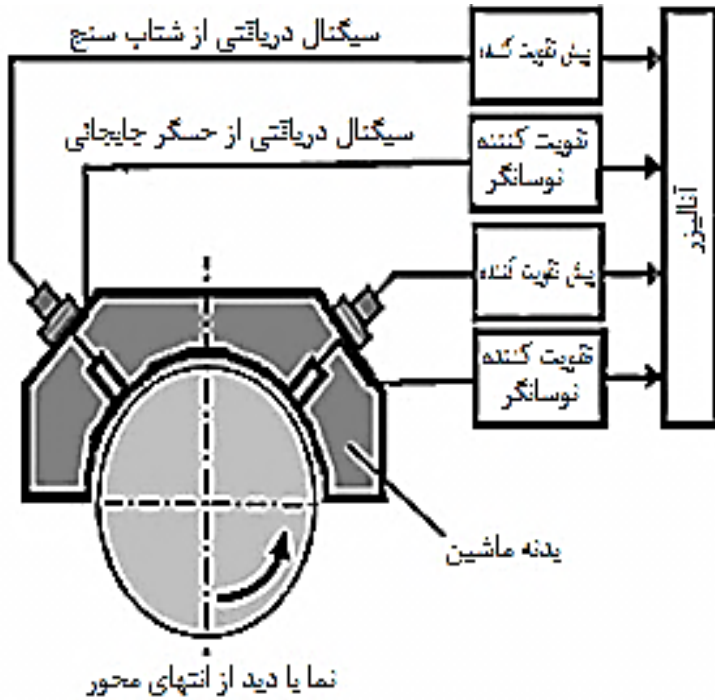
در این روش شکل (۸-۱۱) جابجائی محور مستقیماً اندازه گیری می شود.



شکل ۸-۱۱ روش اندازه گیری مستقیم ارتعاشات محور

نسبت سفتی پایه به یاتاقان

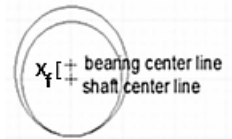
این نسبت مشخص کننده نسبت لرزش نسبی شافت به لرزش پایه می باشد و در این روش لرزش پایه های محور اندازه گیری می شود. شکل ۸-۱۲ نحوه اندازه گیری در این روش را نمایش می دهد.



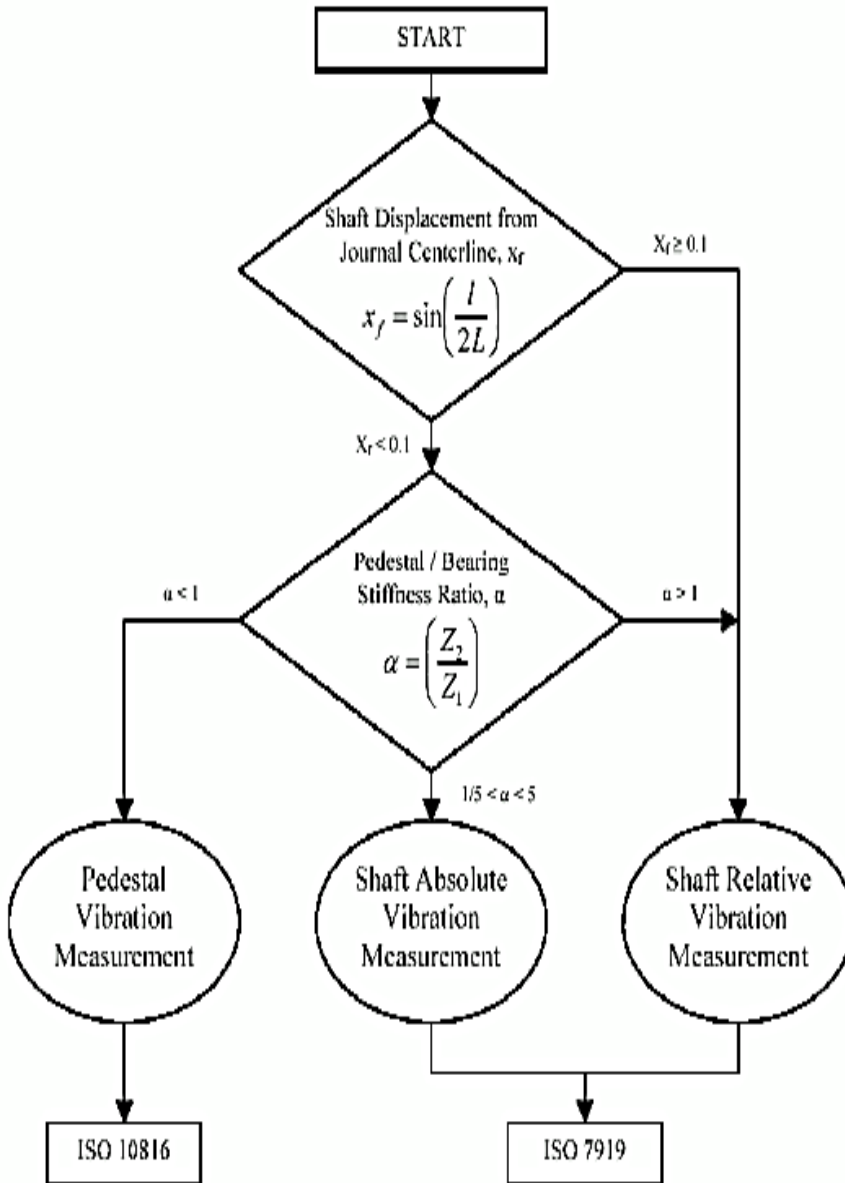
شکل ۸-۱۲ روش اندازه گیری غیرمستقیم

شکل ۸-۱۳ فلوجارت استاد کانکی را نمایش می دهد. این نمودار دو پارامتر کلیدی دارد:

- جابجایی محور نسبت به خط مرکزی یاتاقان ( $X_f$ ) (شکل زیر)



- نسبت سفتی پایه به یاتاقان ( $\alpha$ ) (نسبت لرزش نسبی محور به لرزش پایه)



شکل ۸-۱۳ نمودار استاد کانکی عموماً اجزایی که دارای یاتاقان های غلتشی هستند دارای  $\alpha$  کمتر از یک می باشند و ماشین هایی که در آنها از یاتاقان هایی با فیلم مایع استفاده و دارای پایه های نرمتری هستند دارای  $\alpha$  بزرگتر از یک هستند.



همچنین نسبت سفتی دینامیک را نیز می توان با استفاده از جدول زیر تعیین کرد. جدول زیر مثالهایی از نسبت سفتی دینامیک در ماشین ها و استاندارد مناسب آنها می باشد.

ماشین	نسبت سفتی دینامیک $\alpha$	ISO 10816	ISO 7919
توربین های HP	5	مناسب	خوب
توربین های LP	1.5	مناسب	خوب
ژنراتور های بزرگ	1.5	مناسب	خوب
کمپرسور های سانتریفیوژ فشار بالا	5	نا مناسب	خوب
فن های بزرگ	2/3	خوب	مناسب
فن های کوچک و پمپ ها	1/3	خوب	مناسب
پمپ های عمودی	1/10	خوب	نامناسب
مجموعه های توربوژنراتورهای بزرگ	1.5 to 3	مناسب	خوب

جدول ۸-۲ نسبت سفتی ماشین آلات

اما استاندارد دیگری که زیاد بکار می رود استاندارد ISO 2372 می باشد. این استاندارد می تواند برای تعیین حد مجاز سطح لرزش برای ماشین آلات در کلاسهای مختلف می باشد. از اینرو برای درک این استاندارد ابتدا بایستی کلاس بندی ماشین آلات را بشناسیم. در این استاندارد از مشخصه سرعت موثر استفاده می شود و حرف A،B،C،D برای بیان شدت لرزش بکار میرود.

### ۸-۹-۱ کلاس بندی ماشین آلات

#### کلاس I

اجزاء منفرد موتورها و ماشین آلات که برای کامل کردن ماشین و تکمیل ماشین در شرایط عملکردی عادی سر هم بندی می شوند.

#### کلاس II

ماشین آلات سایز متوسط با قدرت ۱۵ تا ۷۵ کیلو وات. خروجی با موتورهای یکپارچه بدون فوندانسیون خاص.

#### کلاس III

ماشین آلات سایز بزرگ که جرم دورانی بزرگی دارند و بر روی فوندانسیون سنگینی قرار دارند با سختی نسبی در جهت ارتعاشات.

## کلاس IV

ماشین آلات سایز خیلی بزرگ که در جهت ارتعاشات چندان نرم می باشند. مثلا توربو شارژرها و خصوصا سازه های خیلی سبک.

راهنمای ISO 2372 برای شدت لرزش ماشین آلات					
محدوده شدت لرزش		مثال هایی از کیفیت بر اساس کلاس ماشین آلات			
سرعت (in/s) Peak	سرعت (mm/s) rms	کلاس I	کلاس II	کلاس III	کلاس IV
0.015	0.28				
0.025	0.45				
0.039	0.71				
0.062	1.12				
0.099	1.8				
0.154	2.8				
0.248	4.5				
0.392	7.1				
0.617	11.2				
0.993	18				
1.54	28				
2.48	45				
3.94	71				

جدول ۸-۳ استاندارد ISO 2372

خوب	
قابل قبول	
هنوز قابل قبول	
غیر قابل قبول	

استاندارد های مختلف دیگری نیز وجود دارد مانند AGMA.API و غیره که از بررسی آنها صرف نظر می کنیم.

حداقل امکاناتی که برای پیاده کردن برنامه مراقبت وضعیت بر مبنای ارتعاش سنجی مورد نیاز هستند، عبارتند از:

- انواع حسگرهای<sup>۱</sup> ارتعاش سنجی
- انواع تجهیزات داده برداری
- نرم افزار پردازش<sup>۲</sup>
- کامپیوتر برای آنالیز اطلاعات و نگهداری اطلاعات

### ۸-۱۰ برداشت دیتا

هر حسگر تنها در یک جهت لرزش ماشین را اندازه گیری می کند و معمولا هنگام اندازه گیری لرزش ماشین هر حسگر را در یکی از سه جهت اصلی نصب می کنند که این جهات عبارتند از:

#### ۸-۱۰-۱ عمودی<sup>۳</sup>

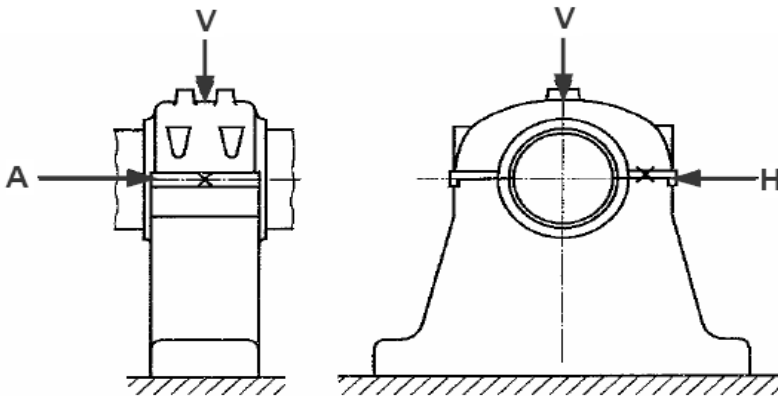
در این حالت راستای حسگر با خط افق زاویه قائم می سازد و لرزش شعاعی ماشین در راستای خط قائم V اندازه گیری می شود.

#### ۸-۱۰-۲ افقی<sup>۴</sup>

در این حالت راستای حسگر با خط افق منطبق می شود و لرزش شعاعی ماشین در راستای خط افق H اندازه گیری می شود.

#### ۸-۱۰-۳ محوری<sup>۵</sup>

در این حالت راستای حسگر با مسیر حرکت محوری محور منطبق می شود و لرزش محوری ماشین اندازه گیری می شود.



شکل ۸-۱۴ جهت های مختلف اندازه گیری

### ۸-۱۰-۱ حسگرهای ارتعاش سنجی

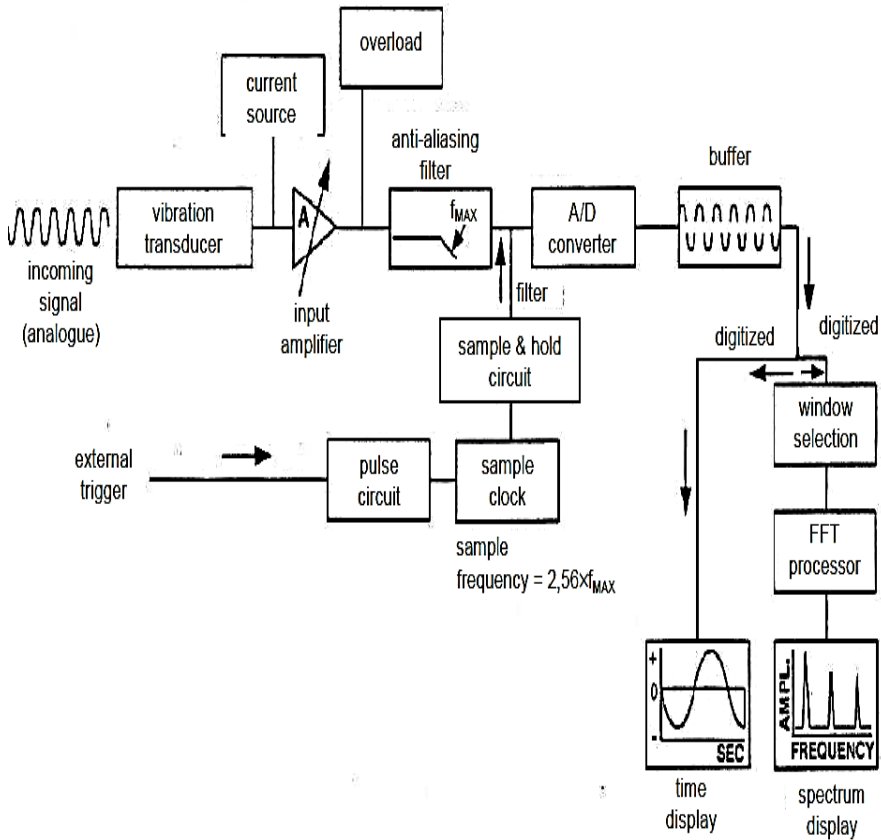
حسگر ارتعاش سنجی اولین وسیله مورد نیاز برای اندازه گیری ارتعاشات و ابزاری است که حرکت ارتعاشی را حس کرده و آن را به یک سیگنال الکتریکی AC متناسب با حرکت ارتعاشی، تبدیل می کند. با تبدیل ارتعاشات به سیگنال الکتریکی، امکان ذخیره سازی، انجام پردازش های بعدی و نیز مشاهده سیگنال از طریق دستگاه های الکترونیکی (تجهیزات داده برداری) فراهم می شود. نکاتی که در مورد حسگرها باید دانست، عبارتند از:

- نوع حسگر
  - انتخاب صحیح حسگر، با توجه به مشخصات آن (حساسیت، پاسخ فرکانسی، بازه دینامیکی، بازه اندازه گیری، ابعاد، وزن، دما و غیره)
  - نصب صحیح حسگر
  - وضعیت مناسب اتصالات حسگر و کابل آن
- با توجه به مکانیزم کاری و پارامتر اصلی اندازه گیری، حسگرهای ارتعاش سنجی در سه گروه دسته بندی می شوند:

- جابه جایی سنج
- سرعت سنج
- شتاب سنج

### ۸-۱۱ اجرای آنالیز ارتعاشات

برای اینکه یک سیگنال لرزشی را مشاهده کنیم بایستی فرآیند زیر اجرا شود:



شکل ۸-۱۵ شماتیک مراحل اجرای آنالیز ارتعاشات

### ۸-۱۱-۱ دریافت سیگنال آنالوگ<sup>۱</sup> توسط حسگر

در این مرحله با اتصال حسگر به ماشین در یکی از راستاهای عمودی، افقی یا محوری لرزش به حسگر انتقال پیدا می کند.

### ۸-۱۱-۲ فیلتر Anti-Alias

این فیلتر که قبل از نمونه گیر سیگنال قرار دارد باعث محدود کردن پهنای باند جهت برآورده کردن تئوری سمپلینگ می شود.

### ۸-۱۱-۳ تبدیل سیگنال آنالوگ به دیجیتال<sup>۲</sup>

مبدل سیگنال های آنالوگ به دیجیتال، مدار الکترونیکی که سیگنال های پیوسته آنالوگ را به داده های گسسته دیجیتالی یا رقمی تبدیل می کند.

تبدیل سیگنال آنالوگ به دیجیتال طی سه فرآیند انجام می شود که به توضیح آنها می پردازیم.

### ۸-۱۱-۳-۱ نمونه برداری<sup>۱</sup>

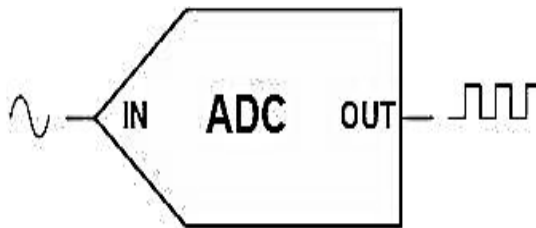
با استفاده از تبدیل فوریه می توان نشان داد که اگر از یک سیگنال آنالوگ با بسامد بیش از ۲ برابر حداکثر بسامد موجود در آن نمونه برداری کنیم، می توان با استفاده از مقادیر به دست آمده، سیگنال اصلی را دقیقاً بازسازی کرد. به بسامد دو برابر مزبور بسامد نایکویست گفته می شود و در سیستم های عملی جهت ملاحظات خاصی ۲/۲ در نظر گرفته می شود. حاصل نمونه برداری از سیگنال آنالوگ را سیگنال گسسته گویند.

### ۸-۱۱-۳-۲ کوانتیزه سازی<sup>۲</sup>

سیگنال گسسته را جهت دیجیتال سازی باید به مقادیر خاصی محدود کرد، به این عملیات، کوانتیزه سازی گویند. یک دلیل کوانتیزه سازی آن است که دستگاه های کنونی قدرت تشخیص صد در صد یک سیگنال و ذخیره سازی آن را ندارند.

### ۸-۱۱-۳-۳ دیجیتال سازی

سیگنال کوانتیزه را به صورتهای مختلف می توان به دیجیتال تبدیل کرد، که این خود اساس پیدایش دانش کدینگ است. هر سطح سیگنال کوانتیزه را به صورتهای مختلف می توان دیجیتال کرد.



شکل ۸-۱۶ شماتیک مبدل دیجیتال

### ۸-۱۱-۴ همپوشانی<sup>۳</sup>

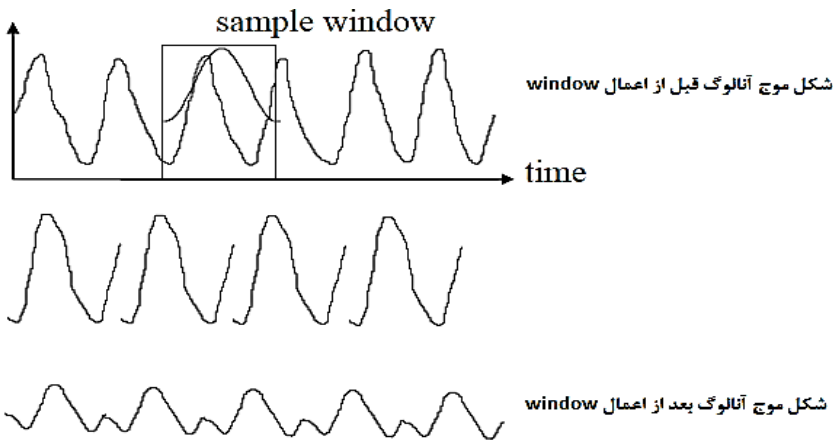
بسیاری از اوقات، دو یا چند موج به صورت همزمان از یک ناحیه عبور می کنند. اگر  $y_1$  و  $y_2$  معادله ی جابجائی موج ها باشند. هنگامی که این دو موج به روی هم می افتند، جابجایی برابر است:

$$y'(x, t) = y_1(x, t) + y_2(x, t)$$

به عبارت دیگر همپوشانی موج ها، موج برابندی تولید می کند که حاصل جمع تک تک موجهاست.

### ۸-۱۱-۵ windowing

در این فرآیند سیگنال آنالوگ متغیر با زمان توسط تکثیر یک تابع زمانی مشخص برداشت می شود که نتیجه این عملیات ریاضی ظهور یک شکل موج زمانی پیوسته و تکرارپذیر می باشد. ناپیوستگی موج هایی که به هم پیوسته نیستند با مساوی صفر قرار دادن توابع در ابتدا و انتهای پنجره ها به هم پیوسته می شوند. در یک عبارت کلی می توان گفت یک پنجره مبدلی است که سیگنال ورودی را تبدیل به یک شکل موج که ابتدا و انتهای آن صفر می باشد تبدیل می کند.



شکل ۸-۱۷ مراحل windowing

### ۸-۱۱-۶ میانگین گیری<sup>۱</sup>

دستگاه های اندازه گیری لرزش از این تکنیک جهت بهره گرفتن از نتایج تکرارپذیر بیشتر به منظور شناسایی آسانتر سیگنال های نویز و مختلط استفاده می کنند. در لرزش سنجی چهار حالت مختلف میانگین گیری وجود دارد که در ادامه به آنها می پردازیم

### ۸-۱۱-۶-۱ میانگین گیری خطی<sup>۲</sup>

در این روش هر طیف FFT با طیف اندازه گیری شده قبلی جمع می شود و در نهایت طیف بدست آمده به تعداد کل طیف های اندازه گیری شده تقسیم می شود. این روش مرسوم ترین روش میانگین گیری می باشد.

**۸-۱۱-۶-۲ میانگین گیری Peak hold**

در این روش بیشینه لرزش در هر اندازه گیری ثبت می شود و نمایش داده می شود. در واقع در این روش بالاترین مقدار لرزش در میانگین گیری نیز نمایش داده می شود. این روش برای مشاهده حالت های گذارا به کار برده می شود.

**۸-۱۱-۶-۳ میانگین گیری نمایی<sup>۱</sup>**

این روش مثل روش میانگین گیری خطی می باشد با این تفاوت اساسی که در این روش آخرین سیگنال اندازه گیری شده دارای ارزش بالاتری نسبت به سیگنال قبلی دارد و برای سیگنال قبلی نیز همین روال وجود دارد.

**۸-۱۱-۶-۴ میانگین گیری همزمان<sup>۲</sup>**

در این روش از یک سیگنال دیگر که تابع موقعیت محور ماشین می باشد استفاده می شود. این سیگنال می تواند توسط یک فتوسل یا حسگر مغناطیسی ایجاد شود. روش کار به این صورت است که هرگاه محور در یک موقعیت خاص که توسط یک حسگر خارجی مثل فتوسل قابل شناسایی باشد قرار بگیرد یک سیگنال طی یک زمان محدود به دستگاه اندازه گیری ارسال می شود و دستگاه تا زمانی که سیگنال را دریافت می کند لرزش را اندازه گیری می کند و در نهایت از تعداد طیف اندازه گیری شده میانگین گیری می کند. با این روش اثر لرزش های نا همزمان ماشین از بین می رود و برای ماشین هایی که اجزای چرخان زیادی با سرعت های مختلف دارد مناسب است.

**۸-۱۱-۷ نمایش و ذخیره**

در نهایت سیگنال لرزش بر روی نمایشگر دستگاه اندازه گیر یا نمایشگر یک کامپیوتر متصل به دستگاه به نمایش در خواهد آمد. فرمت های مختلفی جهت نمایش این سیگنال وجود دارد که به بررسی آنها میپردازیم.

**۸-۱۱-۷-۱ باندهای فرکانس/آلارم<sup>۳</sup>**

در این نوع نمایش، طیف به شش ناحیه تقسیم بندی می شود که هر ناحیه یک باند می باشد و هر باند دارای یک سطح هشدار می باشد. این نوع نمایش کاربر را قادر می سازد تا اطلاعات را جمع آوری کند و بر اساس نوع عیوب ماشین یک سطح هشدار تعریف کند. به عنوان مثال یک باند فرکانس می تواند برای مانیتورینگ فرکانس های مربوط به عیوب یاتاقان تنظیم شود.



معمولا دو نوع سطح هشدار برای باند های فرکانسی استفاده می شود:

- سطح هشدار بر اساس ماکزیمم دامنه داخل باند
- سطح هشدار بر اساس کل انرژی مخرب داخل باند

این سطوح هشدار توسط استاندارد هایی بر اساس نوع ماشین تعریف شده است و قابل استفاده می باشند.

### ۸-۱۱-۷-۲ نمودارهای آبشاری<sup>۱</sup>

این نوع نمودار برای نمایش تاریخچه لرزش در یک نقطه مشخص از ماشین استفاده می شود. در واقع ما در این نوع نمایش می توانیم میزان افزایش یک کاهش لرزش و یا تاریخچه عیوب ماشین را در طول زمان مشاهده کنیم. این نوع نمایش یکی از پر منفعت ترین انواع نمایش می باشد که به ما امکان مقایسه طیف ها را می دهد.

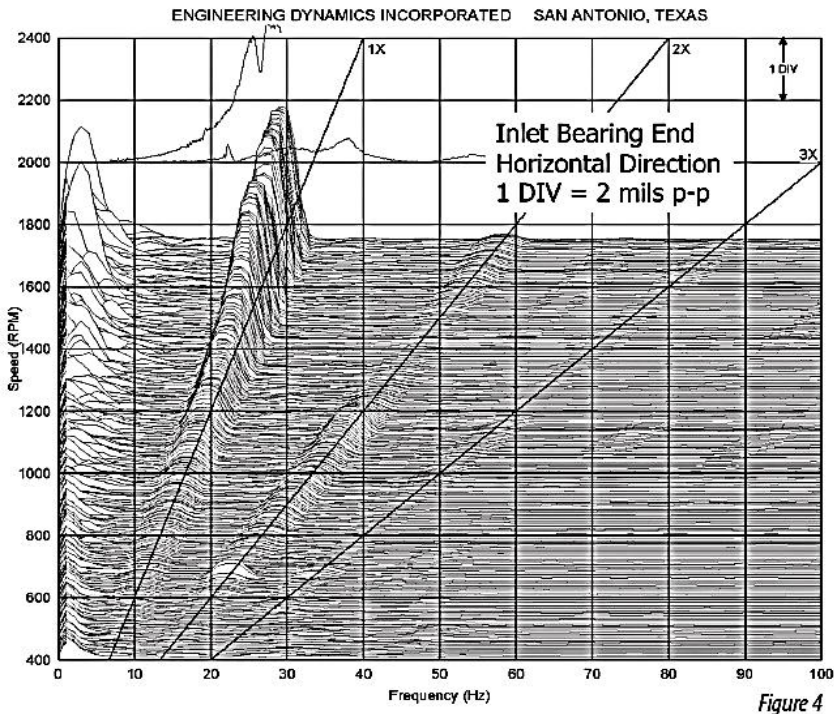
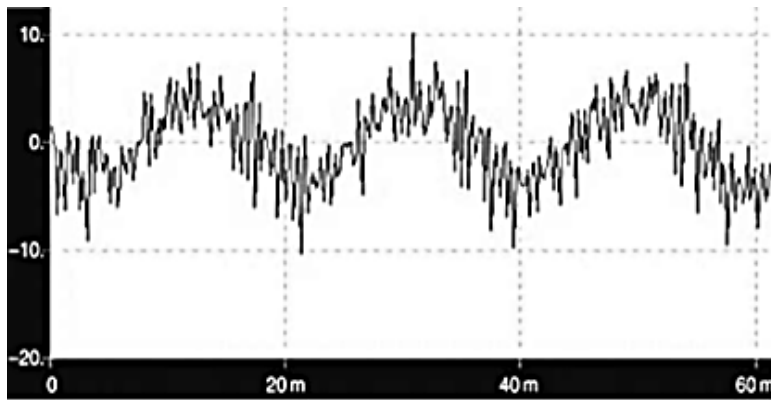


Figure 4

شکل ۸-۱۸ نمودار آبشاری

### ۸-۱۲ آنالیز شکل موج زمانی<sup>۱</sup>

در علم لرزش سنجی یک شکل موج زمانی عبارت است از منحنی تغییرات جابجایی، سرعت یا شتاب نسبت به زمان. در واقع این شکل موج معرف یک تکه از شکل خام لرزش نمونه گیری شده در یک لحظه کوتاه می باشد. این شکل موج ها کاملا پیچیده بوده و تعداد سیکل های آنها برای اندازه گیری فرکانس غیر قابل شمارش می باشد و کاربرد آنها بیشتر جهت مقایسه دو شکل موج زمانی از یک دستگاه در یک نقطه مشخص می باشد.

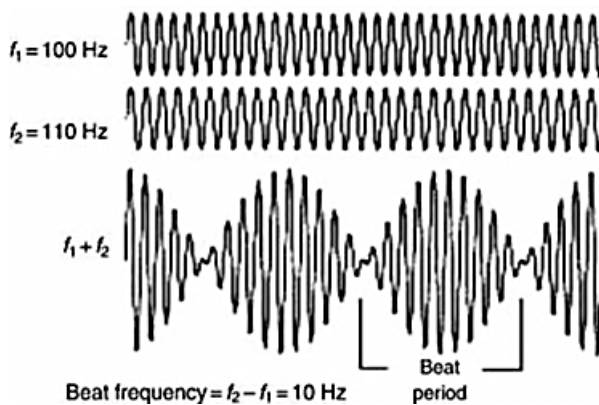


شکل ۸-۱۹ شکل موج زمانی

شکل ۸-۲۰ یک شکل موج مخصوص را نمایش می دهد که پدیده ضربه ها را شرح می دهد. دو شکل موج دارای فرکانس هایی با اختلاف کمتر از ۳۰ هرتز و با دامنه یکسان موجب ایجاد یک شکل موج ضربه ای می شود. شکل موج های ضربه ای به صورت تحت الفظی امواج ناشی از تقویت و حذف متناوب دامنه ها می باشد. تغییر دامنه مدولاسیون نامیده می شود و فرکانس آن برابر با اختلاف فرکانس دو موج ترکیب شده می باشد.

اما شکل موج های زمانی درشناسایی عیوب زیر موارد زیر کاربرد دارند:

- عیوب ماشین آلات کم سرعت (کمتر از ۱۰۰ rpm)
- نمایش دامنه صحیح در مواقعی که ضربه اتفاق می افتد. مانند شدت عیوب در چرخ دنده ها و رول یاتاقان ها
- لقی ها
- سایش
- ضربان



شکل ۸-۲۰ شکل موج ضربه ای

زمانی که قصد انجام یک آنالیز شکل موج زمانی را داریم ابتدا بایستی یک سری اعداد پارامتریک را برای آنالیزور مشخص کنیم که به ترتیب زیر می باشد:

### ۸-۱۲-۱ واحد اندازه گیری

بسته به نوع کمیت (جابجایی، سرعت یا شتاب) واحد اندازه گیری بایستی مشخص شود.

### ۸-۱۲-۲ دوره زمانی نمونه گیری

برای دستیابی به یک شکل موج قابل استفاده بایستی حداقل بین پنج تا ده سیکل یا دور را نمونه گیری کنیم که این زمان معمولاً در کاتالوگ و یا بخش help آنالیزور ارائه شده است. اما از طریق فرمول زیر نیز می توان این دوره زمانی را بدست آورد:

تعداد دور مطلوب (rpm)  $\times 60 =$  کل دوره زمانی نمونه گیری (ms)

### ۸-۱۲-۳ تفکیک پذیری<sup>۱</sup>

برای آنالیز شکل موج زمانی این مقدار ۱۶۰۰ خط (۴۰۹۶ نمونه گیری) تضمین دهنده یک شکل موج با دقت بالا می باشد. اعداد دیگر می تواند ۲۵۶، ۵۱۲، ۱۰۲۴، ۲۰۴۸، ۴۰۹۶ یا ۸۱۹۲ باشد که هراندازه این مقدار بالاتر باشد شکل موج با دقت بالاتری ارائه می شود.

### ۸-۱۲-۴ میانگین گیری

در آنالیز شکل موج زمانی بایستی آنالیزور را در حالت Single Average تنظیم کرد. در غیر اینصورت تنها آخرین شکل موج اندازه گیری شده در صفحه نمایش ظاهر می شود.

### ۸-۱۲-۵ پنجره ها

برای آنالیز شکل موج زمانی بایستی پنجره یونیفرم یا مستطیلی بکار برده شود.

## ۸-۱۳ آنالیز سیگنال فاز<sup>۱</sup>

نمودار طیف بعضی عیوب شبیه به هم می باشد و روش تشخیص آنها تحلیل به روش آنالیز سیگنال فاز می باشد. در این روش اطلاعاتی که در نمودار طیف وجود ندارد، موجود است. روش های زیر جهت انجام آنالیز سیگنال فاز بکار برده می شود.

- آنالیز ترتیبی، دنباله گیری ترتیبی
- مدارها
- شناسایی رزونانس
- آنالیز مودال
- آنالیز OSD

## ۸-۱۳-۱ آنالیز ترتیبی<sup>۲</sup>

در این آنالیز دامنه و فاز هر دو در نظر گرفته می شود. هدف از این آنالیز قفل کردن صفحه نمایش در یک دور ماشین تحت تست می باشد.

### ۸-۱۳-۱-۱ میانگین گیری زمانی همزمان شده

این روش در قسمت روشهای میانگین گیری به صورت مختصر توضیح داده شد حال به صورت مفصل آنرا بررسی می کنیم. این تکنیک آنالیز برای شناسایی منابع ایجاد لرزش بکار برده می شود. این تکنیک کلیه شکل موج های زمانی همزمان با  $1X$  (به معنی دور محور چرخان و عدد ثابت ضریب دور می باشد) ماشین را جمع آوری می کند. سپس کلیه این شکل موج ها در یک دامنه زمانی میانگین گیری می شود و نتیجه آن به شکل یک طیف فرکانسی نمایش داده می شود. این روش جهت اندازه گیری مستقیم و هارمونیکی لرزش های مرتبط با دور یک شافت یا ماشین بکار برده می شود یا بهتر است بگوئیم این تکنیکی در ماشین هایی استفاده می شود که چند شافت با دور های مختلف در حال چرخش باشد یا اینکه چند ماشین با فاصله کمی با هم نصب شده باشند. بنابراین تنها لرزش های مربوط به ماشین مبنا اندازه گیری می شود. لرزش های مرتبط با روتور مثل نابالانسی، ناهم محوری، لقی روتور یا سایش از این طیف قابل شناسایی می باشد. اما عیوب غیر همزمان با دور شافت مثل عیوب یاتاقان و رزونانس خارج از این طیف فرکانس میانگین گیری می شود. در این تکنیک همچنین نیاز به یک تاخومتر نیز می باشد که جهت اندازه گیری دور و موقعیت شافت مبنا جهت تولید یک پالس  $1X$  مورد نیاز می باشد.

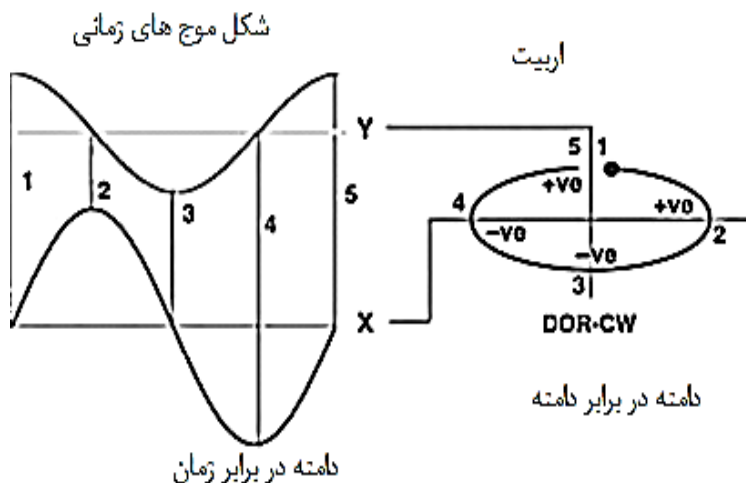
در این روش تعداد زیادی طیف بایستی اندازه گیری و میانگین گیری شود (حدود ۱۰۰ تا ۱۰۰۰ طیف) تا لرزش های ناهمزمان ملغی شوند.

### ۸-۱۳-۲ مدارها<sup>۱</sup>

اربیت ها الگوی سیگنال ها با دامنه زمانی می باشند که به صورت مجازی در یک صفحه  $X-Y$  یک آنالیزور نمایش داده می شوند. در این روش نمایش، شناسایی نقطه ابتدایی اربیت زمانیکه در یک حلقه بی پایان ظاهر می شود بسیار مشکل است. از اینرو بمنظور شناسایی جهت چرخش از یک تریگر فاز استفاده می شود. تریگر جهت چرخش اربیت را از طریق نمایش یک نقطه در ابتدای اربیت و ایجاد یک فاصله خالی در انتهای اربیت نمایش می دهد. آنالیز اربیت عبارت است از اندازه گیری لرزش هر سیستم روتور در یک صفحه  $X-Y$ . در بسیاری از تجهیزات کمیت جابجایی بوسیله پراب های مجاورتی به طور مستقیم در لرزش سنجی مورد استفاده قرار می گیرد که این نوع اندازه گیری ها نسبی می باشد و نسبت به لرزش تکیه گاه<sup>۲</sup> اندازه گیری می شود، اما زمانیکه پراب به تکیه گاه متصل شده است در واقع هیچ حرکت نسبی بین آنها وجود ندارد که بدینگونه اربیت ها بوجود می آیند با این تفکر که نمودار های اربیت یک تصویر مجازی از حرکت واقعی خط مرکزی شافت درون تکیه گاه به ما ارائه می دهد. شتاب سنج ها و سرعت سنج ها نیز می توانند جهت ایجاد اربیت بکار روند که به این روش اربیت های بدنه می گویند که می توان جهت جدا کردن مقدار لرزش بدنه از شافت استفاده کرد.

حال برای درک اربیت ها بایستی توضیحات زیر را دنبال کنیم. شکل موج ۸-۲۱ را که از دو موج سینوسی تشکیل شده است را در نظر بگیرید. همچنین دو محور افقی  $X$  و  $Y$  را در نظر بگیرید. این شکل موج از سمت چپ به سمت راست حرکت می کند و دامنه آن از مقادیر منفی به مقادیر مثبت تغییر می کند. تغییرات در شکل موج موجب بوجود آمدن اربیت می شود. یک اربیت از دو محور  $X$  و  $Y$  و یک صفر در مرکز آن تشکیل شده است. از صفر به سمت بالا مثبت و برعکس آن منفی می باشد و همچنین از صفر به سمت راست مثبت و بالعکس منفی می باشد. اگر موج  $Y$  را دنبال کنیم می بینیم که این موج از نقطه ۱ با ماکزیمم مقدار دامنه خود شروع می شود و در نقطه ۲ دامنه آن به صفر می رسد (نسبت به محور  $Y$ ) سپس مقدار دامنه منفی می شود تا در نقطه ۳ به کمترین مقدار دامنه می رسیم. سپس مقدار دامنه شروع به افزایش پیدا کردن می کند تا در نقطه ۴ مقدار دامنه صفر می شود و از آنجا به بعد دامنه شروع به افزایش پیدا کردن

می کند تا به ماکزیمم مقدار خود در نقطه ۵ برسد. اگر از نقطه ماکزیمم یک خط به نقطه مینیمم متصل کنیم می بینیم که یک خط راست عمودی تشکیل می شود. حال موج X را بررسی می کنیم در نقطه ۱ مقدار دامنه صفر می باشد (نسبت به محور X) پس از آن مقدار دامنه با طی یک مسیر به نقطه ۲ با مقدار ماکزیمم دامنه می رسد و در نقطه ۳ مجدداً مقدار دامنه صفر می شود. در نقطه ۴ دامنه دارای مقدار مینیمم خود می باشد و در نقطه ۵ مقدار دامنه صفر می شود. اگر از نقطه ماکزیمم دامنه یک خط به نقطه مینیمم دامنه متصل کنیم می بینیم که یک خط مستقیم افقی ایجاد شده است. حال اگر تعداد ای نقاط موقعیت یابی شده را به جای ۵ نقطه تعداد زیادی نقطه در نظر گیریم و موقعیت یابی کنیم همچنین این نقاط را نسبت به زمان موقعیت یابی کنیم موجب ترکیب نقاط دو موج X و Y و تشکیل یک اربیت کامل مثل اوربیت شکل ۸-۲۱ که یک بیضی است می شود. در صورت عدم موقعیت یابی نقاط بر حسب زمان تنها دو خط مستقیم تشکیل می شد. در این اربیت مبینیم که اختلاف فاز ۹۰ درجه ای بین دو موج وجود دارد اما زمانی که جهت گردش اوربیت و شافت یکی باشد از اربیت به نام پیشروی مستقیم<sup>۱</sup> و حالت بالعکس را پیشروی معکوس<sup>۲</sup> می نامند.



شکل ۸-۲۱ تبدیل شکل موج زمانی به اربیت

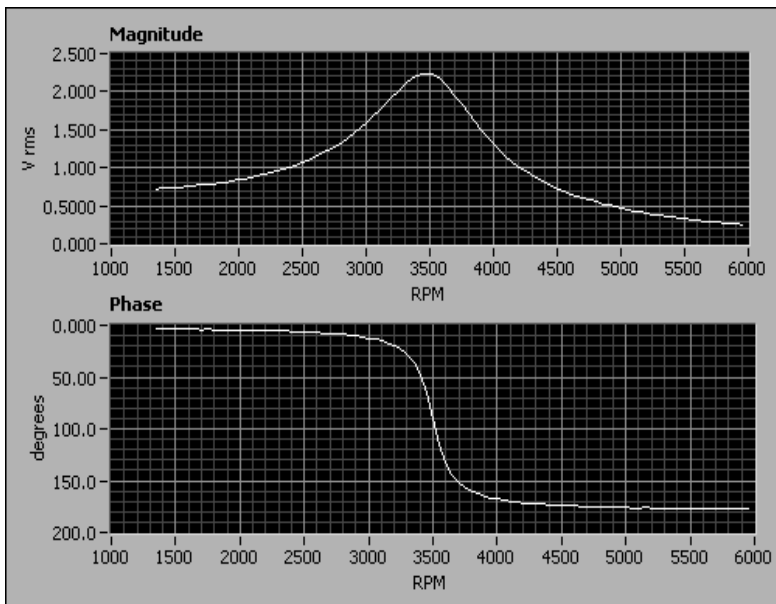
### ۸-۱۳-۳ نمودار Bode

یک پلات Bode شامل دو گراف می باشد:

- دامنه در مقابل سرعت ماشین
- فاز در مقابل سرعت ماشین

برای نمایش یک نمودار Bode نیاز به یک تریگر فاز که برای در نظر گرفتن یک شافت مرجع برای اندازه گیری فاز و سرعت ماشین بکار می رود داریم. آنالیزور مقدار دامنه و فاز را در یک محدوده سرعت قابل تنظیم رکورد می کند و نمودار را نمایش می دهد. یکی از کاربرد های این نمودارها در دینامیک روتور تعیین سرعت بحرانی روتور می باشد سرعت هایی که در آن بیشتری مقدار دامنه لرزش وجود دارد مورد توجه قرار می گیرند و تائید نهایی سرعت بحرانی نمودار فاز مورد بررسی قرار می گیرد به طوریکه در بیشترین دامنه بایستی ۹۰ درجه اختلاف فاز نسبت به نقطه آغازین وجود داشته باشد. برای درک بهتر به مثال زیر توجه کنید.

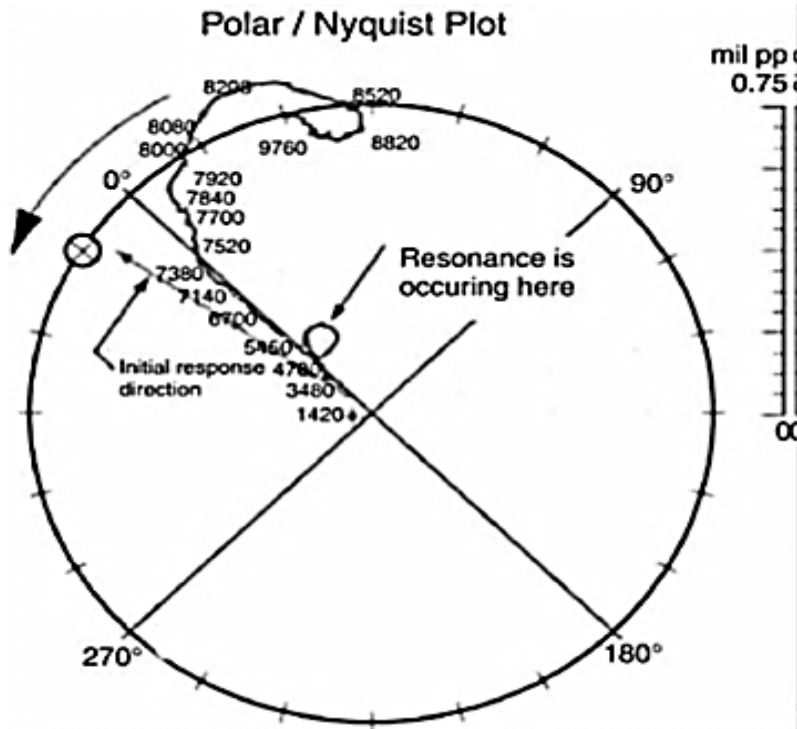
در نمودار بد زیر بیشترین دامنه لرزش در سرعت حدود ۳۵۰۰ دور بر دقیقه می باشد حال می بینیم که اختلاف فاز در این دور نسبت به نقطه آغازین ۱۳۵۰ دور ۹۰ درجه می باشد.



شکل ۸-۲۲ نمودار بد

۸-۱۳-۴ نمودار های پلار/نایکوئیست<sup>۱</sup>

این نمودار ها سه متغیر لرزشی همسان را همانطور که نمودار Bode نمایش می داد با این تفاوت که در این روش بجای استفاده از صفحه مختصات کارتزین از یک چارت مدور به تنهایی استفاده می شود. مرکز این دایره بیانگر دامنه صفر و سرعت محور صفر می باشد با راه اندازی ماشین این نقطه با اندازه گیری دامنه و زاویه فاز مرتبط با سرعت شروع به حرکت می کند تا اینکه ماشین به ماکزیمم دور خود برسد. در این چارت زاویه فاز در محیط دایره برخلاف جهت گردش محور نمایش داده می شود. در نمودار پلار سرعت بحرانی بوسیله حلقه نمایش داده می شود که این سرعت بحرانی ۹۰ درجه اختلاف فاز نسبت به ابتدای حلقه دارد. در واقع خواص این چارت شناسایی دور بحرانی را برای ما آسان می کند.



شکل ۸-۲۳ نمودار نایکوئیست

۸-۱۳-۵ طیف کامل<sup>۲</sup>

یک طیف کامل یک ابزار اضافی جهت عیب یابی ماشین ها می باشد که طیف یک اربیت نامیده می شود در واقع این نمودار اطلاعات یک اربیت را با یک فرمت دیگر بیان می کند. برای

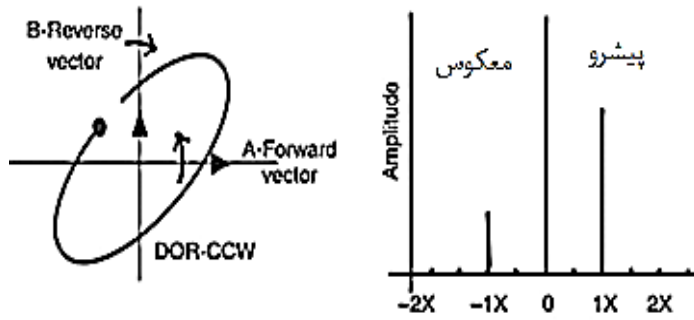


داشتن یک طیف کامل سیگنال های متعامد  $X$  و  $Y$  بایستی به ورودی مستقیم و مربع ساز FFT تغذیه شوند. لرزش مثبت و منفی اجزا برای هر فرکانسی در نظر گرفته می شود. اجزای مثبت به عنوان پیشروی مستقیم و اجزای منفی به عنوان پیشروی معکوس در نظر گرفته می شود. این اجزا نتایج زیر را برای میزان بیضوی بودن اربیت نشان می دهند:

(۱) حاصل جمع اجزا عبارت است از طول قطر بزرگ بیضی

(۲) حاصل تفریق اجزا عبارت است از طول قطر کوچک بیضی

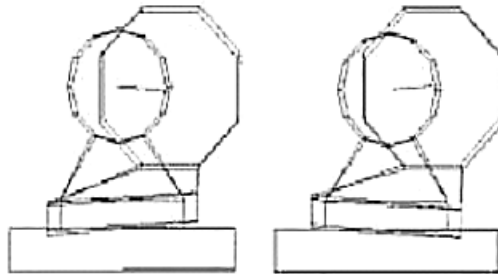
(۳) بسته به اینکه جز مثبت یا منفی بزرگتر باشد پیشروی بیضی یا اربیت نشان داده می شود.



شکل ۸-۲۴ نمودار طیف کامل

### ۸-۱۳-۶ ODS<sup>1</sup>

این متد روشی برای شبیه سازی حرکات لرزشی ماشین در زمان بهره برداری می باشد. این روش می تواند به ما در یافتن ریشه عیوب کمک کند در این یک تصویر لرزشی از ماشین بوسیله اندازه گیری لرزش و اطلاعات فاز از قسمت های مختلف ماشین طرح می شود. برای ایجاد تصاویر OSD نرم افزارهای تجاری وجود دارد که این نرم افزارها به کمک یک آنالیزور یک یا چند کاناله این تصاویر را ایجاد می کنند.



شکل ۸-۲۵ آنالیز مودال

## ۸-۱۳-۷ آنالیز مودال<sup>۱</sup>

هر سیستم سازه ای متشکل از مجموعه ای از جرم و فنر می باشد که در برابر اعمال انواع بارهای خارجی از خود عکس العملهایی متفاوت نشان می دهد. این عکس العملها بستگی به شکل سازه، نوع تکیه گاه ها، جنس، انواع بارهای اعمال شده و ... دارند. آنالیز مودال در واقع فرآیندی است که با کمک آن خواص دینامیکی یک سازه نظیر فرکانسهای تحریک، مقادیر میرایی و اشکال تغییر شکل یافته سازه که به آن شکلهای مودی گفته می شود استخراج می گردد.

این بررسی هنگامی انجام می شود که سازه مورد نظر در حال تاثیر بارهای شرایط کاری نباشد. در این فرآیند یک دسته از توابع پاسخ فرکانسی در تعدادی از نقاط از پیش تعیین شده که به کمک چکش و یا لرزشگر الکترو دینامیکی توسط نیروی ورودی تحریک شده است، در جهات سه گانه اندازه گیری می شوند.

این مقادیر توسط حسگرهای ارتعاشی که معمولا از نوع شتاب سنج می باشند، در سه جهت اندازه گیری می شوند. در پایان نرم افزار آنالیز مودال، این داده ها را به ماتریسی انتقال می دهد که نتیجه کار شکل مودی واحد برای هر وضعیت رزونانس می باشد. این اشکال جهت نمایش بر روی صفحه کامپیوتر فرستاده می شوند.

در بررسی لرزش های یک ماشین ما عموما با سه مشخصه اصلی سر و کار داریم:

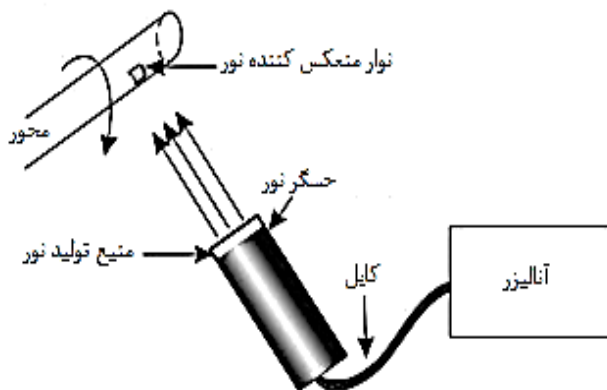
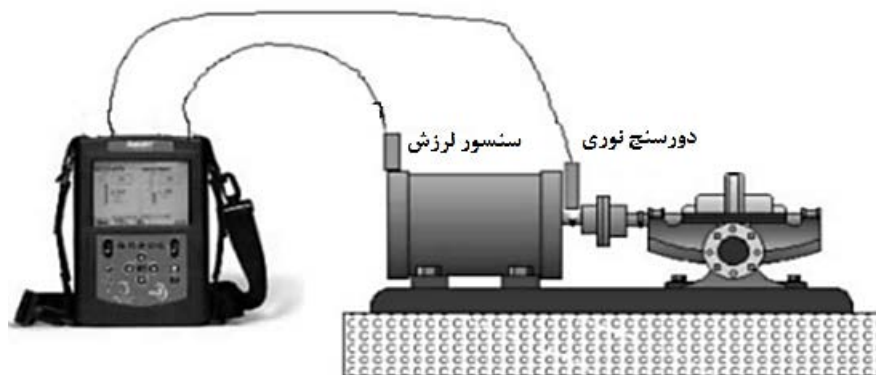
- دامنه که نشان دهنده مقدار بزرگی لرزش می باشد.
- فرکانس که نشان دهنده تعداد چرخه لرزش در واحد زمان می باشد.
- فاز که نشان می دهد ماشین به چه صورتی ارتعاش می کند.

برای اندازه گیری فاز از چند دستگاه مختلف می توان استفاده کرد:

## ۸-۱۴-۱ دورسنج های نوری<sup>۱</sup> و فتوسل<sup>۲</sup> و حسگر های مغناطیسی<sup>۳</sup>

در این روش ابتدا یک مارک روی شافت ایجاد می کنیم که می تواند یک تو رفتگی یا یک خط رسم شده باشد. اما اگر به جای یک مارک بتوانیم دور تا دور شافت را به از ۰ تا ۳۶۰ درجه مقیاس بندی کنیم میزان خطا به حداقل می رسد. دورسنج نوری که به آنالیز متصل شده با فرکانس لرزش  $1 \times \text{RPM}$  شروع به تحریک چراغ خود می کند. اما اگر دورسنج قابل اتصال به آنالیز نباشد به صورت دستی فرکانس تحریک آنرا با فرکانس لرزش یکسان می کنیم. زمانیکه نور دورسنج نوری بر روی شافت می تابد مارک ایجاد شده در یک زاویه به

صورت ثابت ظاهر می شود. این زاویه را یادداشت می کنیم سپس همین کار را برای یک نقطه دیگر که دارای لرزش با همان فرکانس  $1 \times \text{RPM}$  انجام می دهیم. اختلاف دوزاویه یادداشت شده برابر اختلاف فاز دو نقطه می باشد. این روش تنها برای اندازه گیری اختلاف فاز لرزش های با فرکانس  $1 \times \text{RPM}$  مقدور می باشد.



شکل ۸-۲۶ انواع فتوسل حسگر

### ۸-۱۴-۲ آنالایزر های دو کاناله<sup>۱</sup>

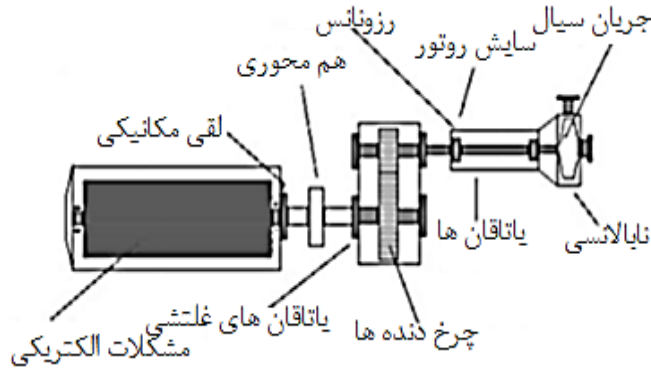
آنالایزر های دو کاناله دارای دو پراب ورودی می باشند و به طور همزمان دو نقطه مختلف از یک شافت را که توسط دو پراب لرزش آنها نمونه گیری می شود را آنالیز و شکل موج لرزش آنها را نمایش دهد. از اینرو این آنالایز بدون ایجاد خط مرجع روی شافت اختلاف فاز را از طریق نمایش شکل موج های همزمان نمایش می دهد.



شکل ۸-۲۷ آنالایزر دو کاناله

## شناسایی عیوب بوسیله آنالیز لرزش

همانگونه که قبلا ذکر شد عیوب مختلفی را می توان بوسیله لرزش سنجی ماشین آلات در حال سرویس تشخیص داد. پس از درک مفاهیم ابتدایی لرزش سنجی که در فصل قبل مورد بررسی قرار گرفت حال این آمادگی وجود دارد که بررسی لرزش های ناشی از عیوب مختلف بپردازیم. در شکل زیر یک زنجیره ماشینری نمایش داده شده است.



شکل ۹-۱ زنجیره ماشینری

این زنجیره از یک محرک اولیه که در اینجا الکتروموتور می باشد شروع می شود. ماشین های دیگری مثل انواع توربین ها یا انواع موتورهای احتراقی یا انواع الکتروموتورها جزء محرک های اولیه هستند. در انتها با یک متحرک که در اینجا یک فن می باشد پایان می یابد. ماشین هایی مثل کمپرسور ها بلور ها و پمپ ها از انواع دیگر ماشین های متحرک می باشند. در میان این زنجیره نیز گیربکس، یاتاقان ها و پولی ها قرار دارند. هر کدام از این اجزا خود نیز دارای یک سری مجموعه درون خود مانند آب بندها، یاتاقان ها، کوپلینگ، تسمه، چرخ دنده ها و غیره می باشند. این مجموعه ها با سرعت بالایی دوران می کنند و در صورت بروز عیب در آنها مقدار لرزش ایجاد شده در آنها نیز افزایش پیدا می کند. عیوبی که در ماشین آلات موجب افزایش مقدار لرزش می شوند به شرح زیر می باشند:

- نا بالانسی قطعات دوار
- نا هم محوری کوپلینگ ها و یاتاقان ها
- خمیدگی شافت ها
- چرخ دنده ها یا یاتاقان های آسیب دیده یا فرسوده
- نا هم راستایی زنجیره ها یا تسمه ها
- تغییرات گشتاور

- نیروهای الکترومغناطیسی
- نیروهای آیرودینامیکی
- نیروهای هیدرولیکی
- لقی ها
- سایش یا اصطکاک
- رزونانس

### ۹-۱ تشخیص نابالانسی<sup>۱</sup> توسط آنالیز ارتعاشات

نابالانسی شایع ترین عیب ممکن در انواع ماشین آلات می باشد. ابتدا بایستی مفهوم نابالانسی را درک کنیم. هر شافت در حال گردش دارای دو دو محور می باشد که عبارتند از:

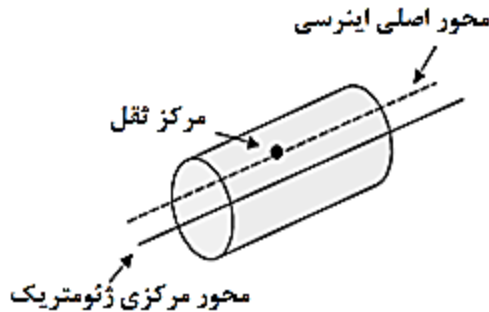
- محور اصلی اینرسی<sup>۲</sup> (PIA)

این محور را می توان به عنوان محوری که روتور بدون مقید بودن به یاتاقان هایش حول آن دوران می کند.

- محور مرکزی ژئومتریک<sup>۳</sup> (GC)

این محور همان محور هندسی روتور می باشد.

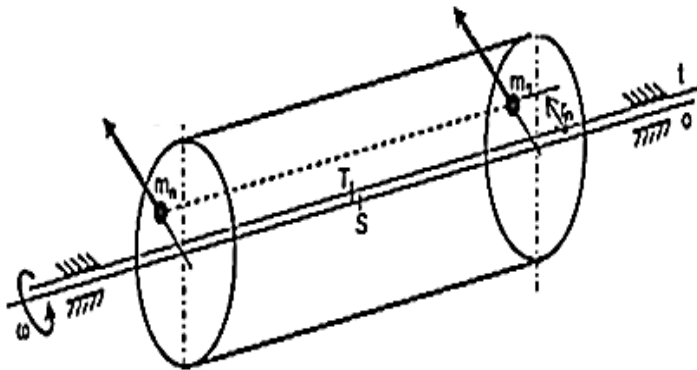
زمانیکه این دو محور بر هم مماس شوند روتور در حالت بالانس می باشد.



شکل ۹-۲ محورهای یک روتور

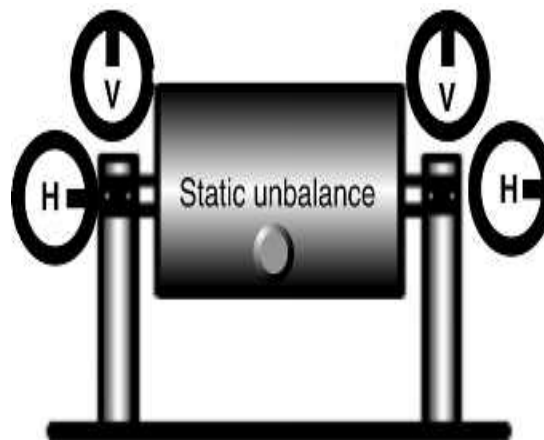
### ۹-۱-۱ انواع نابالانسی و طیف لرزشی آن

انواع مختلفی از نابالانسی ممکن است در یک ماشین وجود داشته باشد که وجه تمایز این نابالانسی ها موقعیت محورهای اصلی اینرسی و محور مرکزی ژئومتریک نسبت به یکدیگر می باشد.

۹-۱-۱-۱ نابالانسی استاتیکی<sup>۱</sup>

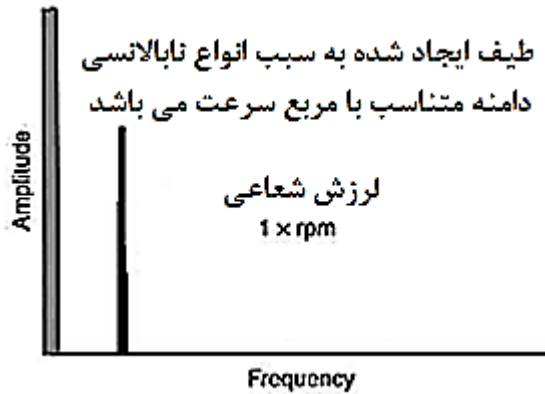
شکل ۹-۳ نابالانسی استاتیکی

این نوع نابالانسی زمانی اتفاق می افتد که PIA و GC با هم موازی باشند. دامنه ارتعاش زیر اولین سرعت بحرانی متناسب با مربع سرعت رشد می کند (افزایش سه برابری سرعت باعث رشد ۹ برابری ارتعاش می شود). فرکانس 1X همیشه وجود دارد و معمولا در طیف شاخص است. تنها با قرار دادن یک وزنه اصلاحی در یک صفحه در مرکز ثقل روتور (CG) می توان عیب را برطرف نمود. بین جهت افقی یا تاقان های دو طرف شافت اختلاف فاز تقریبا صفر وجود دارد و به همین ترتیب در جهت عمودی دو یا تاقان دو طرف شافت. همچنین اختلاف فاز تقریبی  $90^{\pm 30}$  درجه بین قرائت های جهت افقی و عمودی در طرف نابالانس شافت ایجاد می شود.

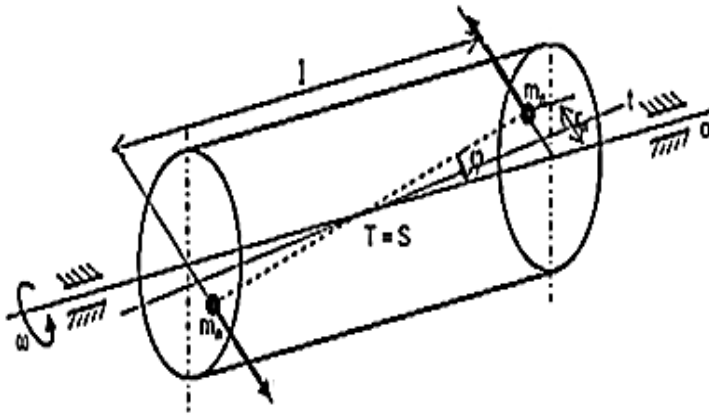


شکل ۹-۴ جهات لرزش و اختلاف فاز



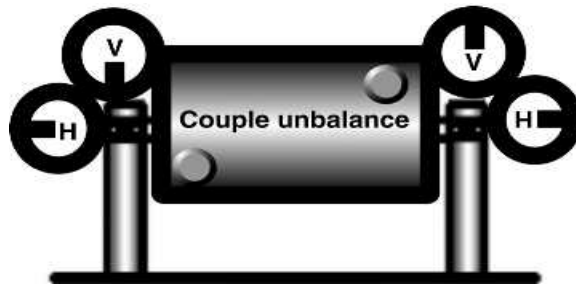


شکل ۹-۵ طیف حاصل از انواع نابالانسی

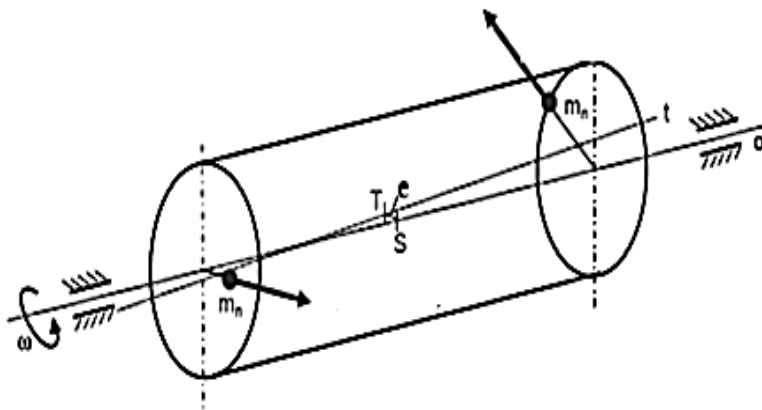
۹-۱-۲ نابالانسی کوپل<sup>۱</sup>

شکل ۹-۶ نابالانسی کوپل

این نوع نابالانسی زمانی اتفاق می افتد که GIA و GC همدیگر را قطع کنند. نابالانسی کوپل باعث اختلاف فاز  $180^\circ$  درجه روی شافت می شود. فرکانس  $1X$  همیشه وجود دارد و معمولا در طیف شاخص است. دامنه ارتعاش زیر اولین سرعت بحرانی متناسب با مربع سرعت رشد می کند. باعث رشد ارتعاش محوری و شعاعی می شود. جرم اصلاحی حداقل باید در دو صفحه اعمال شود. بخاطر داشته باشید اختلاف فاز  $180^\circ$  درجه بین جهت یاتاقان های دو طرف شافت باید وجود داشته باشد و به همین ترتیب در جهت عمودی دو یاتاقان دو طرف شافت. همچنین اختلاف فاز تقریبی  $90^\circ \pm 30^\circ$  درجه بین قرائت های جهت افقی و عمودی در هر یاتاقان طرفین شافت نیز باید وجود داشته باشد.



شکل ۹-۷ جهات و اختلاف لرزش

۹-۱-۱-۳ نابالانسی دینامیک<sup>۱</sup>

شکل ۹-۸ نابالانسی دینامیک

این نوع نابالانسی زمانی اتفاق می افتد که GIA و GC به هم برخورد نکنند و موازی و مماس برهم نیز نباشند. نابالانسی دینامیکی شایع ترین نوع نابالانسی است و ترکیبی از نابالانسی کوپل و تک صفحه ای می باشد. فرکانس 1X در طیف شاخص است، و اصلاح در دو صفحه را نیاز دارد. اختلاف فاز شعاعی بین یاتاقان های دو طرف شافت می تواند از صفر تا ۱۸۰ درجه باشد. با این حال، هنگامی که اندازه گیری از یاتاقان های دو طرف شافت انجام می شود، اختلاف فاز افقی باید نزدیک اختلاف فاز عمودی باشد ( $\pm 30^\circ$ ). همچنین اگر نابالانسی زیاد باشد، اختلاف فاز بین قرائت های افقی و عمودی هر یاتاقان باید  $90^\circ \pm 4^\circ$  درجه باشد.

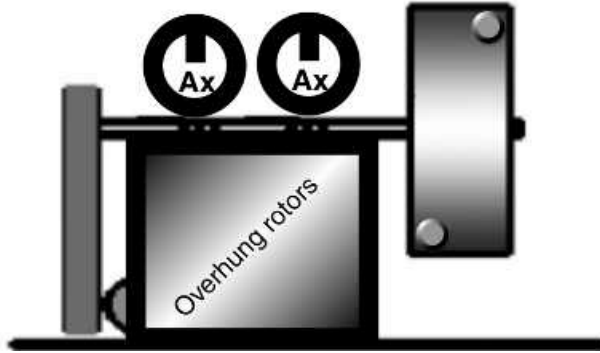
۹-۱-۱-۴ نابالانسی در روتور های آویخته<sup>۲</sup>

نابالانسی روتور آویخته باعث فرکانس 1X با دامنه بالا در جهات شعاعی و محوری می شود. قرائت های محوری تمایل دارند هم فاز باشند. در حالیکه قرائت های فاز شعاعی ممکن است

---

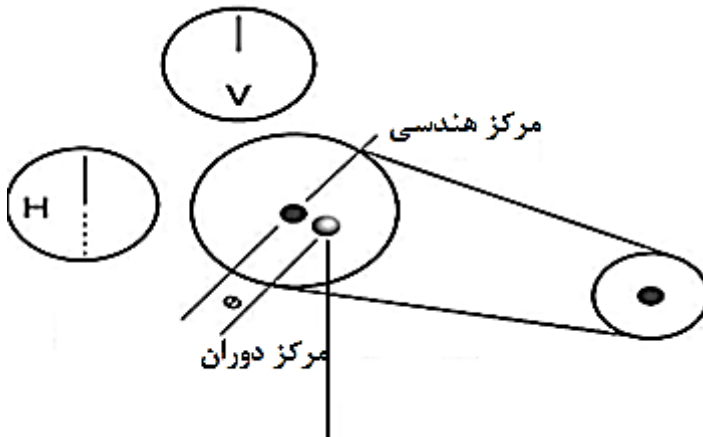
1-dynamic unbalance 2-overhung rotor unbalance

ناپایدار باشند. با این حال، اختلاف فازهای افقی معمولاً نزدیک اختلاف فازهای عمودی روی روتور نابالانس می باشد ( $\pm 30^\circ$ ). روتورهای آویخته هر دو نوع نابالانسی کوپل و تک صفحه ای را دارند، که هر کدام نیاز به اصلاح دارند. بنابراین، جرم های اصلاحی همیشه باید روی دو صفحه اعمال شوند تا هر دو نوع نابالانسی رفع شوند.



شکل ۹-۹ جهات و اختلاف فاز لرزش

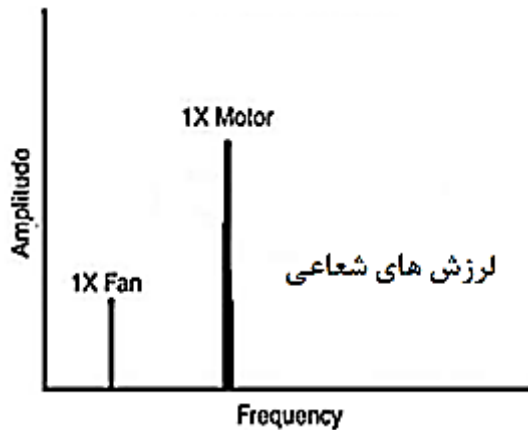
## ۹-۲ نحوه شناسایی خارج از مرکزی روتور<sup>۱</sup>



شکل ۹-۱۰ روتور خارج از مرکز

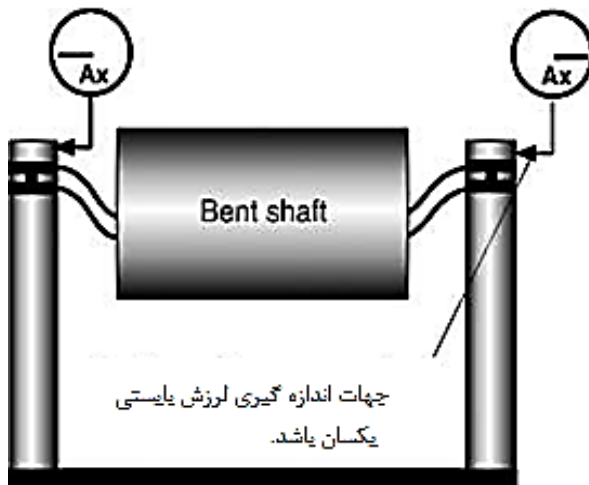
خارج از مرکزی وقتی حادث می شود که مرکز دوران به موازات خط مرکز هندسی روتور باشد. بیشترین ارتعاش در فرکانس  $1X$  روتور خارج از مرکز در جهت خط مرکز دو روتور بوجود می آید. مقایسه قرائت های فاز افقی و عمودی معمولاً اختلاف صفر یا  $180^\circ$  را نشان می دهد. (در جهت خط حرکت  $180^\circ$  درجه را نشان می دهد). تلاش برای بالانس روتور خارج از مرکز باعث

کاهش ارتعاش شعاعی در یک جهت اما افزایش در جهت دیگر می شود که بستگی به مقدار خارج از مرکزی دارد.



شکل ۹-۱۱ طیف حاصل از روتور خارج از مرکز

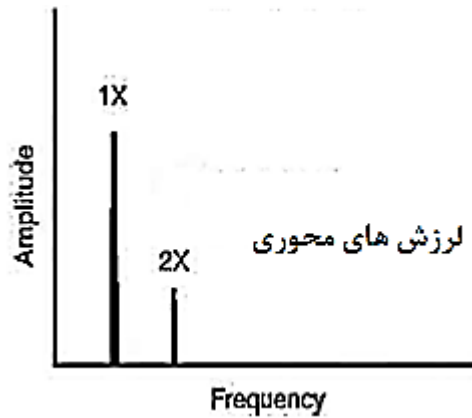
### ۳-۹ شناسایی خمیدگی محور<sup>۱</sup>



شکل ۹-۱۲ روتور خمیده و جهات و اختلاف فاز لرزش

خمیدگی شافت باعث ارتعاش محوری زیادی می شود. همچنین اختلاف فاز  $180^\circ$  درجه روی یاتاقان های دو طرف شافت در جهت محوری ایجاد می شود. اگر خمیدگی در نزدیکی وسط شافت باشد بیشترین ارتعاش در فرکانس  $1X$  است. اما اگر نزدیک کوپلینگ باشد فرکانس  $2X$  شاخص است. (هنگام اندازه گیری زاویه فاز در صورتی که پروب را  $180^\circ$  درجه برگردانیم باید  $180^\circ$  درجه به مقدار اندازه گیری شده اضافه کنیم). برای تأیید خمیدگی شافت می توان از ساعت

اندیکاتور استفاده کرد.

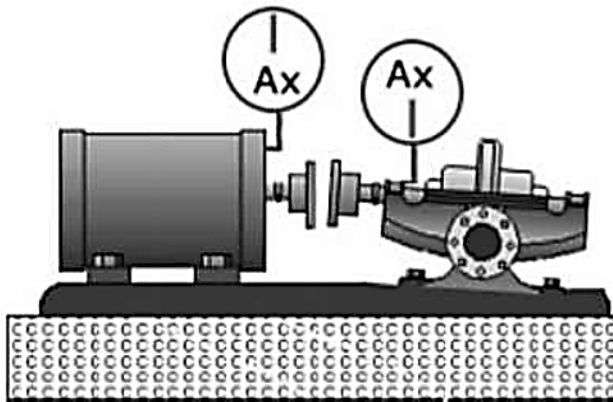


شکل ۹-۱۳ طیف حاصل از محور خمیده

#### ۴-۹ شناسایی ناهمراستایی کوپلینگ

همانگونه که قبلا ذکر شد ناهم محوری انواع مختلفی دارد که در ادامه به طیف های هر حالت می پردازیم.

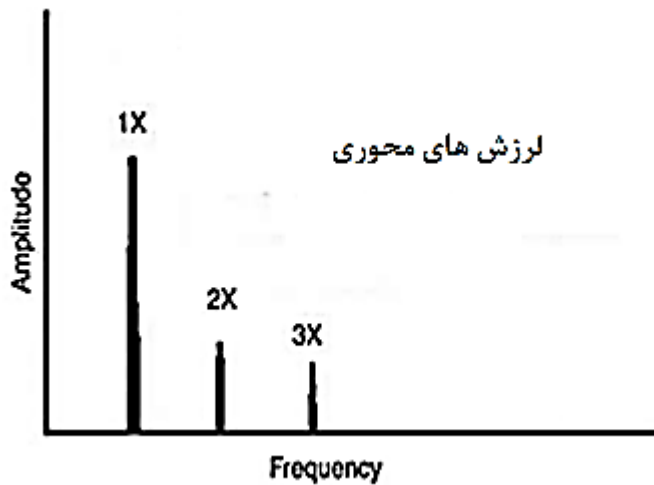
#### ۹-۴-۱ شناسایی عدم هم محوری زاویه ای



شکل ۹-۱۴ ناهم محوری زاویه ای

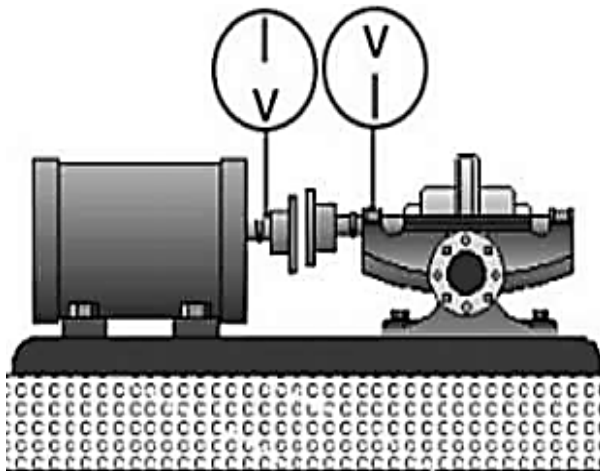
عدم هم محوری زاویه ای با ارتعاش محوری زیاد و اختلاف فاز  $180^\circ$  درجه دو طرف کوپلینگ شناخته می شود. معمولا دامنه زیاد ارتعاش با فرکانس  $1X$  و  $2X$  وجود دارد. اما وجود هارمونیک های  $1X$  و  $2X$  و  $3X$  نیز رایج است. البته این نشانه ها معرف خرابی کوپلینگ نیز می باشند. اگر شدت عدم هم محوری زیاد باشد هارمونیک های بیشتری از فرکانس  $1X$  تحریک می شوند.

برخلاف لقی مکانیکی این هارمونیک ها عموماً باعث رشد ارتعاش سطح طیف نمی شوند.



شکل ۹-۱۵ طیف حاصل از ناهم محوری زاویه ای

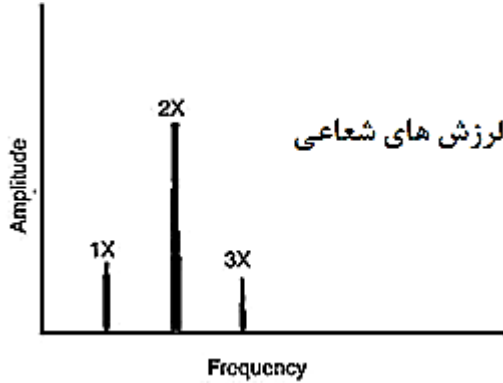
#### ۹-۴-۲ شناسایی ناهم محوری افست



شکل ۹-۱۶ ناهم محوری افست

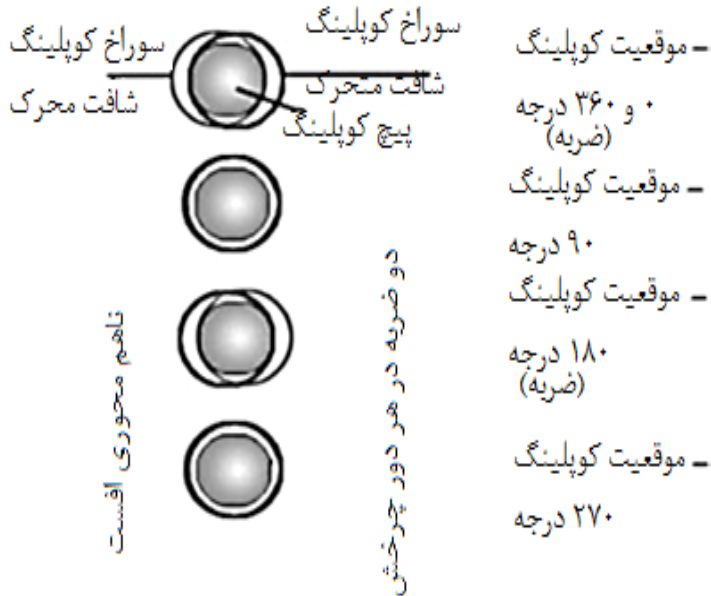
عدم هم محوری موازی همان نشانه های حالت زاویه ای را دارد، اما ارتعاش شعاعی زیاد است که در دو طرف کوپلینگ در جهت شعاعی  $180^\circ$  درجه اختلاف فاز دارند. اغلب فرکانس  $2X$  بیشتر از  $1X$  است، اما بزرگ تر بودن آن نسبت به  $1X$  به نوع کوپلینگ و ساختار آن بستگی دارد. وقتی عدم هم محوری موازی یا زاویه ای شدید باشد هارمونیک های بالا ( $8X$  و  $4X$ ) نیز وجود دارند، یا حتی سری هارمونیک هایی نظیر لقی تا فرکانس های بالا ظاهر می شوند. هنگامی که عدم

هم محوری شدید باشد اغلب نوع کوپلینگ و جنس آن اثر زیادی روی کل طیف دارند. اما عموماً ارتعاش سطح طیف زیاد نمی شود.



شکل ۹-۱۷ طیف حاصل از ناهم محوری افست

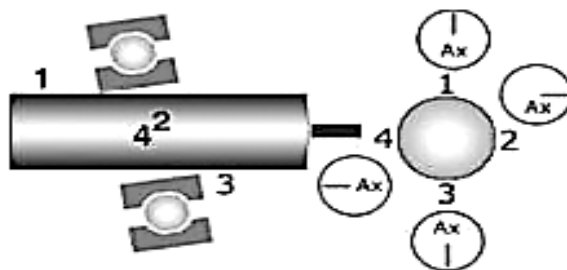
همانگونه که ذکر شد فرکانس لرزش ناشی از ناهم محوری افست  $2X$  می باشد. این فرکانس از آنجا ناشی می شود که در این حالت با هر چرخش محور دو ضربه ایجاد می شود که این ضربه ها موجب ایجاد لرزش می شوند. شکل ۹-۱۸ ضربات پدید آورنده لرزش ها را نمایش می دهد.



شکل ۹-۱۸ ضربات ناشی از ناهم محوری افست

### ۹-۴-۳ شناسایی ناهم محوری یاتاقان با شافت

عدم هم محوری یاتاقان و شافت نیز ارتعاش محوری قابل توجهی تولید می کند که باعث حرکت پیچشی با اختلاف فاز ۱۸۰ درجه نقطه بالا و پایین یا چپ و راست صفحه محوری تکیه گاه یاتاقان می شود. تلاش برای هم محوری کوپلینگ یا بالانس روتور مشکل را حل نمی کند. معمولا باید یاتاقان را در آورد و بطور صحیح نصب کرد.

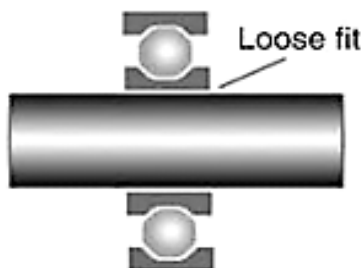


شکل ۹-۱۹ ناهم محوری در یاتاقان و جهات و اختلاف فاز لرزش

### ۹-۵ شناسایی انواع لقی مکانیکی

لقی عبارت است از عدم وجود تماس بین قطعات با فشار مناسب. لقی مکانیکی معمولا در سه حالت می باشد.

#### ۹-۵-۱ لقی قطعات داخلی

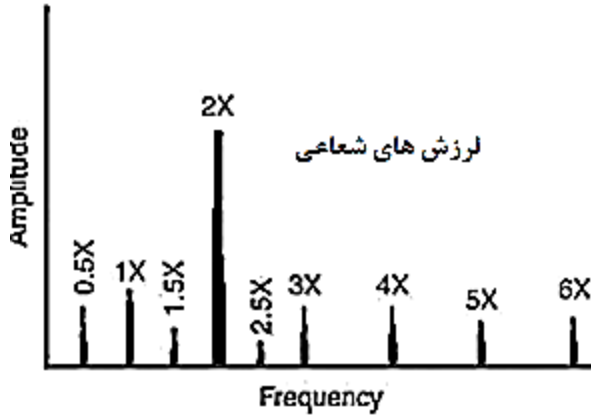


شکل ۹-۲۰ لقی قطعات داخلی

این لقی را می توان به عنوان لقی بین شافت و روتور، یاتاقان داخلی یا خارجی یاتاقان با شافت یا بدنه ، لقی بین ساچمه های یاتاقان و رینگ هایش در نظر گرفت. این نوع لقی ها معمولا بواسطه عدم رعایت ایجاد گشتاور مناسب در پیچ های نیمه های تکیه گاه یا عدم رعایت انطباق در روتور و شافت یا شافت و یاتاقان اتفاق می افتد که موجب ایجاد هارمونیک های زیادی در طیف FFT می شود. فاز معمولا ناپایدار است و در اندازه گیری های مکرر مقادیر مختلفی با دامنه وسیع



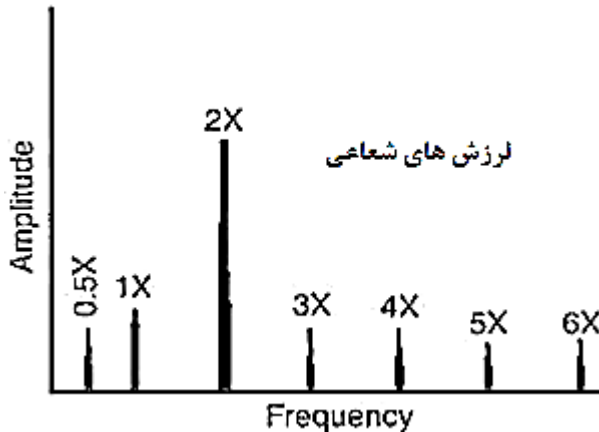
تغییر را نمایش می دهد. این لقی مکانیکی معمولاً زیر هارمونیک هایی با فرکانسی برابر  $\frac{1}{2}$  یا  $\frac{1}{3}$  ضرب در دور محور را تولید می کند.



شکل ۹-۲۱ طیف حاصل از لقی یاتاقان با محور

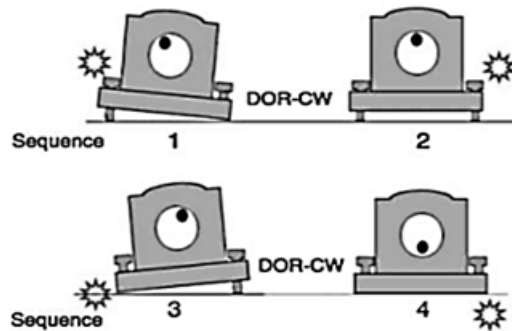
#### ۹-۵-۲ شناسایی عیوب پایه ها

این عیب زمانی اتفاق می افتد که شاسی یا پایه هنگامی که پیچ آن در حد سفت کردن با دست شل شود، تغییر شکل بدهد، و باعث شود پایه بیش از حدود 0.002 تا 0.003 اینچ بالا بیاید. در این حالت هارمونیک های زیادی تولید می شود.



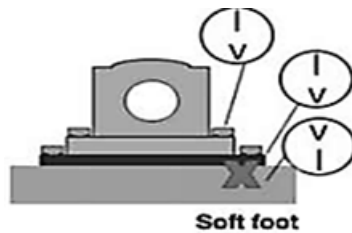
شکل ۹-۲۲ طیف حاصل از لقی پایه

پیدایش این هارمونیک ها ناشی از ضرباتی است که پایه های دارای لقی ایجاد می کنند. شکل ۹-۲۳ این ضربات ممکن را نمایش می دهد. همچنین این لقی می تواند ناشی از وجود ترک در پایه ها یا تکیه گاه یاتاقان ها نیز باشد.



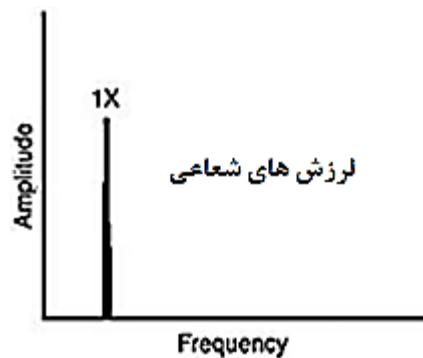
هر ضربه یک 2X و هارمونیک هیش را تولید می کند  
شکل ۹- ۲۳ ضربات ناشی از لقی پایه

### ۶-۹ شناسایی لقی شاسی



شکل ۹- ۲۴ جهات و اختلاف فاز لرزش در لقی شاسی

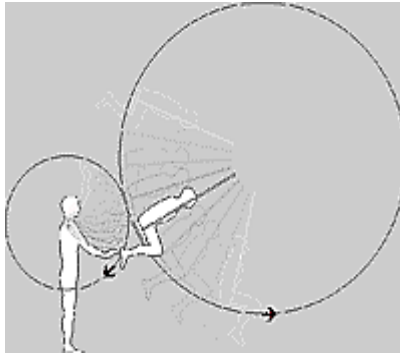
این نوع لقی با مشکلاتی چون ضعف فونداسیون، گروت ریزی نامناسب، لقی پیچ های فونداسیون<sup>۱</sup> یا وجود اعوجاج در پایه<sup>۲</sup> مرتبط می باشد. معمولا ۱۸۰ درجه اختلاف فاز در اندازه گیری عمودی بین پایه های ماشین یا بیس پلیت<sup>۳</sup> وجود دارد.



شکل ۹- ۲۵ طیف حاصل از لقی شاسی

### ۷-۹ شناسایی رزونانس<sup>۱</sup>

در فیزیک، رزونانس یا تشدید عبارت است از تمایل سیستم به نوسان با بیشینه دامنه در فرکانس‌هایی خاص می‌باشد که به آنها فرکانس رزونانس و یا فرکانس تشدید گویند. در چنین فرکانس‌هایی انرژی ارتعاشی در جسم ذخیره می‌شود و در نتیجه نیرویی کوچک و متناوب می‌تواند باعث حرکتی نوسانی با دامنه بزرگ شود. مولکولهای هر جسمی دارای انرژی جنبشی هستند که همین انرژی جنبشی باعث نوسان مولکولهای آن جسم با یک فرکانس و دامنه خاص می‌شود. حال اگر انرژی دیگری مثل انرژی محیط با فرکانس خاصی به جسم وارد شود، مولکولهای جسم را وادار به نوسان با دامنه ای بیشتر می‌کند و اگر این دامنه نوسان بیشتر شود، احتمال متلاشی شدن جسم نیز هست. برای مثال می‌توان به هل دادن یک کودک در یک تاب اشاره کنیم. با استفاده از کمترین نیرو بهترین جابجائی را به تاب خواهیم داد، البته اگر عمل وارد کردن نیرو به تاب هم زمان با لحظاتی باشد که جابجایی صفر گردد.



شکل ۹-۲۶ رزونانس در تاب

رزونانس وقتی ایجاد می‌شود که فرکانس تحریک بر فرکانس طبیعی سیستم منطبق شود که می‌تواند باعث افزایش شدید ارتعاش شود که ممکن است باعث خرابی زودرس یا حتی خرابی های سنگین شود. فرکانس طبیعی ممکن است از روتور باشد، اما اغلب از شاسی، فونداسیون، گیربکس یا حتی تسمه می‌باشد. اگر روتور نزدیک فرکانس طبیعی کار کند، بالانس آن تقریباً غیر ممکن است چرا که تغییر فاز زیاد می‌باشد (یعنی ۹۰ درجه در رزونانس و ۱۸۰ درجه در گذر از آن). لازم است فرکانس طبیعی جابجا شود. عموماً نمی‌توان با تغییر سرعت فرکانس تحریک را تغییر داد به نحوی که به سادگی مشخصات آن تغییر یابد (مگر در ماشین های با یاتاقان بزرگ یا در روتورهایی که آویخته هستند).

برای شناسایی رزونانس ماشین آلات بایستی از نمودارهای Bode استفاده کرد. روش شناسایی رزونانس در فصل ۸ به صورت کامل توضیح داده شده است (بخش ۸-۱۳-۳). از اینرو از تکرار آن خودداری می کنیم.

### ۸-۹ نحوه شناسایی و ارزیابی سایش<sup>۱</sup> روتور

وقتی قطعات دوار با قسمت های ثابت تماس می یابند سایش روتور طیفی مشابه لقی مکانیکی ایجاد می کند. سایش ممکن است جزئی یا با کل شافت باشد. که معمولا یک سری از فرکانس ها تولید می کند. که یک یا چند هارمونیک را تحریک می کنند. اغلب این فرکانس ها کسری از سرعت دوران می باشند اگر  $N$  را سرعت دوران شافت و  $N_c$  را سرعت بحرانی بنامیم آنگاه فرکانس های طیف از قرار زیر می باشد:

$1X$  when  $N < N_c$

$\frac{1}{2}X$  or  $1X$  when  $N > 2N_c$

$1/2X$  or  $1X$  when  $N > 3N_c, 1/3X$

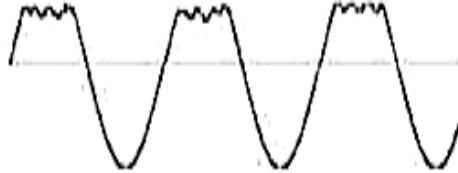
$1/2X$  or  $1X$  when  $N > 4N_c, 1/3X, 1/4X$

که بستگی به موقعیت فرکانس های طبیعی روتور دارد. سایش روتور می تواند بسیاری از فرکانس های بالا را تحریک کند (مانند باند پهن نویزی که هنگام کشیدن گچ روی تخته سیاه ایجاد می شود). اگر علت آن تماس بابیت یا تاقان باشد این اشکال می تواند خیلی جدی باشد. سایش حلقوی کامل در کل چرخش شافت می تواند تقدم معکوس<sup>۲</sup> با چرخش روتور در سرعت بحرانی در جهت مخالف چرخش شافت ایجاد کند، که این ناپایداری ذاتی که می تواند باعث خرابی سنگین شود.



شکل ۹-۲۷ طیف حاصل از سایش روتور

همچنین شکل موج زمانی می تواند معیار مناسبی جهت شناسایی این عیب باشد. از اینرو که معمولا شکل موج حاصل سر بریده<sup>۱</sup> می شود.



شکل ۹-۲۸ شکل موج زمانی سزبریده ناشی از سایش

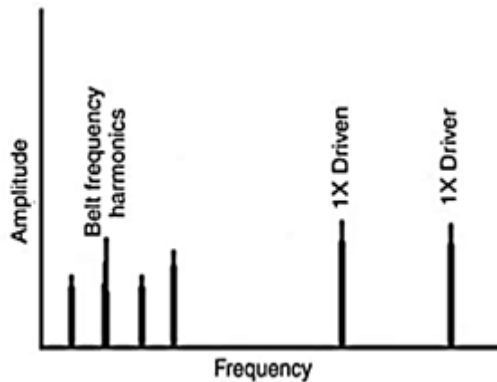
### ۹-۹ بررسی وضعیت تسمه و پولی

#### ۹-۹-۱ عیوب قابل شناسایی با فرکانس تسمه

ابتدا فرکانس تسمه را به شکل زیر تعریف می کنیم

$$\text{Belt Frequency} = \frac{\pi \times \text{pulley rpm} \times \text{pitch dia}}{\text{belt length}}$$

فرکانس های تسمه زیر RPM موتور یا ماشین متحرک هستند. وقتی تسمه ها سائیده، شل یا مناسب نباشند، باعث ایجاد ضرایب ۳ تا ۴ برابر فرکانس تسمه می شوند. اغلب ۲ برابر فرکانس تسمه پیک شاخص می باشد. دامنه ها معمولا ناپایدار هستند، بعضی اوقات با دور RPM محرک یا متحرک نوسان می کنند.



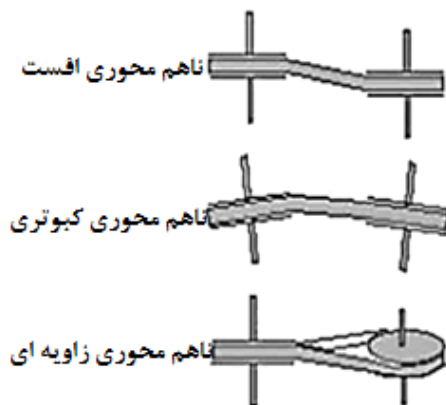
شکل ۹-۲۹ طیف حاصل از لقی خوردگی و عدم تماس مناسب تسمه

در تسمه های دنده دار، پولی سائیده شده یا عدم هم محور با دامنه های بالای فرکانس تسمه شناخته می شوند.

### ۹-۹-۲ عدم هم محوری پولی ها

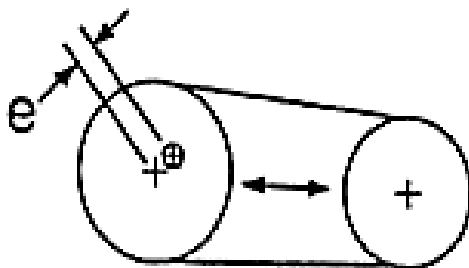
عدم هم محوری پولی ارتعاش زیاد قابل توجهی در 1X در جهت محوری ایجاد می کند. نسبت دامنه 1X محرک به متحرک، بستگی به جای اندازه گیری دارد، به همین نسبت به جرم و

سختی شاسی. در پولی های غیر هم محور اغلب، بیشترین ارتعاش محوری روی موتور در فرکانس  $1X$  فن خواهد بود، یا برعکس. می توان با اندازه گیری فاز و تنظیم فیلتر روی RPM پولی با بیشترین دامنه جهت محوری آنرا تایید کرد، سپس فاز این فرکانس خاص را با مقادیر آن روی هر روتور در جهت محوری مقایسه کرد.



شکل ۹-۳۰ حالت های مختلف ناهم محوری پولی ها

### ۹-۲-۹ خارج از مرکزی پولی



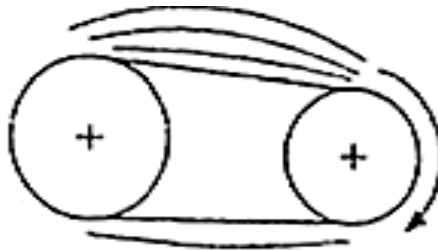
شکل ۹-۳۱ پولی خارج از مرکز

پولی های خارج از مرکز باعث ایجاد دامنه بالا در  $1X$  پولی خارج از مرکز می شوند. بیشترین دامنه معمولا در امتداد تسمه می باشد، و باید هم روی یاتاقان های محرک و هم متحرک دیده شود. گاهی اوقات می توان پولی های خارج از مرکز را با افزودن واشر به پیچ های قفل کن پولی بالانس کرد. با این حال، حتی اگر بالانس شود، باز هم خارج از مرکزی ایجاد ارتعاش و تنش های خستگی معکوس روی تسمه می کند. خارج از مرکزی پولی را میتوان با آنالیز فاز تایید کرد که اختلاف فاز افقی و عمودی را 0 یا 180 درجه نشان می دهد.



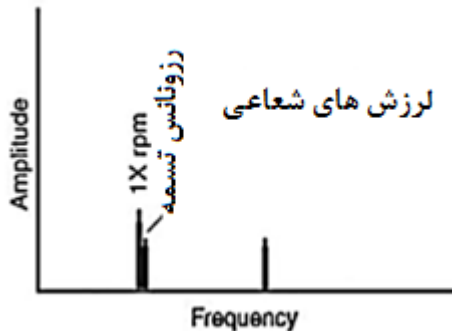
شکل ۹-۲۲ طیف حاصل از پولی خارج از مرکز

۳-۹-۹ رزونانس تسمه



شکل ۹-۲۳ شلاق ناشی از رزونانس تسمه

اگر فرکانس طبیعی تسمه نزدیک، یا منطبق بر RPM موتور یا متحرک باشد، رزونانس تسمه باعث ایجاد ارتعاش زیادی می شود. فرکانس طبیعی تسمه را می توان با تغییر کشش تسمه، طول تسمه یا سطح مقطع تسمه تغییر داد. این مشکل را می توان با کشیدن تسمه و آزاد کردن آن در حالی که پاسخ ارتعاشی پولی و یاتاقان ها اندازه گیری می شود کشف کرد. با این حال، هنگام کار، فرکانس های طبیعی تسمه تمایل دارند در طرف سفت تر کمی بالاتر و در طرف شل کمتر باشند.

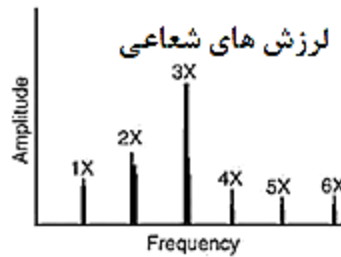


شکل ۹-۲۴ طیف حاصل از رزونانس تسمه

## ۹-۱۰ شناسایی عیوب یاتاقان های لغزشی شعاعی

### ۹-۱۰-۱ لقی بیش از حد

مراحل سایش یاتاقان شعاعی معمولاً همراه با وجود سری کاملی از هارمونیک های دوران (تا ۱۰ یا ۲۰ هارمونیک). یاتاقان لغزشی شعاعی ای که لقی کمی داشته باشد اغلب ارتعاش عمودی زیادی در مقایسه با جهت افقی ایجاد می کند که بسیار شبیه به ارتعاشات ناشی از لقی می باشد. یاتاقان های لغزشی شعاعی با لقی زیادی ممکن است باعث نابالانسی یا عدم هم محوری شود که سبب می شود ارتعاش بالایی ایجاد شود که در صورتیکه لقی به حد مجاز برگردانده شود کاهش قابل ملاحظه ای می کند. علت اصلی لرزش ناشی از افزایش لقی یاتاقان ها کاهش سفتی فیلم روغن چرخان در یاتاقان شعاعی لغزشی با لقی بیشتر می باشد.



شکل ۹-۳۵ طیف حاصل از لقی بیش از حد یاتاقان

### ۹-۱۰-۲ چرخش روغن<sup>۱</sup>

این عیب در ماشین هایی که سیستم روغنکاری تحت فشار و سرعت بهره برداری بالایی دارند نمایان می شود. چرخش روغن که در فصل روانکاری توضیح داده شده است اساساً یک ناپایداری با فرکانس کمتر از سرعت چرخش روتور می باشد. زمانیکه نمودارهای اربیت این عیب را مشاهده می کنیم می ببینیم که اربیت دارای دو نقطه می باشد و این نقاط به صورت ثابت نمی باشند و ادر حال چرخش می باشند که این چرخش نقاط ناشی از تقدم پیشرونده موج می باشد.

DOR-CCW



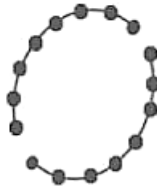
شکل ۹-۳۶ اربیت حاصل از چرخش روغن



### ۹-۱۰-۳ شلاق روغن<sup>۱</sup>

اگر ماشین در ۲ برابر یا بالاتر فرکانس بحرانی کار کند ممکن است شلاق روغن حادث شود. وقتی روتور بالاتر از دو برابر دور بحرانی برسد، چرخش روغن خیلی به فرکانس بحرانی روتور نزدیک می شود و ممکن است باعث ارتعاش زیادی شود که ممکن است فیلم روغن دیگر تاب تحمل شافت را نداشته باشد. سرعت چرخش بطور واقعی روی فرکانس بحرانی روتور قفل می شود و این پیک حتی با گذر از آن و بالاتر بردن سرعت ماشین محو نخواهد شد. که باعث ایجاد پیشروی به طرف افقی ارتعاش زیرهارمونیک در فرکانس بحرانی می شود. به طور ذاتی ناپایداری می تواند باعث خرابی سنگین شود. لرزش ناشی از شلاق روق روغن می تواند به صورت هارمونیک با سرعت چرخشی مرتبط باشد یا نباشد. زمانیکه لرزش به صورت هارمونیک با سرعت محور مرتبط باشد نقاط موجود در اربیت به صورت اتفاقی حرکت می کنند. اما در صورتی که این ارتباط وجود نداشته باشد نقاط اربیت ثابت هستند.

DOR-CW



شکل ۹-۳۷ اربیت حاصل از شلاق روغن

### ۹-۱۰-۴ چرخش خشک<sup>۲</sup>

گاهی اوقات مقدار روغن کم می شود یا از روغن مناسب استفاده نمی شود که موجب ایجاد اصطکاک بین شافت و یاتاقان می شود و دامنه لرزش بالا می رود. این نیروی اصطکاک تمایل خواهد داشت تا دیگر اعضای ماشین را نیز تحریک کند که به این پدیده چرخش خشک گویند. این لرزش در با فرکانس های بالای اتفاق می افتد و ممکن است هارمونیک ها نمایش داده نشوند. همچنین نمودار های فاز نیز اطلاعات معنی داری را ارائه نمی دهند.

### ۹-۱۱ شناسایی عیوب یاتاقان های غلتشی

همانگونه که قبلا توضیح داده شد هر یاتاقان غلتشی از چهار جزء ساخته شده است که وجود عیب در هر کدام می تواند یک فرکانس بالای لرزشی تولید کند. عیوب مسیر حرکت و اجزای غلتان به آسانی قابل شناسایی می باشند. فرکانس های عیوب یاتاقان به صورت هارمونیک های با ضرب صحیح از سرعت راه اندازی یاتاقان نیستند. بوسیله فرمولهایی که در ادامه توضیح داده می شود ما می توانیم فرکانس این عیوب را شناسایی کنیم. علاوه بر این نرم افزارهایی وجود دارد که با وارد کردن شماره شناسایی یاتاقان این اطلاعات را ارائه می دهد.

$$\begin{aligned} \text{BPFI} &= \frac{Nb}{2} \left( 1 + \frac{Bd}{Pd} \cos \theta \right) \times \text{rpm} \\ \text{BPFO} &= \frac{Nb}{2} \left( 1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \theta \right) \times \text{rpm} \\ \text{FTF} &= \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \theta \right) \times \text{rpm} \\ \text{BSF} &= \frac{Pd}{2Bd} \left[ 1 - \left( \frac{Bd}{Pd} \right)^2 (\cos \theta)^2 \right] \times \text{rpm} \end{aligned}$$

که در این فرمول ها

$Nb$  = تعداد اجزای گلتنده (ساجمه ها یا غلتک ها)

$Bd$  = قطر اجزای گلتنده (اینچ یا میلی متر)

$Pd$  = قطر گام یاتاقان (اینچ یا میلی متر)

$\theta$  = زاویه تماس (درجه)

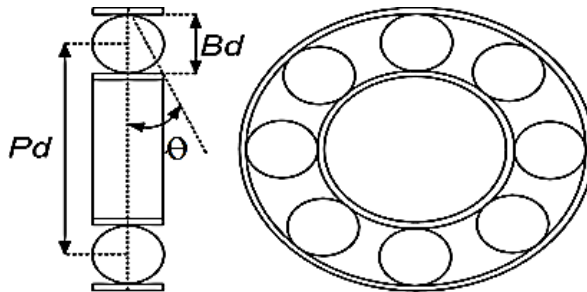
$\text{BPFI}^1$  = فرکانس گذر داخلی

$\text{BPFO}^2$  = فرکانس گذر خارجی

$\text{FTF}^3$  = فرکانس اساسی قفس

$\text{BSF}^4$  = فرکانس چرخش اجزای گلتنده

می باشد.



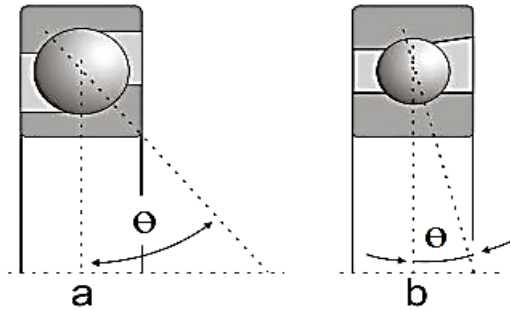
شکل ۹-۳۸ پارامترهای یاتاقان

شکل ۹-۳۸ کلیه پارامترهای مورد نیاز یاتاقان را بجز زاویه تماس نمایش می دهد از اینرو این کمیت را در ادامه بررسی می کنیم.

زاویه تماس<sup>۵</sup>

زاویه ای که صفحه عمود بر محور با خطی که عمود بر خط مماس در نقاط تماس عضو گلتنده با محور می سازد را زاویه تماس می گویند. شکل ۹-۳۹ این زاویه را در دو نوع یاتاقان غلتشی نمایش می دهد. مقدار این زاویه تابع نوع یاتاقان و کلاس آن می باشد که در ادامه توضیح داده می شود.

1-ball pass frequency-inner 2-ball pass frequency-outer 3-fundamental train frequency(cage)  
4-ball spin frequency 5-contact angle



شکل ۹- ۳۹ زاویه تماس

برای داشتن مقدار زاویه تماس در هر یاتاقان می توان به کاتالوگ سازندگان یاتاقان ها مراجعه کرد. در ادامه زاویه تماس یاتاقان های ساخت شرکت NTN در جدول ۹-۱ شرح داده شده است. هرچه مقدار زاویه تماس بیشتر باشد، تحمل بار شعاعی کمتر می باشد و زاویه های بیشتر از ۴۵ درجه عملا تحمل بار شعاعی را ندارند.

Type of bearing	Contact angle(degree)		
Angular contact ball bearing	Symbol A	Symbol B	Symbol C
	30	40	15
Double row angular contact ball bearing	30		
Tapered roller bearing	Symbol B	Symbol C	Symbol D
	10-17	17-24	24-32
Thrust bearing	90		
Deep groove ball bearings	به کمیت های مختلف و شرایط بهره برداری وابسته است		
Single & double cylindrical roller bearings	0		

جدول ۹-۱ زاویه تماس

یک نکته جالب این است که ما در آنالیز لرزش یک یاتاقان غلتشی هر دو فرکانس BPFO و BPF1 را مشاهده می کنیم، حال اگر این دو را با هم جمع کنیم و تقسیم بر تعداد دور محور کنیم تعداد اجزای غلتان بدست می آید.

### مراحل خرابی یاتاقان های غلتشی

طیف های حاصل از خرابی یاتاقان را می توان به چهار ناحیه تقسیم بندی کرد این نواحی عبارتند از:

ناحیه A: ناحیه دور ماشین و هارمونیک های دور.

ناحیه B: ناحیه فرکانسهای عیوب یاتاقان ( 5-30 kcpm ).

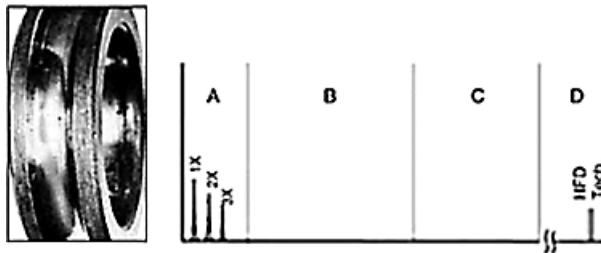
ناحیه C: ناحیه فرکانس های طبیعی اجزای یاتاقان ( 30-120 kcpm ).

ناحیه D: ناحیه تشخیص فرکانس بالا ( بالاتر از 120 kcpm ).

خرابی در یاتاقان های غلطشی به چهار مرحله کلی تقسیم بندی می شوند .

### مرحله ۱

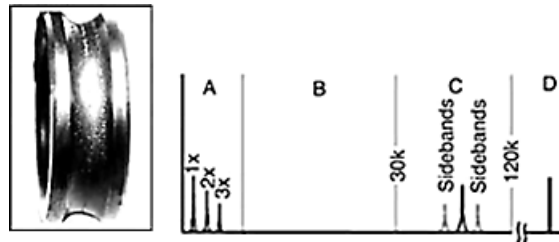
اولین نشانه های خرابی یاتاقان ها بدون علائم ظاهری خاصی نمایان می شود. در این مرحله سطح کورس براقیت روز اول خود را ندارد و به رنگ خاکستری تمایل دارد. در فرکانس های آلتراسونیک در محدوده 250-350KHz ظاهر می شوند. همچنانکه سایش افزایش می یابد، معمولا این محدوده فرکانسی به 20-60KHz کاهش می یابد. اینها فرکانس هایی هستند که با انرژی ضربه (GSE Spike Energy)، HFD(g) و Shock pulse (DB) اندازه گیری می شوند. مثلا، انرژی اسپایک ممکن است در مرحله اول ابتدا در حدود 0.25GSE باشد (مقدار واقعی بستگی به مکان اندازه گیری و سرعت ماشین دارد). اندازه گیری فرکانس بالا از پوش طیف (Envelop) تایید می کند که آیا یاتاقان در مراحل اولیه خرابی قرار دارد یا خیر.



شکل ۹-۴۰ طیف حاصل از خرابی مرحله ۱

### مرحله ۲

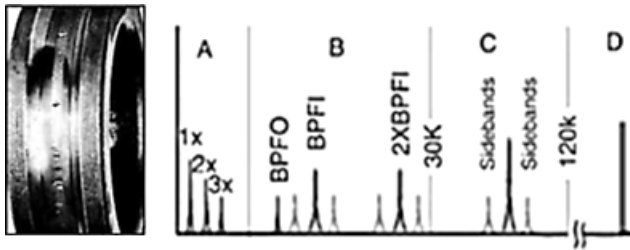
خرابی های جزئی یاتاقان با فرکانس های طبیعی اجزاء یاتاقان آغاز می شود که بطور قابل توجه در محدوده 30K-120 KCPM ظاهر می شوند. چنین فرکانس های طبیعی ممکن است همچنین باعث رزونانس سازه یاتاقان نیز بشوند. فرکانس های مجاور بالا و پایین پیک فرکانس طبیعی در پایان مرحله ۲ ظاهر می شوند. انرژی اسپایک کلی رشد می کند (مثلا از 0.25 به 0.5GSE می رسد)



شکل ۹-۴۱ طیف حاصل از خرابی مرحله ۲ یاتاقان

## مرحله ۳

وقتی سایش پیشرفت می کند فرکانس های خرابی یاتاقان و هارمونیک ها ظاهر می شوند، هارمونیک های بیشتری از فرکانس های خرابی ظاهر می شوند و تعدادی از مجاورها (Sideband) رشد می کنند، هم اطراف این فرکانس ها و هم فرکانس های طبیعی اجزاء یاتاقان. انرژی اسپایک کلی بطور پیوسته رشد می کند (مثلا از 0.5 تا بیش از 1GSE). سایش اکنون قابل رویت است و ممکن است به پیرامون یاتاقان سرایت کند، خصوصا وقتی برخی مجاورها همراه با هارمونیک های فرکانس های خرابی یاتاقان باشند.

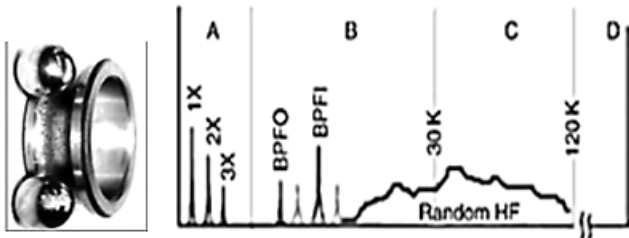


شکل ۹-۴۲ طیف حاصل از خرابی مرحله ۳ یاتاقان

فرکانس های بالای مدوله شده و پوش طیف (Envelope) به تایید مرحله ۳ کمک می کند.

## مرحله ۴

در مراحل نهایی، دامنه فرکانس 1X نیز تحت تاثیر قرار می گیرد. رشد آن، بطور طبیعی باعث رشد هارمونیک های سرعت دوران می شود. توزیع خرابی یاتاقان و فرکانس های طبیعی اجزاء آن بطور واقعی با ناپدید شدن و جایگزینی با فرکانس های بالای باند پهن اتفاقی نویز کف آغاز می شود. علاوه بر آن، هم دامنه های فرکانس های بالای نویز کف و انرژی اسپایک ممکن است در واقع کاهش یابد؛ اما درست قبل از خرابی، انرژی اسپایک و HFD معمولا تا دامنه های بالایی رشد می کند.



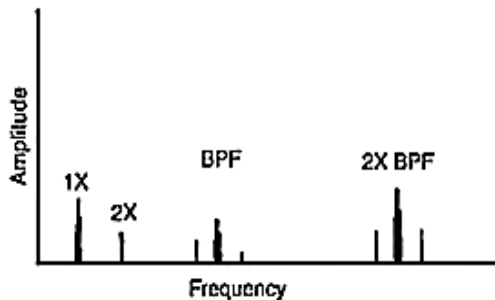
شکل ۹-۴۳ طیف حاصل از خرابی مرحله ۴ یاتاقان

## ۹-۱۲ بررسی عیوب آبرودینامیک و اثر اغتشاشات سیال

۹-۱۲-۱ فرکانس گذر پره<sup>۱</sup>

تعداد پره ها  $\times$  دور = BPF

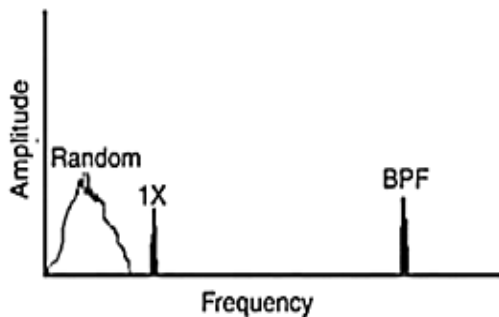
این فرکانس ذاتی پمپ ها، فن ها و کمپرسورها می باشد و خرابی نیست. با این حال اگر فاصله هوایی بین پره های دوار و دیفیوزرهای ثابت دور تا دور یکسان نباشد، دامنه بزرگی از BPF و هارمونیک هایش می تواند بوجود آید. همچنین گاهی BPF و هارمونیک هایش می توانند بر فرکانس طبیعی سیستم منطبق شوند و ارتعاشات بالایی ایجاد کنند. اگر رینگ سایش پروانه روی شافت گیر کند، یا اگر جوش های نگهدارنده پره های دیفیوزر خراب شوند BPF های بالایی ایجاد می شوند. همچنین بواسطه خم های ناگهانی لوله ها، موانع که باعث تلاطم جریان می شوند، تنظیم دریچه ها یا اگر روتور پمپ یا فن خارج از مرکز هوزینگ باشد BPF ایجاد می شود.



شکل ۹-۴۴ طیف حاصل از فرکانس گذر پره

### ۹-۱۲-۲ توربولانس جریان<sup>۱</sup>

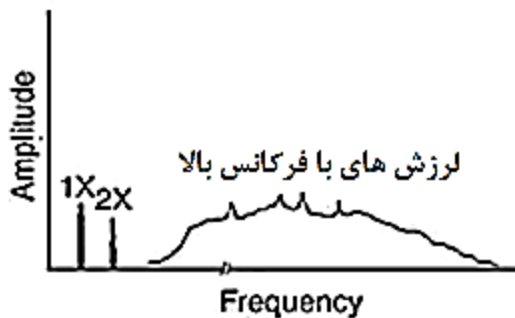
توربولانس جریان اغلب در نتیجه تغییرات در فشار یا سرعت هوای عبوری از فن یا مسیر آن در دمنده ها اتفاق می افتد. این جدایی جریان باعث توربولانس می شود که ارتعاش فرکانس پایین اتفاقی ایجاد می کند که محدوده آن از 50-2000 CPM می باشد. اگر سرچ در کمپرسورها حادث شود، ارتعاش فرکانس بالای باند پهنی ایجاد می شود. توربولانس زیاد همچنین می تواند فرکانس های بالای باند پهنی را تحریک کند.



شکل ۹-۴۵ طیف حاصل از توربولانس جریان

### ۹-۱۲-۳ کاویتاسیون<sup>۱</sup>

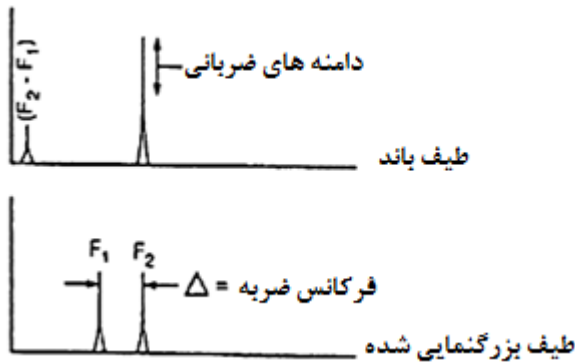
کاویتاسیون انرژی فرکانس بالای، اتفاقی<sup>۲</sup> پهن باندی ایجاد می کند که برخی اوقات روی هارمونیک فرکانس گذر پره ها قرار می گیرد. بطور طبیعی نشانگر فشار مکش ناکافی<sup>۳</sup> می باشد. کاویتاسیون اگر اصلاح نشود می تواند اثر کاملا مخربی روی قسمت های داخلی پمپ داشته باشد. همچنین می تواند باعث خوردگی و تخلخل پروانه شود. اغلب صدایی شبیه جریان سنگریزه در پمپ دارد. کاویتاسیون معمولا بواسطه جریان ناکافی ورودی ایجاد می شود. می تواند گاهی وجود داشته باشد و گاهی نباشد (اگر تغییری در ولو مکش ایجاد شود).



شکل ۹-۴۶ طیف حاصل از کاویتاسیون

### ۹-۱۳ تحلیل ارتعاشات ضربانی<sup>۴</sup>

فرکانس ضربان حاصل دو فرکانس نزدیک به هم است که به تناوب با هم هماهنگ می شوند. طیف باند پهن معمولا یک پیک با نوسان را نشان می دهد. وقتی روی این پیک بزرگنمایی شود (طیف پایین)، دو پیک خیلی نزدیک به هم ملاحظه خواهد شد. اختلاف این دو پیک ( $F_2 - F_1$ ) فرکانس ضربان است که در طیف پهن ظاهر می شود. فرکانس ضربان معمولا در محدوده فرکانس اندازه گیری عادی ملاحظه نمی شود چرا که به شکل ذاتی فرکانس پایینی دارد، معمولا محدوده آن از حدود 5-100 CPM می باشد. حداکثر ارتعاش وقتی حادث می شود که شکل موج زمانی فرکانس  $F_1$  هم فاز فرکانس دیگر  $F_2$  شود. حداقل ارتعاش نیز زمانی حادث می شود که دو فرکانس ۱۸۰ درجه اختلاف فاز داشته باشند.



شکل ۹-۴۷ طیف حاصل از ضربه

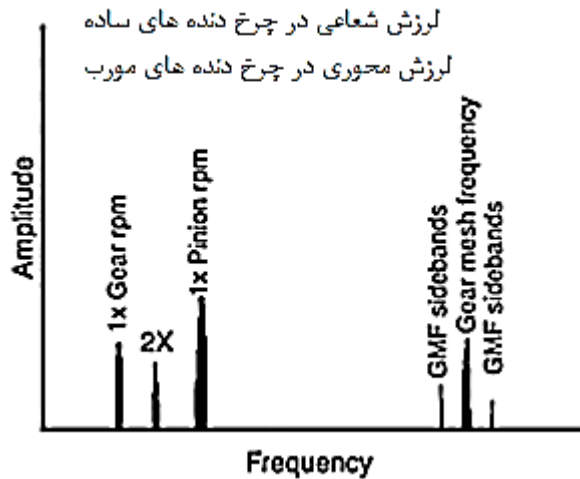
### ۹-۱۴ شناسایی عیوب چرخ دنده ها

#### ۹-۱۴-۱ $GMF^1$

$GMF$  عبارت است از حاصلضرب تعداد دندانه های یک چرخ دنده در فرکانس کاری آن .

$$GMF = \text{تعداد دندانه های پنیون} \times \text{تعداد دور پنیون}$$

می توان گفت  $GMF$  سرعت نسبی یک چرخ دنده می باشد. هارمونیک های  $GMF$  معمولاً مجاورهایی به فاصله سرعت دوران دارند. همه پیک ها دامنه های کوتاهی دارند و فرکانس های طبیعی دنده ها تحریک نشده است. وجود این باندهای مجاور در نمودار طیف و هارمونیک های  $GMF$  کاملاً طبیعی می باشد .



شکل ۹-۴۸ یک نمونه طیف دنده با طیف کناری



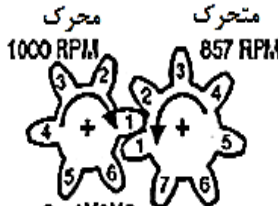
برای تنظیم حد بالای فرکانس در دستگاه ارتعاش سنج برای بازرسی گیربکس ها ، وقتی تعداد دندانه ها مشخص باشد،  $F_{max}$  حداقل  $3/25$  برابر GMF توصیه می شود. ولی اگر تعداد دندانه ها نامعلوم است  $F_{max}$  را حداقل ۲۰۰ برابر دور هر شافت در نظر می گیریم .

### ۹-۱۴-۲ ارزیابی فرکانس نوسان دندانه<sup>۱</sup> یا درگیری چرخ دنده

فرکانس نوسان دندانه ( $F_{HT}$ ) هنگامی اتفاق می افتد که خرابی روی هر دو چرخدنده و پینیون وجود داشته باشد که ممکن است در فرآیند ساخت اتفاق افتاده باشند یا هنگام نقل و انتقال یا در محل.

$$F_{HT} = \frac{GMF \times N}{no. of pinion teeth \times no. of gear teeth}$$

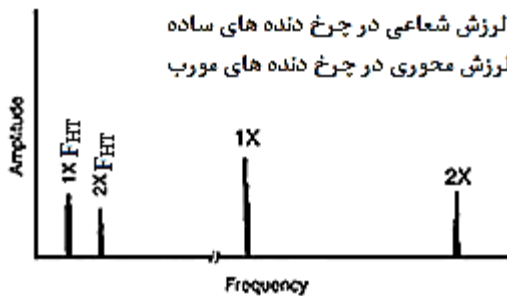
در معادله بالا  $N$  را ضریب فاز جمعی گویند و عبارت است از مضرب صحیح عمومی بین تعداد دندانه های پینیون و چرخ دنده می باشد. شکل زیر یک مثال از محاسبه  $N$  می باشد.



کوچکترین مضرب مشترک  $N_x = 1$  } تجزیه تعداد دندانه های محرک به مضارب صحیح  $6 = 1 \times 2 \times 3$   
تجزیه تعداد دندانه های متحرک به مضارب صحیح  $7 = 1 \times 7$

شکل ۹-۴۹ مثال  $N$

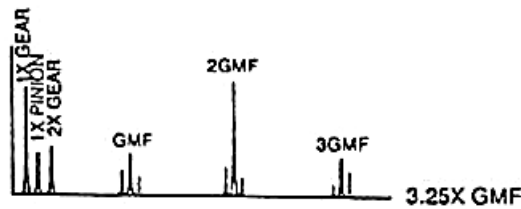
این نقص می تواند باعث ارتعاش بالایی شود، اما از آنجا که در فرکانس های پایین عموماً کمتر از 600 CPM اتفاق می افتد، اغلب از چشم پنهان می ماند. مجموعه چرخدنده ای با چنین دندانه هایی، باعث صدای «خرخر» از درون آن می شوند. حداکثر اثر آن زمانی است که دنده خراب چرخدنده و پینیون در یک لحظه با هم تماس پیدا کنند (در برخی مجموعه ها این امر ممکن است در هر ۱۰ یا ۲۰ دور یک بار اتفاق بیافتد، که بستگی به فرمول  $F_{HT}$  دارد).



شکل ۹-۵۰ طیف حاصل از فرکانس

### ۹-۱۴-۳ شناسایی عدم هم محوری در چرخ دنده ها

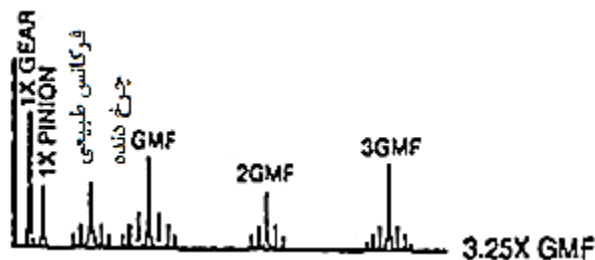
عدم هم محوری چرخدنده ها تقریباً همیشه هارمونیک دوم یا بالاتر  $GMF$  را تحریک می کند که با مجاورهایی با فاصله  $1X$  احاطه شده اند. اغلب دامنه  $1 \times GMF$  را کوچک نشان می دهد، اما دامنه دو و سه برابر  $GMF$  را خیلی بیشتر نشان می دهد. مهم است که  $F_{max}$  به اندازه کافی باشد تا حداقل سه هارمونیک  $GMF$  قابل رویت باشند. همچنین، مجاورهای اطراف  $2GMF$  اغلب با فاصله  $2X$  هستند. به خاطر داشته باشید که دامنه مجاورها در سمت چپ و راست  $GMF$  و هارمونیک هایش به خاطر عدم هم محوری دندانه ها یکسان نیستند. و در نهایت باعث الگوی سایش غیر یکنواخت می شوند.



شکل ۹-۵۱ طیف حاصل از عدم هم محوری چرخ دنده ای

### ۹-۱۴-۴ شناسایی بک لش<sup>۱</sup> و خارج از مرکزی در چرخ دنده ها

مجاورهای آشکار با دامنه زیاد حول هارمونیک های  $GMF$  اغلب نشانگر خارج از مرکزی چرخدنده، بک لش، یا شافت های غیر موازی است که باعث می شود چرخش یک چرخدنده با دامنه  $GMF$  یا سرعت دوران چرخدنده دیگر مدوله شود. چرخدنده مشکل دار با فاصله فرکانسی مجاورها مشخص می شود. همچنین، دامنه  $1X$  چرخدنده خارج از مرکز معمولاً بالا خواهد بود به شرطی که خارج از مرکزی مشکل برجسته ای باشد. بک لش نادرست معمولاً فرکانس طبیعی چرخدنده و هارمونیک های  $GMF$  را تحریک می کند. که هر دو مجاورهایی با فاصله  $1X$  خواهند داشت. اگر مشکل ناشی از بک لش باشد، دامنه های  $GMF$  با افزایش بار اغلب کاهش می یابند.



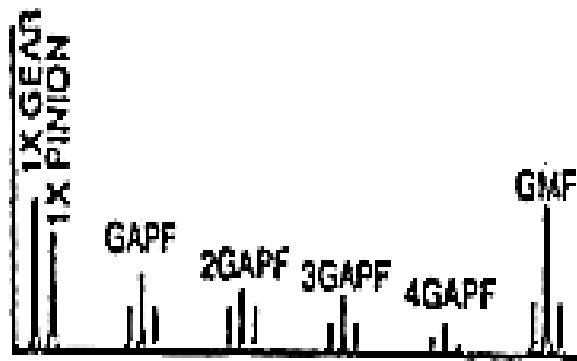
شکل ۹-۵۲ طیف حاصل از خارج از مرکزی در چرخ دنده ها

#### ۱۴-۵ ارزیابی عیوب فازی در اسمبل کردن چرخ دنده ها

GAPF می تواند حاصل کسری از GMF باشد (بشرط  $N_A > 1$ )

$$GAPF = \frac{GMF}{N_A}$$

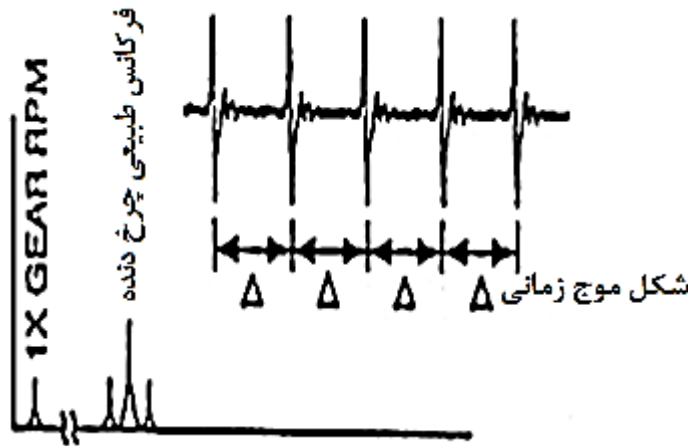
در معنای کلمه به کلمه  $T_G/N_A$  دنده چرخدنده با  $(T_P/N_A)$  پینیون تماس پیدا خواهند کرد و الگوی سایش  $N_A$  را ایجاد خواهد کرد. که  $N_A$  در یک معادله دنده داده شده برابر است با فاکتورهای درجه اول مشترک در تعداد دندانه روی چرخدنده و پینیون ( $N_A$  عامل فاز نصب). GAPF (یا هارمونیک های آن) اگر مشکلات ساخت وجود داشته باشند درست از همان ابتدا آشکار هستند. همچنین، آشکار شدن ناگهانی آن در اندازه گیری ها می تواند نشانگر آسیبی باشد که در اثر گذر ذرات آلاینده از بین سطح تماس بوجود آمده است و باعث آسیب به دندانه در تماس لحظه برخورد هنگامی که دندانه ها تماس پیدا می کنند و جدا می شوند یا چرخدنده هایی که در مقابل بوده اند می شود.



شکل ۹-۵۲ طیف حاصل از عیوب فازی

#### ۹-۱۴-۶ ارزیابی شکستگی یا ترک در چرخ دنده

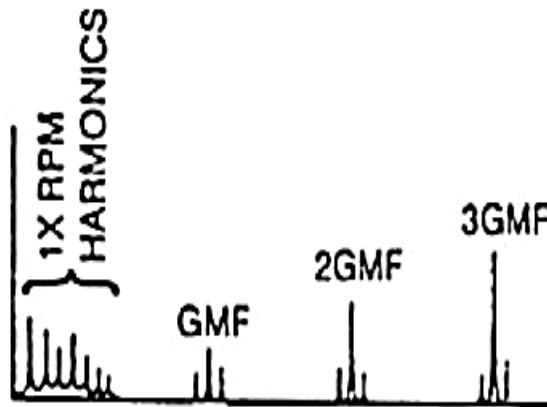
دندانه شکسته یا ترکدار باعث ارتعاش با دامنه زیاد در  $1X$  چرخدنده تنها در شکل موج زمانی، می شود، علاوه بر آن باعث تحریک فرکانس طبیعی چرخدنده می شود که با مجاورهایی با فاصله یک برابر دور محیط شده اند. بهترین حالت پیدا کردن مشکل در موج زمانی است که ضربه های شاخصی را نشان می دهد که هر بار که دندانه آسیب دیده می خواهد با دندانه چرخدنده مقابل تماس پیدا کند بوجود می آید.  $\Delta$  زمان بین ضربه ها، متناسب با  $1/X$  چرخدنده آسیب دیده می باشد. دامنه ضربه ها در شکل موج زمانی اغلب ۱۰ تا ۲۰ برابر بیشتر از  $1X$  در طیف FFT می باشند.



شکل ۹-۵۴ طیف حاصل از شکست یا ترک در چرخ دنده ها

#### ۹-۱۴-۷ ارزیابی لقی یاتاقان های نگهدارنده چرخ دنده

لقی بیش از حد یاتاقان های نگهدارنده چرخدنده ها نه تنها می تواند بسیاری از هارمونیک های سرعت دوران را تحریک کند، بلکه اغلب باعث دامنه های بالای پاسخ ارتعاشی در  $GMF$ ،  $2 \times GMF$  و یا  $3 \times GMF$  خواهد شد. این دامنه های بالای  $GMF$  در واقع پاسخ به لقی درون یاتاقان های نگهدارنده چرخدنده هستند نه علت آن. چنین لقی های زیادی می تواند ناشی از سایش زیاد یاتاقان یا جاگذاری نادرست یاتاقان شعاعی هنگام نصب باشد. عدم توجه و اصلاح عیب می تواند باعث سایش زیاد چرخدنده و آسیب به قطعات دیگر باشد.

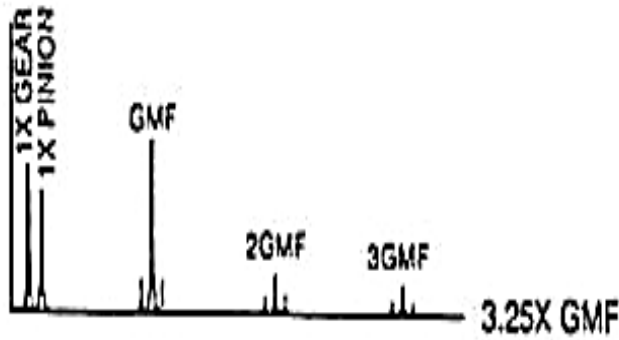


شکل ۹-۵۵ طیف حاصل از افزایش لقی یاتاقان چرخ دنده

#### ۹-۱۴-۸ شناسایی اضافه بار<sup>۱</sup> بر روی دندانه های چرخ دنده

فرکانس های  $GMF$  اغلب حساسیت زیادی به بار دارند. دامنه های زیاد  $GMF$  ضرورتاً مشخص کننده مشکل نیست، خصوصاً اگر فرکانس های مجاور دامنه کمی داشته باشند و

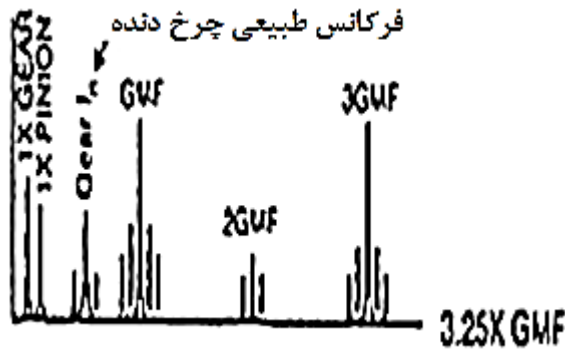
هیچ فرکانس طبیعی تحریک نشده باشد. همه آنالیزها را باید با سیستم با حداکثر بار کارکرد انجام داد تا مقایسه طیف ها معنی دار باشد.



شکل ۹-۵۶ طیف حاصل از اضافه بار روی چرخ دنده

#### ۹-۱۴-۹ شناسایی سایش چرخ دنده ها

شاخص کلیدی سایش دندانه تحریک فرکانس طبیعی چرخدنده می باشد. در اطراف آن مجاورهایی با فاصله سرعت دوران چرخدنده خراب قرار دارند. دامنه GMF ممکن است تغییر کند یا تغییر نکند، اگرچه وقتی سایش قابل توجه باشد، معمولاً تعداد زیادی مجاور با دامنه زیاد حول GMF حادث می شوند. مجاورها ممکن است شاخص های بهتری برای شناخت سایش باشند تا خود فرکانس GMF. حتی وقتی دامنه GMF قابل قبول باشد، معمولاً دامنه زیادی روی ۲ برابر یا سه برابر GMF (خصوصاً سه برابر) اتفاق می افتد.



شکل ۹-۵۷ طیف حاصل از سایش



## شناسایی عیوب بوسیله سایر روش ها

### ۱-۱۰ آنالیز روغن<sup>۱</sup> و شمارش ذرات<sup>۲</sup>

روش مونیتورینگ روغن در تشخیص مشکلات سیستم های مکانیکی که اجزای آن با روغن در تماس هستند، کارکرد بالایی دارد و امکان بهینه سازی سیستم ها و کنترل های مختلف مانند بررسی روند استهلاک، کیفیت قطعات و مواد مصرفی و کیفیت تعمیرات را فراهم می سازد. آنالیز روغن و روش شمارش ذرات مکمل یکدیگرند و در توربین های بخار دو جز جدا ناپذیرند.

#### ۱-۱۰ آنالیز روغن

روش آنالیز روغن، نمونه را بررسی کرده، خصوصیات و مواد مختلف حاصل از سایش و غیره را در روغن توربین بخار، پمپ ها و سایر اجزای مرتبط با سیستم روانکاری نشان می دهد. همچنین این روش نمونه برداری و تجزیه و تحلیل بر پایه سایش های مجاز صورت گرفته و سایشها و محتویات غیرمجاز موجود در روغن را نشان می دهد.

اساس کار آنالیز روغن عبارتست از انعکاس وضعیت دقیق ماشین برای یک دوره زمانی معین از طریق نشان دادن وضعیت دستگاههای مکانیکی در حال کار. روغنی که با موتور یا اجزای مکانیکی دیگر در تماس است، ذرات و براده های فلزی ساییده شده را می گیرد. این ذرات به قدری کوچکند که به صورت معلق در روغن باقی می مانند. همچنین مواد خارجی دیگری نیز وارد روغن می شوند. با تشخیص و اندازه گیری این ناخالصی ها، اطلاعاتی از نرخ سایش و مواد خارجی دیگر دریافت می شود که دریافت این اطلاعات می تواند در تبیین راههای کاهش سایش و مواد خارجی تاثیر گذار باشد.

#### ۱-۱۰ مواد خارجی روغن

به طور کلی می توان مواد خارجی موجود در داخل روغن را به سه دسته تقسیم بندی کرد که عبارتند از:

- موادی که در اثر تغییرات فیزیکی و شیمیایی روغن به وجود می آیند.
- مواد خارجی از قبیل ضدیخ و سوخت و آب که وارد روغن می شوند.
- مواد حاصل از سایش قطعات ماشین که وارد روغن می شوند.

در آزمایش های آنالیز روغن مقدار مواد مختلف حاصل از سایش محلهای مختلف و منشأ مواد خارجی و آلودگی ها مشخص می شود. برخی سایشها مجاز و قابل پیش بینی هستند، اما وجود سایش های غیرمجاز می تواند نشان دهنده مسئله ای باشد که عامل خرابی یکی



از اجزای اصلی دستگاه شود.

#### ۱۰-۴ آنالیز عناصر فرسایشی

در هنگام کار اجزای توربین، مقادیر میکروسکوپی فلزات سایشی به روغن اضافه می شود. در شرایط طبیعی توربین، سایش به آهستگی صورت گرفته و مقدار عناصر سایشی در روغن به طور پیوسته و آرام زیاد می شود. نمونه گیری های منظم و متوالی و ارزیابی مقدار عناصر فرسایشی این نمونه ها، تغییرات غیر متعادل را مشخص خواهد کرد و از این طریق می توان به علل احتمالی آن پی برد. مشخص کردن محل سایش فلز کار مشکلی است، ولی با تعیین موارد غیرطبیعی می توان تا حدی آن را حدس زد. عناصر فلزی سایشی، عناصر افزودنی و عناصر آلاینده ممکن است از اجزای مختلفی به وجود آیند که مهمترین آنها به شرح زیر هستند:

عنصر	منشا احتمالی
Fe	محورها، واشرها، چرخ دنده ها، اجزای بدنه، لوله ها، آب بند ها و هر قطعه آهنی موجود در ساختار توربین که با روغن در تماس باشد
Cu	بوشها، یاتاقانها، خنک کننده های روغن، واشرها، آب بند ها هر قطعه مسی موجود در ساختار توربین که با روغن در تماس باشد
Al	پیستونها، یاتاقانها، بوشها، محفظه پمپ روغن، دمنده ها، یاتاقانهای پیشرانه ای، یاتاقانها هر قطعه آلومینیومی موجود در ساختار توربین که با روغن در تماس باشد
Cr	رینگها، یاتاقانهای غلتکی یا مخروطی (در برخی از انواع)، واشرها
Pb	یاتاقانها
Si	افزودنی ضد کف، گردو خاک
Na	افزودنی های روغن، گردو خاک
Ni	انواع خاصی از یاتاقانها
Ag	انواع خاصی از یاتاقانها، لحیم برخی از خنک کننده ای روغن
Mo	رینگها، انواع خاصی از یاتاقانها



عنصر	منشا احتمالی
<b>Mg</b>	پوسته یا بدنه انواع خاصی از توربین ها، افزودنی های روغن
<b>B</b>	افزودنی های روغن (واسطه های ضد سایش، ضد اکسیدها، اجزای روغن های بدون بو)
<b>Ca</b>	افزودنی های روغن (پاک کننده ها، انتشار دهنده ها، خنثی کننده های اسید)
<b>Ba</b>	افزودنی های روغن (مواد بازدارنده خوردگی، پاک کننده ها، مواد بازدارنده زنگ زدگی)
<b>Zn</b>	افزودنی های روغن (ضد اکسیدها، مواد بازدارنده خوردگی، افزودنی های ضد سایش، پاک کننده ها، افزودنی های فشار بحرانی)
<b>P</b>	افزودنی های روغن (واسطه های ضد زنگ)

جدول ۱۰- اناخالصی های موجود در روغن

### ۱۰-۵ لزجت<sup>۱</sup>

لزجت مهمترین مشخصه روغنهای روانکار است. آزمایش لزجت، مقاومت داخلی روانکار را نسبت به جاری شدن نشان می دهد. آزمون لزجت به طور معمول در درجه حرارت ۱۰۰ و ۴۰ درجه سانتیگراد انجام می شود.

نتایج آزمایش لزجت معمولاً به سه صورت ثبت می شود:

- نرمال
- زیاد
- کم

در حالت لزجت زیاد یا کم باید برای عملیات نگهداری، علت مورد نظر را جستجو و نسبت به رفع آن اقدام کرد. تغییرات لزجت متاثر از عواملی مانند میزان کارکرد روغن، محتویات روغن، آلودگی، ترکیب با مواد و ناهنجاری های دیگر بوده که بر ساعات سرویس روغن تاثیر می گذارد.

### ۱۰-۶ علل ناهنجاری های لزجت

ناهنجاری های لزجت می تواند دلایل مختلفی داشته باشد که در ادامه این دلایل را ذکر می کنیم.

**۱۰-۶-۱ ترکیب با بخار**

این موضوع بویژه در توربین های بخار و ماشین هایی که در آنها از آب بند های بخاری استفاده شده است وجود دارد.

**۱۰-۶-۲ مقدار زیاد دوده**

این حالت در موتور های احتراقی وجود دارد.

**۱۰-۶-۳ آلودگی با آب**

این آلودگی یکی از شایع ترین حالات ممکن در ماشین آلات بویژه در توربین ها و کمپرسور ها می باشد این ترکیب آب با روغن معمولا در کولر های روغن یا نفوذ آب از بدنه های دو جداره آسیب دیده ماشین آلاتی که با آب خنک می شوند یا خراب شدن واشرها و سیستم های آب بندی بروز پیدا می کنند.

**۱۰-۶-۴ اکسیداسیون<sup>۱</sup> روغن**

روغن موتور، تحت شرایط معینی ممکن است تغییر شیمیایی داده و اکسید شود. این فرآیند می تواند باعث پایین آوردن قابلیت روغنکاری روانکار و ایجاد معایبی از طریق مواد تولید شده از اکسیداسیون روغن شود. اکسیداسیون روغن یکی از مهمترین مسایلی است که در برنامه سرویس روغن تاثیر می گذارد. دمای کار بالا، استفاده از روغن نامناسب در زمان سرویس، تغییرات روغن در اثر انبساط، طولانی شدن زمان سرویس روغن از معمول ترین عوامل افزایش اکسیداسیون روغن است. اکسیداسیون بیش از حد روغن موجب افزایش لزجت روغن، گرفتگی فیلتر، ایجاد ترکیبات لاک، خوردگی عناصر فلزی، افزایش سایش ته نشین رسوبی، داغ کردن اجزای توربین، تولید اسیدهای آلی (در صورت حرارت خیلی بالا ایجاد رسوبات کربنی) می شود.

**۱۰-۶-۵ استفاده از روغن با درجه نامناسب**

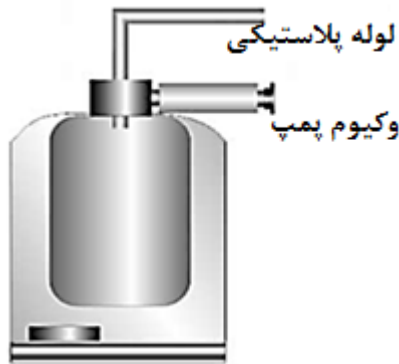
وجود مشکل در یاتاقان ها و آب بندها یا مشکلات بهره برداری که موجب بالا رفتن دمای قطعاتی از ماشین می شود و این افزایش دما موجب بالا رفتن دمای روغن می شود.

**۱۰-۶-۶ طولانی شدن زمان سرویس روغن**

روغن ها معمولا بر حسب کیفیت ساخت و شرایط مورد استفاده دارای یک عمر معین تعریف شده توسط سازنده می باشند که پس از گذشت این زمان روغن بایستی تعویض گردد.

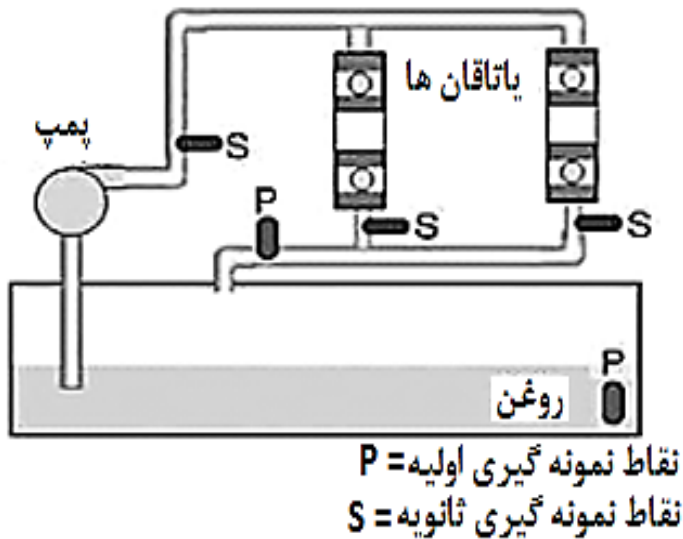
### ۷-۱۰ نمونه گیری از روغن

نمونه روغن گرفته شده از نظر این که آن روغن باید نمونه ای از کل روغن ماشین باشد، برایمان مهم است؛ زیرا نتایج آنالیز روغن تنها براساس آنالیز نمونه گرفته شده بیان می شود. ظروف نمونه گیری روغن بایستی استاندارد و کاملاً تمیز باشند و تمیزی آنها بر اساس استاندارد ISO 19/16 و ISO 12/9 مشخص می شود. شکل ۱۰-۱ یک نمونه از این ظروف را نمایش می دهد.



شکل ۱۰-۱ نمونه ظرف نمونه گیری

همیشه قبل از نمونه برداری بایستی روغن گرم باشد. نمونه گیری بایستی به گونه ای انجام شود تا میزان و درصد ذرات فرسایشی موجود در نمونه برداشته شده مشابه کل روغن موجود در سیستم باشد. بدین منظور بایستی نمونه گیری پیوسته، یکسان باشد. بهترین زمان برای نمونه گیری، درست پس از توقف دستگاه است. نمونه نباید از کف یا سطح روغن مخزن روغن برداشته شود بلکه باید طول شلنگ نمونه گیری طوری انتخاب شود تا از وسط عمق روغن نمونه کشیده شود. ذرات موجود در سطح فوقانی روغن همواره کمتر و در سطح تحتانی آن بیشتر از مقدار واقعی است. زیرا در اثر ته نشین شدن، ذرات در قسمت کف مخزن روغن تجمع می کنند و در نتیجه نمونه برداشته شده از قسمت میانی واقعی ترین شرایط را خواهد داشت. ظرف نمونه باید به اندازه یک سوم خالی باشد تا بتوان قبل از آزمایش آن را کاملاً مخلوط کرد. فاصله زمانی نمونه گیری به عوامل مختلفی مانند شرایط کاری دستگاه، نوع و وضعیت سلامت آن، کیفیت فیلتر و روغن و غیره بستگی دارد. معمولاً نقاطی را که در آنجا روغن نمونه گیری می شود به نقاط اولیه<sup>۱</sup> و ثانویه<sup>۲</sup> تقسیم بندی می کنند.



شکل ۱۰-۲ مکان های نمونه گیری

**۱۰-۸ کمیت های اساسی روغن**

پس از نمونه گیری این نمونه ها در آزمایشگاه های روغن مورد بررسی قرار می گیرند و پارامترهای اساسی روغن را محاسبه و به عنوان نتیجه آنالیز ارائه می دهند. مهمترین پارامترها و کمیت هایی قابل استفاده جهت عیب یابی ماشین آلات در ادامه ذکر شده است.

**۱۰-۸-۱ رنگ**

رنگ روغن در حالت نرمال شفاف می باشد رنگ کدر روغن می تواند بیانگر وجود آب در روغن باشد. همچنین تغییر رنگ روغن ها به سمت قرمز تیره می تواند ناشی از اکسیداسیون یا آلودگی عمده در روغن باشد.

**۱۰-۸-۲ ظاهر**

ناخالصی های معلق در روغن می تواند بیانگر وجود خوردگی در ماشین باشد. همچنین وجود کف و حباب های ریز می تواند بیانگر بهم خوردن زیاد روغن یا کمبود مواد افزودنی ضد کف در روغن باشد، وجود کف و حباب هوا در روغن باعث عدم روانکاری مناسب یاتاقانها میشود.

**۱۰-۸-۳ رایحه**

روغن سالم معمولا یک بوی ملایم دارد. بوی سوخته یا تند می تواند بیانگر اکسیداسیون در روغن باشد.

**۱۰-۸-۴ اسیدیته غیر آلی<sup>۲</sup>**

این آزمایش جهت بررسی وجود اسیدهای معدنی قابل حل در آب انجام می شود.

#### ۱۰-۸-۵ اسیدیته آلی<sup>۱</sup>

این آزمایش جهت بررسی وجود اسیدهای الی غیر قابل حل در آب انجام می شوند وجود این اسیدها می تواند بیانگر اکسیداسیون در روغن باشد.

#### ۱۰-۸-۶ اسیدیته کل

این عدد حاصل جمع اسیدیته الی و غیرالی می باشد و معمولاً با TAN نمایش داده می شود. این عدد بیانگر توانایی یک روغن در انجام واکنش با واکنشگر های پایه می باشد.

#### ۱۰-۸-۷ چگالی نسبی

این آزمایش بیشتر جهت بررسی اصل و تقلبی نبودن روغن مورد استفاده قرار می گیرد.

#### ۱۰-۸-۸ لزجت

لزجت روغن می تواند کاهش یا افزایش پیدا کند زمانی که لزجت بوسیله اکسیداسیون افزایش پیدا کند متعاقباً اسیدیته روغن نیز افزایش پیدا می کند. زمانی که افزایش لزجت بیش از ۵٪ باشد اکسیداسیون محتمل است. همچنین کاهش لزجت می تواند باعث کاهش نقطه احتراق شود.

#### ۱۰-۸-۹ شاخص لزجت

وجود یک شاخص لزجت پایین بیانگر تغییرات زیاد لزجت با تغییر دما می باشد و بالعکس وجود یک شاخص لزجت بالا بیانگر تغییرات اندک لزجت با تغییر دما می باشد.

#### ۱۰-۸-۱۰ تست خوردگی نوار مسی<sup>۲</sup>

این آزمایش یک اندازه گیری کیفی تمایل سیال(روغن) به ایجاد خوردگی در مس خالص می باشد. اجزای مسی در برابر مواد خورنده با پایه سولفور مثل روغن های نفتی به شدت حساس هستند.

#### ۱۰-۸-۱۱ مشخصه های ضدزنگی

روغن ها بویژه روغن های توربین حاوی مقادیری مواد ضدزنگ می باشند این آزمایش نشان می دهد که مقدار این مواد افزودنی مناسب است یا خیر.

#### ۱۰-۸-۱۲ عدد دیمولسیون سازی<sup>۳</sup>

این عدد بیانگر این است که آب با چه سرعتی از روغن جدا خواهد شد. در واقع این عدد مدت

زمان به ثانیه می باشد که در این مدت زمان آب تحت شرایط خاص از روغن جدا می شود این تست در توربین های بخار کاربرد فراوانی دارد.

#### ۱۰-۸-۱۳ تست های اکسیداسیون

این تست ها در واقع مقدار مواد افزودنی آنتی اکسیداسیون را مشخص می کند.

#### ۱۰-۸-۱۴ تست خوردگی پمپ

این تست خاصیت ضدخوردگی یک روغن را نمایش می دهد به این صورت که روغن را بوسیله یک پمپ پره ای با فشار و شرایط استاندارد در یک مدت معین پمپاژ می کنند و سپس مقدار افت وزن قطعات تحت تماس با روغن و کاهش جریان روغن را اندازه گیری می کنند.

#### ۱۰-۸-۱۵ مقدار آزادسازی هوا

این آزمایش نشانگر توانایی روغن در آزاد کردن هوای موجود در خود می باشد.

#### ۱۰-۸-۱۶ سازگاری آب بند

این آزمایش سازگاری روغن های نفتی با لاستیک های نیتریل که از اجزای سازنده بعضی آب بندها می باشد بررسی می کند.

#### ۱۰-۸-۱۷ تست FZG

این آزمایش حداکثر بار در چرخ دنده ها که قابل اعمال به روغن می باشد را مشخص می کند.

#### ۱۰-۸-۱۸ مقدار pH

این آزمایش مشخص می کند که روغن اسیدی خنثی یا قلیایی است این آزمایش بیشتر برای کنترل کیفیت روغن بکار می رود.

#### ۱۰-۸-۱۹ تست Karl Fischer

این آزمایش مقدار آب موجود در روغن را تا حداقل 50 ppm اندازه گیری می کند.

#### ۱۰-۸-۲۰ تست Dean and Stark

این آزمایش مقدار آب موجود در روغن را اندازه گیری می کند.

#### ۱۰-۸-۲۱ مقدار خاکستر

این آزمایش مقدار خاکستر موجود در روغن را مشخص می کند و مقدار را برحسب درصد بیان

می کند.

۱۰-۸-۲۲ مشخصه EP<sup>1</sup>

مواد افزودنی EP یک لایه محافظ روی فلز ایجاد می کنند. این تست مقدار این ماده افزودنی را در روغن و حداکثر بار قابل اعمال به فلز را اندازه گیری می کند.

۱۰-۸-۲۳ TBN<sup>2</sup>

این آزمایش توانایی روغن در خنثی کردن اسیدها را اندازه گیری می کند. هر چه مقدار این عدد بیشتر باشد روغن مقدار بیشتری از اسید را می تواند خنثی کند. حداقل مقدار این عدد نیاستی کمتر از ۳ باشد.

### ۱۰-۹ مقادیر مجاز ناخالصی ها و کمیت های روغن

مقادیر مجاز ناخالصی ها و کمیت های روغن تا حد زیادی به نوع ماشین بستگی دارد. معمولاً این مقادیر توسط سازندگان ماشین آلات و روغن ها ارائه می شود اما مقادیر مجاز در حالت کلی بر اساس تجربیات و آزمایش هایی که توسط سازمان NATIONAL TRIBOLOGY SERVICE برای ماشین های مختلف ارائه شده است. از آنجایی که ما در مورد توربین ها بحث می کنیم مقادیر مجاز در توربین ها در جدول ۱۰-۲ ذکر شده است.

تست آنالیز روغن	مقدار مجاز
اسپکتروسکوپی آهن	15 ppm
اسپکتروسکوپی مس	500 ppm
اسپکتروسکوپی سرب	15 ppm
اسپکتروسکوپی آلومینیوم	15 ppm
اسپکتروسکوپی کروم	15 ppm
اسپکتروسکوپی قلع	15 ppm
اسپکتروسکوپی روی	500 ppm
اسپکتروسکوپی نیکل	15 ppm
کلر	20 ppm
لزجت	+20 to -10% nominal ISO grade
آب	500 ppm max
TAN	1.0 mg KOH/g max

جدول ۱۰-۲ مقادیر مجاز ناخالصی های روغن



### ۱۰-۱۰ آنالیز صوتی

صوت ارتعاش یا موجی است که از یک وسیله قابل ارتجاع متصاعد می‌شود. ماشین‌ها نیز هنگام کار صوتی را ایجاد می‌کنند که در هنگام بروز عیب در قطعات آن این اصوات تغییر می‌کنند با شناخت دقیق کمیت‌های صوت و انواع آن می‌توان این اصوات را آنالیز و در عیب‌یابی قطعات مورد استفاده قرار داد. در ادامه به کمیت‌های مختلف و انواع اصوات می‌پردازیم.

#### ۱۰-۱۰-۱ سرعت صوت

سرعت صوت، فاصله‌ای است که یک موج صوتی در مدت زمان یک ثانیه در یک سیال می‌پیماید. سرعت صوت مشخص می‌کند که این موج در بازه مشخصی از زمان چه مسافتی را طی می‌کند. در هوای خشک و در دمای ۲۰ درجه سانتی‌گراد (۶۸ درجه فارنهایت)، سرعت صوت  $343/2$  متر بر ثانیه است. در دینامیک سیالات، سرعت صوت در یک سیال (گاز یا مایع)، به عنوان یک ابزار حسابگری نسبی خود سرعت استفاده می‌شود. سرعت یک شیء تقسیم بر سرعت صوت در سیال به عنوان عدد ماخ شناخته می‌شود. اشیائی که با سرعت بیشتر از یک ماخ حرکت می‌کنند، در سرعت‌های سوپرسونیک حرکت می‌کنند.

سرعت صوت در یک گاز ایده‌آل، مستقل از فرکانس است و تابعی از ریشه‌ی دوم دمای مطلق است ولی به فشار یا چگالی آن گاز وابسته نیست. برای گازهای مختلف، سرعت صوت به طور معکوس به ریشه دوم میانگین جرم مولکولی گاز بستگی دارد. در گفتگوهای مرسوم روزمره، منظور از سرعت صوت، سرعت موج صوتی در سیال هوا است. با این حال، سرعت صوت از یک ماده به ماده‌ی دیگر متفاوت است. صوت در مایعات و جامدات نامتخلخل سریع‌تر از هوا، حرکت می‌کند. می‌توان گفت سرعت صوت در آب حدود  $4/3$  برابر ( $1484$  متر بر ثانیه)، و در آهن تقریباً  $15$  برابر ( $5120$  متر بر ثانیه) سرعت آن در هوای ۲۰ درجه سانتی‌گراد است. سرعت صوت در فلزات و جامدات، مایعات، هوای آزاد بیشتر است. صوت از محیط‌هایی که مادی نیستند (در آنجا ماده وجود ندارد) نمی‌تواند عبور کند.

#### ۱۰-۱۰-۲ شدت صوت

دسی‌بل، یک واحد لگاریتمی برای بیان نسبت یک کمیت فیزیکی (معمولاً توان یا شدت) به یک مقدار مرجع مشخص است. مقدار دسی‌بل یک کمیت، ۱۰ برابر لگاریتم در پایه ۱۰ نسبت مقدار واقعی آن به مقدار مرجع است. از آنجا که دسی‌بل نسبت دو کمیت فیزیکی با یکدیگر

یکسان است، بی بعد است. یک دسی بل، یک دهم یک بل است ولی بل به ندرت مورد استفاده قرار می گیرد و معمولاً از دسی بل استفاده می شود.

### ۱۰-۱-۳ سایر کمیت ها

در آنالیز امواج صوتی نیز کمیت هایی چون فرکانس، فاز، طیف و غیره وجود دارد اما از آنجا که این مسائل را در لرزش سنجی تعریف کردیم از تعریف مجدد آن صرف نظر می کنیم.

### ۱۰-۱-۴ دسته بندی صوت بر اساس شنوایی انسان

عمومی ترین تقسیم بندی صوت بر اساس حس شنوایی انسان می باشد بر این اساس صوت را در سه ناحیه تقسیم بندی می کنیم که عبارتند از:

مادون صوت<sup>۱</sup>

صوتی که دارای فرکانس زیر حد پایین فرکانس شنوایی انسان (حدود ۲۰ هرتز) هستند.

صوت<sup>۲</sup>

بازه فرکانسی شنوایی افراد متفاوت است و با بالا رفتن سن این بازه کاهش می یابد، ولی معمولاً پائین ترین فرکانس ۲۰ هرتز و بالاترین فرکانس شنوایی انسان حدود ۲۰ و یا ۲۵ کیلو هرتز در نظر گرفته می شود.

فراصوت<sup>۳</sup>

به امواج صوتی گفته می شود که دارای فرکانسی بیشتر از بازه فرکانسی شنوایی انسان هستند. با توجه به رنج فرکانسی تحلیل، آنالیز صوتی در موضوع مراقبت وضعیت را در دو بخش آنالیز فراصوت و آنالیز صوت انجام می دهیم که البته با توجه به عیوب مورد نظر و در برخی موارد، ریشه های مشترک دارند.

### ۱۰-۱۱ آنالیز صوت

علاوه بر امواج فراصوتی، امواج صوتی نیز از تجهیزات در حال کار در محیط منتشر می شود. برخی از اشکالات و عیوب در ماشین آلات و تجهیزات، منجر به ایجاد امواج صوتی می شوند. این امواج از طریق جسم جامد و هوا منتشر می شوند. امواج منتشر شده به کمک دستگاه و حسگرهای مناسب، تشخیص داده شده و با تحلیل ویژگیهای آنها، نوع عیب قابل شناسایی است. منظور از آنالیز صوت در مباحث پایش و عیب یابی تجهیزات دوار، مطالعه امواج صوتی منتشر شده توسط ماشین آلات می باشد مورد مطالعه قرار می گیرد.

طیف فرکانسی صدا با کمک یک میکروفون و دستگاه تحلیل گر قابل مشاهده است که از جهات بسیاری شبیه طیف ارتعاشات خواهد بود، زیرا با مکانیزم مشابهی ایجاد می شوند. ابتدایی ترین ابزار برای عیب یابی از طریق صدا، قدرت شنوایی انسان است. زیرا گوش انسان قادر به تشخیص الگوهای پیچیده صوت و تفکیک آنها از یکدیگر و نیز ربط دادن آن به انواع خرابی است. برای شنیدن بهتر می توان از گوشیهایی کوچک صدا استفاده کرد.

### ۱۰-۱۲ آنالیز فراصوت

برخی از اشکالات و عیوب، منجر به ایجاد امواج فراصوت و پخش آنها می شوند. با در نظر گرفتن محیط واسط، به طور کلی دو نوع موج فراصوت داریم:

- امواج منتشر شده توسط اسکلت تجهیزات<sup>۱</sup>
- امواج منتشر شده توسط هوا<sup>۲</sup>

که هر دو نوع آن به کمک دستگاه دریافت کننده فراصوت انواع حسگرهای موجود، تشخیص داده شده و با تحلیل ویژگیهای آنها، نوع عیب قابل شناسایی است. همچنین با توجه به شدت امواج، محل عیب با دقت قابل ملاحظه ای تعیین می گردد. زیرا به علت وجود میرایی دور شدن از منبع اصلی، امواج فراصوت به سرعت میرا می شوند.

در ادامه برخی از عیوبی که از طریق تحلیل امواج آلتراسونیک قابل شناسایی هستند، مورد بررسی قرار می گیرد.

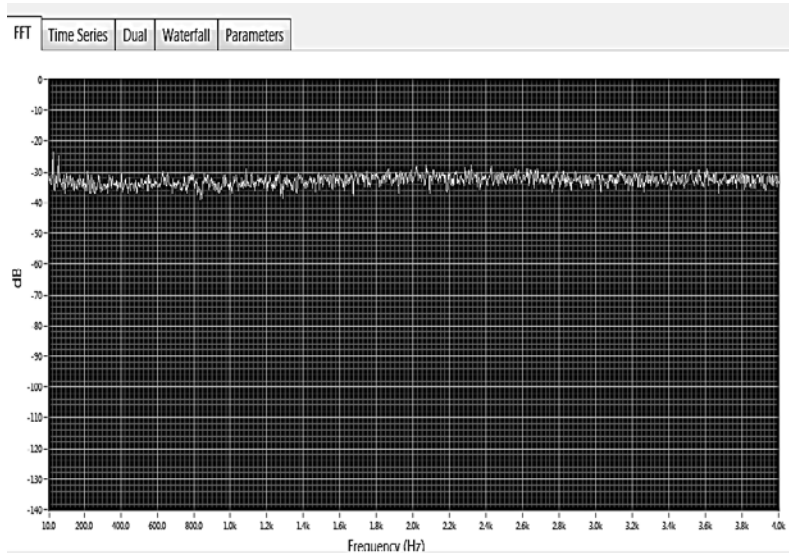
### ۱۰-۱۳ دستگاه ها و دکتورهای آلتراسونیک<sup>۳</sup>

شایان ذکر است برای کشف کردن و یا به عبارت دیگر دریافت امواج آلتراسونیک از منبع ایجاد، نیاز به استفاده از انواع دکتورهای موجود به همراه دستگاه آنالایزر مربوطه است. دستگاه آنالایزر آلتراسونیک عملیات دریافت سیگنال و تبدیل فرکانسی آن به حیطه شنوایی انسان را انجام می دهد. لذا می توان امواج تبدیل یافته را به کمک گوشی شنید و تفسیر امواج دریافتی نیز توسط پراتور دستگاه صورت می پذیرد.

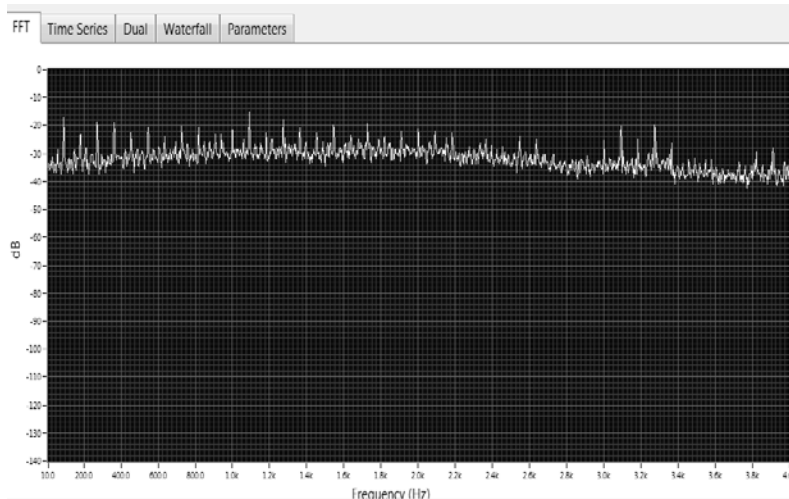
### ۱۰-۱۴ تشخیص خرابی یاتاقان ها

تشخیص عیوب یاتاقانها از بوسیله دستگاه های آنالیزور کاربرد فراوانی دارد. عیوبی مثل خستگی در قطعات یاتاقان، وجود خوردگی در رینگ ها و تشخیص وضعیت روانکار را براحتی می توان تشخیص داد. در شکل ۱۰-۳ طیف صدای یک یاتاقان با شرایط نرمال و سالم نمایش داده شده است همانگونه که مشاهده می شود در طیف حاصل از آنالیز صوت و فراصوت این یاتاقان در تمامی فرکانس ها مقدار دامنه در حد استاندارد وجود دارد. اما در شکل ۱۰-۴ طیف

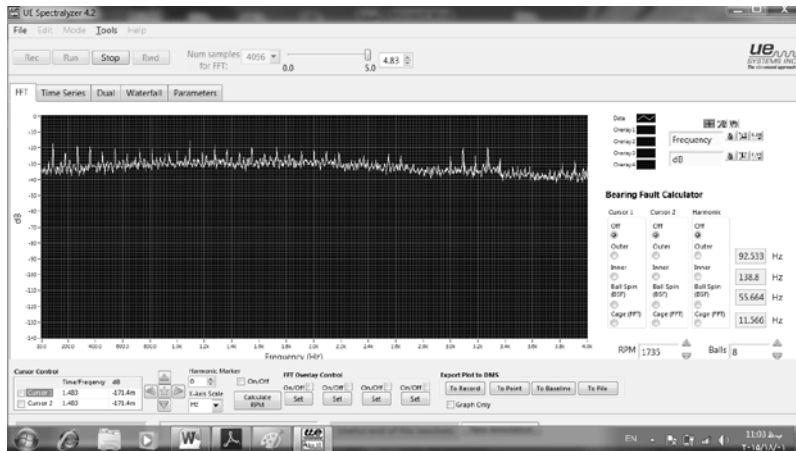
صدای یک یاتاقان خراب نمایش داده شده است. همانگونه که مشاهده می شود یاتاقان در یک سری هارمونیک های خاص خود صداهایی با دامنه بالاتر ایجاد می کند. برای دریافت اینکه کدام قسمت از یاتاقان این دامنه های غیر معمول را تولید کرده بایستی فرکانس های مربوط به اجزای مختلف یاتاقان را همانطور که در قسمت لرزش سنجی توضیح داده شد محاسبه و وارد برنامه های آنالیزور صدا (شکل ۱۰-۵) وارد کرد تا منشا صدا مشخص شود.



شکل ۱۰-۳ طیف یاتاقان سالم



شکل ۱۰-۴ طیف یاتاقان معیوب



شکل ۱۰-۵ محیط یک نرم افزار آنالیز صوت

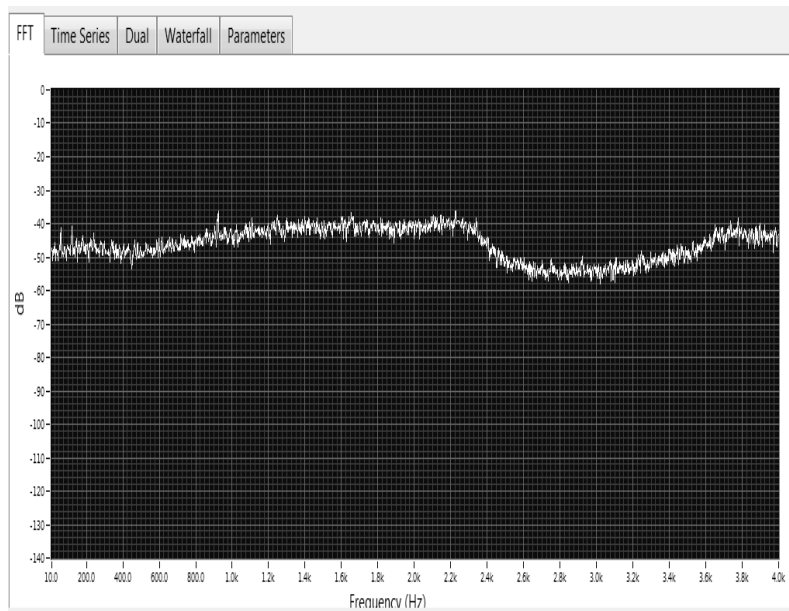
تشخیص بسیاری عیوب بوسیله آنالیز اصوات نیازمند تجربه و ذخیره صدای ماشین ها در زمان راه اندازی و کارکرد صحیح در دوره های زمانی مختلف و مقایسه این اصوات می باشد. همچنین از امواج اولترا صوت تولید شده توسط یاتاقان ها می توان برای تشخیص مقدار مناسب روانکار در یاتاقان ها استفاده نمود این آنالیزور ها به صورت اختصاصی جهت تشخیص این امر ساخته شده و کنار انواع مختلف گریس پمپ ها قابل نصب می باشد ای آنالیزورها فقط تشخیص می دهند که مقدار گریس موجود در یاتاقان به مقدار کافی است یا خیر.



شکل ۱۰-۶ آنالیزور صوتی گریس

### ۱۰-۱۵ تشخیص مکان نشستی

هنگام نشستن یک سیال از یک مکان سیال از یک محل پرفشار وارد یک محل کم فشار می شود و یک جریان متلاطم ایجاد می شود که یک محدوده صوتی وسیع تولید می کند. بوسیله دستگاه های آنالیزور صدا از این اصوات می توان جهت یافتن منشا نشستی ها بویژه برای سیالاتی مثل بخار آب و هوا می توان استفاده کرد. هزینه های نشستی های بخار برای کارخانجات بسیار زیاد می باشد. در شکل ۱۰-۷ یک نمونه شکل موج ایجاد شده توسط یک آنالیزور صدا که در جستجوی یک نشستی می باشد نمایش داده شده است. امواج صوتی فرکانس بالا دارای طول موج بسیار کوتاهی هستند همانگونه که طیف صدا مشاهده می شود هر چه به منبع تولید صدا نزدیکتر می شویم فرکانس صدای حاصل از نشستی بیشتر می شود در واقع ما برای یافتن مکان دقیق نشستی به جستجوی مکانی که صدای نشستی بیشترین فرکانس را دارد می پردازیم.



شکل ۱۰-۷ طیف حاصل از صدای نشستی

### ۱۰-۱۶ ترموگرافی<sup>۱</sup>

ترموگرافی کاربردهای فراوانی دارد اما یکی از پر طرفدار ترین کاربردهای آن استفاده به عنوان یک تکنیک پایش وضعیت در تشخیص زود هنگام عیوب تجهیزات مختلف است. اصول کار این روش ساده است و براین اساس بنیانگزاری شده است که اجزاء یک سیستم ، هنگامی که به طرز صحیح کار نکنند ، باعث افزایش دما می شوند.

توزیع دما در سطح تجهیزات مکانیکی وقتی این تجهیزات در شرایط ایده آل کار می کنند دارای امضای حرارتی خاص است که با تغییر آن می توان به وجود عیب در تجهیز مظنون شد. نوع الگوی حرارتی در صورت تفسیر درست حتی می تواند نوع و علت عیب را مشخص کند. یک روش ساده این است که اندازه گیری توزیع دما در سطح ماشین آلات در حین کار انجام شود و با توزیع دمایی آن ماشین در حالت کارکرد سالم (که از مستندات و کاتالوگهای مربوط به ماشین و یا از روی تجربه بدست می آید) به وجود عیب پی برد. جدیدترین ابزارهای ترموگرافی مورد استفاده در بازرسی ماشین آلات و تجهیزات حین کار دماسنج های مادون قرمز و دوربین های مادون قرمز، که مکانیزم عملکرد هر دو استفاده از طیف مادون قرمز گسیل شده از جسم هدف برای اندازه گیری دمای سطح آن جسم می باشد. با استفاده از این ابزارها، نیازی به تماس فیزیکی با ماشین نیست و می توان اندازه گیری ها را در شرایط کامل عملیاتی انجام داد و از کاهش تولید یا از کار افتادن دستگاه ها جلوگیری نمود. در گذشته نه چندان دور از دماسنج های مادون قرمز که به خاطر داشتن یک پوینتر لیزر به ترمومتر لیزری نیز معروف بودند برای این اندازه گیری ها استفاده می شد. امروزه خرید یک دوربین ترموگرافی با توجه به مزایای بسیار آن اقتصادی است.

### ۱۰-۱۶-۱ دما سنج های مادون قرمز<sup>۱</sup>

از این ابزار با توجه به کار آیی عمومی آن، در صنایع مختلف و در زمینه های مختلف استفاده می شود و یکی از کاربردهای آن در بازرسی فنی ماشین آلات است. از جمله کاربردهای دیگر این وسیله عبارتند از:

- اندازه گیری دمای قطعات در حین فرآیندها
- اندازه گیری دمای قطعات داخل کوره
- اندازه گیری دمای ذوب و...

یکی از مشخصات فنی مهم این ابزار، «میدان دید» آن است. میدان دید از اهمیت ویژه ای در صحت و دقت اندازه گیری برخوردار است. درجه حرارتی که ترمومتر غیر تماسی به نمایش می گذارد، از تبدیل انرژی مادون قرمزی که ترمومتر دریافت می کند، بدست می آید. لذا این درجه حرارت متوسط درجه حرارت هر آن چیزی است که در میدان دید ترمومتر قرار دارد. این یک نکته مهم است که توسط بسیاری از کاربران این نوع تجهیزات مورد توجه قرار نمی گیرد.

بسیار دیده شده که شخصی با در دست داشتن یک ترمومتر لیزری یا مادون قرمز مقرر ای را در فاصله دور نشانه روی کرده و به استناد این که پوینتر لیزر روی آن قرار دارد نسبت به قرائت و ثبت عدد دمای ماشین اقدام می کند. در این حالت بازرس بیش از ۹۰٪ دمای آسمان را که منفی است ثبت می کند و لذا عیبی مشاهده نمی شود. اصولا در استفاده از این نوع از تجهیزات باید تمامی نواحی سوژه مورد نظر که دمای آن باید اندازه گیری شود میدان دید دماسنج یا ترمومتر را پر کند در غیر این صورت نتایج به یقین غلط است. برای پر شدن میدان دید با توجه به زاویه داده شده در بروشور این دماسنج ها باید فاصله را محاسبه و اندازه گیری در فاصله ای کمتر از آن انجام شود.

### ۱۰-۱۶-۲ دوربینهای مادون قرمز<sup>۱</sup>

این وسیله مفید و کارآمد تجهیزاتی است که انرژی حرارتی منتشر شده از اجسام را جمع آوری و آن را به یک تصویر رنگی با کیفیت تبدیل می کند. معمولا این تصاویر قابل انتقال به کامپیوتر بوده و توسط نرم افزار های خاص امکان انجام برخی تحلیل ها بر روی آن ها وجود دارد. اجزای معمول در یک دوربین ترموگرافی به شرح زیر است :

- واحد اسکنر ، شامل یک آینه دوار ، لنز ، فیلتر ها ، قسمت آشکارساز و ...
- واحد پردازش
- واحد کنترل
- صفحه نمایش
- باتری ، پورت خروجی و ...

یکی از نکات مهمی که رعایت آن برای دستیابی دمای واقعی در دماسنج های مادون قرمز و توزیع دمایی صحیح در عکسهای بدست آمده از دوربینهای مادون قرمز، اهمیت زیادی دارد ، تنظیم صحیح پارامتر ضریب تابش سطح مورد اندازه گیری است.

### ۱۰-۱۶-۳ ضریب تابش<sup>۲</sup>

یکی از نکات مهمی که رعایت آن برای دستیابی به دمای واقعی در ترمومترهای مادون قرمز اهمیت زیادی دارد، تنظیم صحیح پارامتر ضریب تابش سطح مورد اندازه گیری است. ضریب تابش مربوط به یک جسم عبارتند از، نسبت توان تابشی گسیل شده توسط آن جسم در دمای مورد نظر به تابش جسم سیاه ایده آل در همان دما که عددی کوچکتر از یک است . این



ضریب به کیفیت جسم و پارامترهای سطح بستگی دارد. ممکن است مواد مختلف با ضریب تابش های مختلف در یک محیط کنارهم باشند که بازرسی ترموگرافی باید این مسئله را مدنظر قرار دهد این بدان معنی است که با یک ضریب تابش نمی توان عدد صحیح دمای تمامی تجهیزات را به دست آورد. چنانچه در تصویری که می خواهیم تهیه کنیم ، چند جسم با ضریب صدور متفاوت وجود داشت برای انجام یک تصویر برداری گرمایی موفق ، استفاده از یک پوشش مثل رنگ کدر یا نوار چسبهای کدر برای کلیه این اجسام می تواند راه حلی عملی باشد. در غیر این صورت چون معمولاً در این تجهیزات امکان تنظیم ضریب تابش وجود دارد، می توان برای دستیابی به توزیع دمایی واقعی تر، ضریب تابش سطح هدف را به تجهیز معرفی نمود.

#### ۱۰-۱۶-۴ ترموگرافی در بازرسی تجهیزات مکانیکی

وجود عیوبی مختلف مانند نامحوری ، سایش بیش از حد ، مشکل روانکاری و غیره می تواند باعث افزایش دمای ماشین آلات دوار مکانیکی شود. با توجه به الگوی حرارتی تشکیل شده می توان حتی به دقت در برخی موارد علت این افزایش حرارت را مشخص کرد و یا حدس های خوبی را مطرح نمود که با کمک سایر روش های پایش وضعیت می تواند به عیب یابی تجهیز منجر شود . اندازه گیری دمای بدنه موتورهای الکتریکی و یاتاقان های آن و نیز تسمه نقاله ها یکی از پر کاربرد ترین کاربردهای ترموگرافی در تجهیزات مکانیکی است .

#### ۱۰-۱۷ مانیتورینگ عملکرد<sup>۱</sup>

آنالیز کارایی یکی از تکنیکهای مهم مانیتورینگ و پایش وضعیت است که برای انواع مختلف ماشین آلات و به ویژه تجهیزاتی که در واحدهای فرآیندی به کار می روند، کاربرد دارد. جمع آوری اطلاعات اولیه (مانند دبی، دما، فشار و ...) به کمک انواع گیج ها، نشانگرها، حسگرها و ترانسسمیترها صورت می پذیرد. برخی از این وسایل اندازه گیری دارای نشان دهنده در محل هستند و اطلاعات برخی دیگر از طریق سیستم کنترل مرکزی قابل دستیابی است. پارامترهای بیان کننده کارایی ماشین (نظیر راندمان، هد تولیدی و ...) به کمک فرمولها و روابط ریاضی و بر اساس اطلاعات اولیه محاسبه می شوند. با متمایل کردن مقادیر پارامترهای بیان کننده کارایی ماشین در طول عمر آن، هرگونه انحراف از وضعیت نرمال مشخص شده و می توان با انجام اقدام اصلاحی، وضعیت را نرمال نمود. این تکنیک به ویژه برای توربینها، پمپها، فنها، مبدلهای حرارتی، بویلرها و ... از اهمیت خاصی برخوردار است.



## شناسایی عیوب در تعمیرات اساسی

### ۱-۱۱ منشا یابی عیوب

همیشه نمی توان همه عیوب ماشین را در حال سرویس ماشین برطرف کرد. گاهی اوقات بعضی عیوب باعث ایجاد صدمه و توقف کارکرد ماشین می شود که در این حالت ناچاراً بایستی ماشین را باز و اقدام به تعمیر و تعویض قطعات آسیب دیده کرد. شخص یا اشخاصی که در مرحله اول اقدام به باز کردن ماشین می کنند بایستی افرادی با تخصص و هوشیار در امر شناسایی منشا پیدایش عیب باشند از اینرو با شناسایی منشا عیب از عوامل پیدایش این منشا در آینده جلوگیری می شود تا از تکرار این اتفاقات تا جای ممکن پیشگیری شود. شناسایی و مستند کردن منشا عیوب دارای مراحل اصلی زیر می باشد.

#### ۱-۱-۱۱ بررسی اولیه چشمی

در این مرحله بایستی کلیه حالت های خاص و غیر معمول قطعات آسیب دیده را در نظر گرفت و از اظهار نظر سریع خودداری کرد و شخص تمام هوشیاری خود را صرف شناسایی شرایط غیر معمول قطعه آسیب دیده کند.

#### ۱-۱-۱۱-۲ تصویربرداری از قطعات آسیب دیده

با عکس برداری از قطعات آسیب دیده ما می توانیم بسیاری از عیوب موجود در قطعه که با چشم انسان غیرقابل شناسایی هستند را شناسایی کنیم. همچنین این امر جهت مستند سازی عیوب و مقایسه در آینده به کار می آید.

#### ۱-۱-۱۱-۳ انجام آنالیزهای آزمایشگاهی

در این مرحله بایستی مواد زائد و اضافی مشکوک در قطعات را جهت شناسایی به آزمایشگاه ارسال کنیم. به عنوان مثال هر گونه مواد اضافی موجود در بایت یا تاقان ها یا رسوبات موجود در آب بندها را بایستی آنالیز کنیم.

#### ۱-۱-۱۱-۴ آزمایشات ماکروسکوپی

اغلب مواقع انجام این آزمایشات جهت بررسی بیشتر و ریزبینانه تر ماشین لازم است. همچنین این آزمایشات جهت به یقین رسیدن منشا عیوب نیز مفید هستند.

#### ۱-۱-۱۱-۵ جمع آوری اطلاعات بهره برداری پیش از توقف ماشین

این مرحله در شناسایی منشا عیب بسیار حائز اهمیت می باشد. مهمترین اطلاعاتی که در این مرحله بایستی جمع آوری کنیم عبارتند از:

- دمای یاتاقان ها
- سطوح لرزش ماشین
- دمای روغن
- فشار روغن
- دما و فشار بخار در ورود و خروج از توربین های بخار
- دما و فشار سایر سیالات مورد استفاده در ماشین
- هرگونه کمیت دیگر که حائز اهمیت باشد.

#### ۱۱-۱-۶ بازسازی مراحل پیدایش عیب

پس از اینکه کلیه مدارک و شواهد جمع آوری و بازبینی شد بایستی مراحل پیدایش عیب بازسازی و سناریوهای ممکن پیدایش عیب تعریف شود تا با بررسی و نتیجه گیری های منطقی سناریوی اصلی را تشخیص دهیم. در این مرحله بایستی کلیه مراحل را با آزمایشات و اطلاعات گردآوری شده قبلی منطبق کرد. پیش از اعلام نظر قطعی بایستی نتایج به دست آمده را با اشخاصی که با ماشین سر و کار دارند مثل پرسنل بهره برداری و پایش وضعیت در میان گذاشت و نظر آنها را نیز جویا شد.

#### ۱۱-۱-۷ اصلاحات

این مرحله مهمترین قسمت کار می باشد در این مرحله علت اصلی عیب بوجود آمده شناسایی شده و حال بایستی با اعمال تغییرات ممکن در ماشین یا اجزای جانبی یا اجرای دستورالعمل های بهره برداری از بوجود آمدن دوباره این عیب پیشگیری کنیم یا به عبارت دیگر منشا عیب را حذف کنیم. تمام هدف ما از شناسایی منشا عیب اجرای همین مرحله اصلاحات می باشد.

#### ۱۱-۱-۸ گزارش نویسی نهایی

در نهایت بایستی از کل فرآیند شناسایی عیب و اصلاحات انجام شده یک گزارش مکتوب تهیه شود تا در مراحل بعدی توقف ماشین قابل دستیابی و مطالعه باشد. در گزارش نهایی بایستی موارد زیر لحاظ شود:

- شرح عیب و شرایط بهره برداری پیش از وقوع توقف ماشین و زمان وقوع توقف
- تصاویر و نقشه ها بی که شرح عیب کمک کند.
- اطلاعات قبلی که به وقوع عیب ارتباط داشته باشد.

- خلاصه ای از اطلاعات متالوژیک و آنالیزهای آزمایشگاهی که یافتن علت وقوع عیب کمک کرده باشد.
- خلاصه ای از مکانیزم وقوع عیب
- نتیجه گیری نهایی و اصلاحات

### علل توقف کارکرد توربین های بخار

توربین های بخار ماشین هایی هستند که در هر واحد تولیدی نقش اساسی را در تولید ایفا می کنند بطوریکه در بعضی واحدهای تولیدی عدم سرویس دهی آنها به منزله عدم تولید واحد می باشد از اینرو منشا یابی عیوب جهت پیشگیری از وقوع مجدد بسیار حائز اهمیت می باشد. ماشین ها بلافاصله پس از وقوع عیب متوقف نمی شوند بلکه این عیوب شروع به ایجاد تخریب در قطعات ماشین می کنند هر چه سرعت این تخریب بیشتر باشد زمان توقف ماشین زودتر فرا می رسد مهمترین تخریب هایی که در قطعات توربین های بخار مشاهده می شود به سه حالت می باشند:

- خوردگی
- خستگی
- خزش

ابتدا این موارد را به صورت کلی بررسی می کنیم سپس تاثیرپذیری اجزای مختلف توربین های بخار از این عوامل را بررسی می کنیم.

### ۱۱-۲ خوردگی

یکی از کهن ترین آثار خوردگی مربوط به دیوار آهنی قفقاز است که به فرمان کورش هخامنشی ساخته شد و بدستور وی روی آن را با مس پوشش دادند. آغاز پژوهش بگونه امروزی در انگلستان پس از غرق شدن کشتی جنگی HMS Alarm در سال ۱۷۶۱ میلادی بود. پس از آن ورقه های مسی به بدنه کشتی ها وصل می شد اما پس از چندی دیده شد که این ورقه ها در جاهایی که میخ های فولادی آنها را نگه داشته بود، خورده شده اند.

### سرعت خوردگی

سرعت خوردگی (icorr) را با مقدار الکترون تولیدی بر یکای زمان (آمپر ا) می توان سنجید. اما از آنجا که اثر سطح را باید در نظر داشت، بایستی عدد بدست آمده بر یکای سطح بخش گردد.

سرعت خوردگی بطور معمول بصورت میل در سال (mpy) بیان می شود:

$$mpy = \frac{534W}{DAT}$$

که در آن W، کاهش وزن بر حسب میلی گرم، D چگالی نمونه بر یکای گرم بر سانتی متر مکعب، A مساحت نمونه بر حسب اینچ مربع و T زمان خوردگی بر یکای ساعت است.

#### انواع خوردگی

انواع خوردگی را به روش های مختلفی طبقه بندی می کنند. دسته بندی که در ذیل آمده است بر اساس ظاهر و شکل فلز خورده شده می باشد. از این رو تنها با مشاهده فلز خورده شده می توان نوع خوردگی را مشخص نمود. برای تشخیص نوع خوردگی در اکثر موارد چشم غیر مسلح کفایت، اما در بعضی موارد نیز استفاده از ذره بین یا میکروسکوپ های با بزرگنمایی کم می تواند مفید باشد.

بر اساس ظاهر ماده، خوردگی را به ۶ دسته اصلی تقسیم بندی می کنند:

- خوردگی یکنواخت یا سراسری
- خوردگی گالوانیکی یا دو فلزی
- خوردگی موضعی
- جدایش انتخابی
- خوردگی سایشی
- خوردگی تنش

#### ۱۱-۲-۱ خوردگی یکنواخت<sup>۱</sup>

خوردگی یکنواخت معمول ترین نوع خوردگی است که در بین مواد رخ می دهد. فرآیندهای خوردگی یکنواخت بسیاری از پدیده های خوردگی را در ارتباط با علم و مهندسی خوردگی بر می گیرد. این خوردگی توسط یک واکنش شیمیایی یا الکتروشیمیایی که بطور یکنواخت در سراسر سطحی که در تماس با محلول خورنده قرار دارد، دیده می شود و هیچ مکانی به مکان دیگر ارجح نمی باشد، مانند زنگ زدن فولاد. فلز مورد نظر نازک و نازک تر شده و در پایان کاملاً فلز و یا تجهیزات مورد نظر از بین رفته و تخریب می شود. مانند خورده شدن قطعه فولادی یا روی در محلول اسید سولفوریک. این خوردگی را می توان با انتخاب مواد و پوشش مناسب،

ممانعت کننده ها و یا با استفاده از حفاظت کاتدی متوقف یا کم کرد.



شکل ۱۱-۱ خوردگی یکنواخت

### ۱۱-۲-۲ خوردگی گالوانیکی<sup>۱</sup>



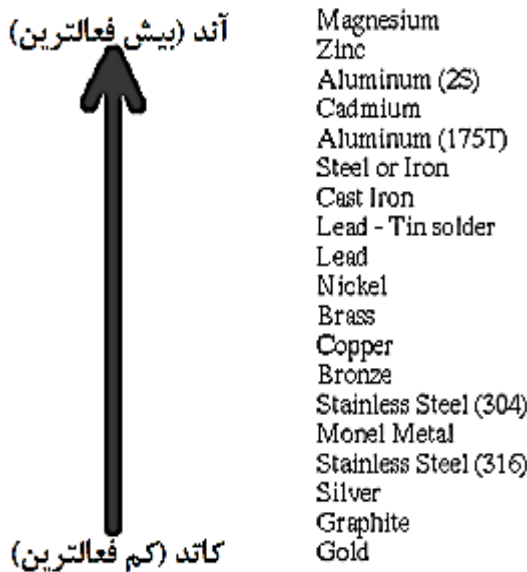
شکل ۱۱-۲ خوردگی گالوانیکی

خوردگی گالوانیکی از نوع خوردگی الکتروشیمیایی می باشد. زمانی که دو فلز غیر همجنس در تماس با یکدیگر و در یک محیط هادی یا خورنده قرار بگیرند، اختلاف پتانسیل

1-galvanic corrosion



بین آن دو موجب برقراری جریان الکترون بین آنها می شود. در مقایسه با حالتی که این دو فلز در تماس یکدیگر نیستند، خوردگی فلزی که مقاومت کمتری دارد، افزایش یافته و برعکس، خوردگی فلز مقاوم تر، کاهش می یابد. از نظر خوردگی در کوپل گالوانیکی، فلز مقاوم تر کاتدی شده و فلز با مقاومت کمتر، آندی می شود. فلز کاتدی معمولا یا خورده نمی شود یا خیلی کم دچار خوردگی می شود. سری گالوانیکی فلزات را بر اساس تمایلشان به خوردگی طبقه بندی می نماید. سری گالوانیک به منظور تعیین وقوع خوردگی گالوانیک یا قدرت آن بکار می رود



شکل ۱۱-۳ قابلیت خوردگی گالوانیکی فلزات

سه شرط اساسی وقوع خوردگی گالوانیکی که اگر هر یک از شرایط فوق موجود نباشد، خوردگی گالوانیکی رخ نمی دهد عبارتند از:

- وجود دو فلز ناهمسان از لحاظ الکتروشیمیایی
- وجود مسیر هدایت الکتریکی بین دو فلز
- وجود مسیر هادی برای آنیون های فلزی جهت حرکت از فلز آندتر به فلز کاتدتر

عوامل موثر بر خوردگی گالوانیکی به شرح زیر می باشد.

نیروی الکتروموتوری<sup>۱</sup> (EMF)

پتانسیل بین فلز در تماس با محلول حاوی تقریبا یک اتم گرم یون فلز مربوطه، در یک درجه حرارت ثابت اندازه گیری شده و در جدول نیروی الکتروموتوری ثبت می شود. در این جدول

1-electromotoric force

ترتیب قرار گرفتن فلزات مختلف نسبت به یکدیگر نشان داده می شود که برای سادگی، کلیه پتانسیل ها نسبت به یک الکتروود مرجع ( $H_2/H^+$ ) که به دلخواه صفر در نظر گرفته میشود، سنجیده می شود. سری گالوانیکی تمایل نسبی به خوردگی را نشان می دهد در حالی که سری الکتروموتوری تمایل به جابجایی را نشان می دهد. سری گالوانیکی برای عناصر و آلیاژها به کار می رود درحالیکه سری الکتروموتوری تنها برای عناصر استفاده می شود.

#### محیط

خوردگی محیط نیز تاثیر بسیار زیادی بر شدت خوردگی گالوانیکی دارد. عموماً فلزی که مقاومت کمتری نسبت به محیط دارد، آند می شود و گاهی هم پتانسیل یک زوج گالوانیکی در یک محیط عکس می شود. به عنوان مثال؛ در کوپل فولاد و روی، فولاد حفظ شده و روی خورده می شود اما در موارد خاصی مانند دیگ های آب گرم خانگی در درجه حرارت های بالاتر از ۱۸۰ درجه فارنهایت، این حالت برعکس شده و فولاد آندی می شود.

#### اثر فاصله دو الکتروود

خوردگی گالوانیکی، معمولاً در نزدیکی محل اتصال دو فلز شدیدتر بوده و با دور شدن از آن، خوردگی کم تر می شود. فاصله متاثر از خوردگی بسته به مقاومت محلول دارد.

#### اثر سطح

یکی از مهم ترین عوامل موثر در خوردگی گالوانیکی، اثر سطح یا نسبت سطح کاتد به سطح آند می باشد. نسبت سطحی نامناسب مشتمل بر کاتد بزرگ و آند کوچک است؛ برای یک مقدار مشخص جریان در کوپل، چگالی جریان برای الکتروود کوچکتر، بزرگ تر از چگالی جریان الکتروود بزرگتر است. هرچه چگالی جریان در یک منطقه آندی بزرگتر باشد، سرعت خوردگی بیشتر است.

### ۱۱-۲-۳ خوردگی موضعی<sup>۱</sup>

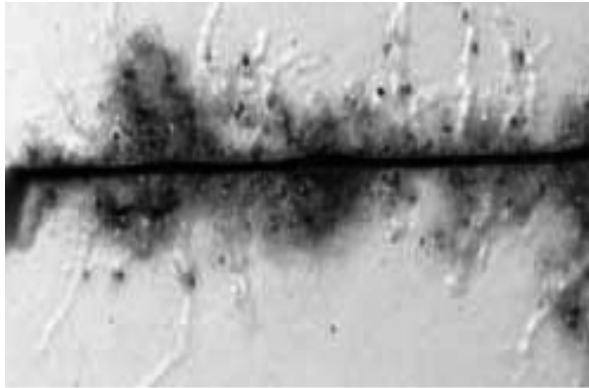
خوردگی موضعی به شکل رخداد خوردگی در موقعیت های مجزا در ماده بیان می شود که خود به چهار دسته تقسیم می شود:

- حفره دار شدن
- شیاری
- رشته ای

• بین دانه ای

### ۱۱-۲-۳-۱ خوردگی شیاری<sup>۱</sup>

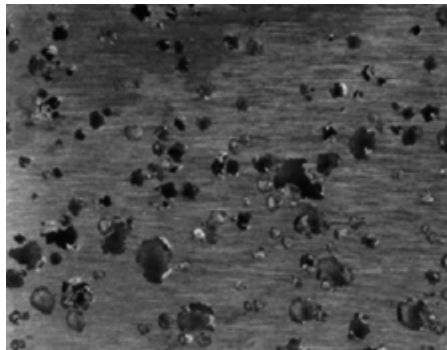
خوردگی شیاری اکثرا در شیارها و مناطقی از سطح فلز که حالت مرده دارند و در معرض محیط خورنده قرار دارند، رخ می دهد. معمولا با مقادیر کمی از محلول یا مایع که در اثر وجود شیار حالت سکون و مرده را پیدا کرده است، همراه است. این شیار هم باید به اندازه کافی باز باشد تا مایع بتواند داخل آن شود و هم آنقدر باریک باشد تا یک منطقه ساکن به وجود آورد. عوامل محیطی مانند رسوب ها و محصولات خوردگی به عنوان سدی عمل کرده که در زیر آن ها، محلول به حالت ساکن در می آید. تماس بین سطوح فلزی و غیر فلزی نیز می تواند باعث خوردگی شیاری شود که در مورد بعضی واشرها دیده شده است. واشرهایی از جنس چوب، پلاستیک، لاستیک، شیشه، بتن، آزبست، موم و پارچه می توانند موجب این خوردگی شود. شماتیک این نوع خوردگی در شکل زیر نشان داده شده است.



شکل ۱۱-۴ خوردگی شیاری

برای جلوگیری از خوردگی شیاری راهکارهای زیر توصیه شده است.

- استفاده از جوشکاری به جای پیچ و مهره و پرچکاری
- پوشاندن شیارها در محل روی هم قرار گرفتن دو فلز با استفاده از جوشکاری مداوم یا لحیم کاری
- طراحی مناسب مخازن و تانک ها به نحوی که پس از تخلیه، هیچگونه مایعی در داخل آنها باقی نماند
- بازرسی مداوم و منظم و تمیز کردن رسوب های موجود
- استفاده از واشرهای جامد که جاذب رطوبت نباشند.

۱۱-۲-۳-۲ حفره دار شدن<sup>۱</sup>

شکل ۱۱-۵ خوردگی حفره ای

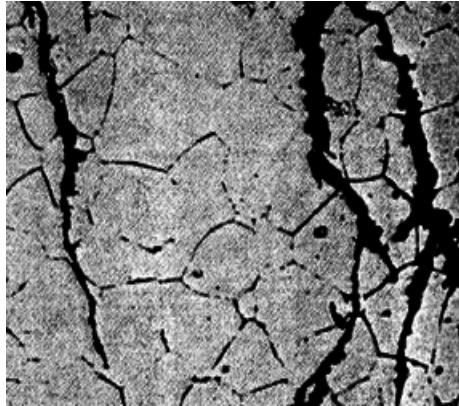
حفره دار شدن یکی از مخرب ترین انواع خوردگی و شدیدترین نوع خوردگی موضعی می باشد. این پدیده باعث سوراخ شدن فلز می شود. این حفره های ایجاد شده می تواند اندازه های مختلفی داشته باشد ولی در بیشتر موارد، قطر آنها کوچک است. گاهی حفره ها کاملا از هم مجزا بوده و گاهی هم بسیار نزدیک هم بطوریکه سطح زبری به وجود می آورند. حفره دار شدن در اثر یک واکنش آندی منحصر به فرد بوده و اتوکاتالیک است. یعنی واکنش های خوردگی در داخل حفره، شرایطی را ایجاد می کنند که محرک ادامه خودشان هستند. این حفره ها به دلیل کوچک بودن به سختی دیده می شوند و اغلب توسط محصولات خوردگی پوشیده می شوند. حفره ها معمولا در جهت جاذبه زمین رشد می کنند. اکثر حفره ها روی سطح افقی تشکیل شده و به پایین رشد می کنند. محیط های حاوی یون کلر بدترین محیط خورنده برای حفره دار شدن می باشند. کلورها در مقادیر مختلف در اکثر محلول های آبی وجود دارند. روش هایی که برای جلوگیری از خوردگی شیاری ذکر شد، معمولا برای حفره دار شدن نیز به کار می رود.

۱۱-۲-۳-۳ خوردگی رشته ای<sup>۲</sup>

خوردگی رشته ای یا فیلامنتی نوعی خوردگی شیاری بوده اگرچه در ظاهر شباهتی به آن ندارد. در بیشتر موارد، در زیر پوشش های سطحی رخ داده و به همین دلیل به آن خوردگی زیر پوشش<sup>۳</sup> هم می گویند. در ظاهر به شکل رشته های بسیار باریک که در جهات مختلف گسترش یافته اند، دیده می شود. این رشته ها بدون میکروسکوپ هم دیده می شوند. متداول ترین مثال آن، خوردگی سطوح لعاب دار ظروف غذا که در معرض اتمسفر می باشد. این نوع خوردگی موجب ضعیف شدن و یا از بین رفتن قطعه نمی شود و تنها ظاهر قطعه را آسیب می زند.

مهم ترین عامل محیطی موثر بر خوردگی رشته ای، رطوبت نسبی اتمسفر بوده که عمدتاً بین رطوبت ۶۵ تا ۹۰ درصد اتفاق می افتد. اگر رطوبت کمتر از ۶۵ درصد باشد، خوردگی اتفاق نیفتاده و اگر بیشتر از ۹۰ درصد باشد، به صورت تاول زدن رخ می دهد. برای جلوگیری از خوردگی فیلامنتی، راه کاملاً مناسبی وجود ندارد. یک راه، قرار ندادن سطوح فلزی پوشش دار در محیط های مربوط است که برای نگهداری طولانی مدت مناسب نیست. راه دیگر استفاده از پوشش های ترد است که در صورت شروع رشد یک فیلامنت، در محل سر فعال پوشش ترک می خورد و با نفوذ اکسیژن به سر فعال، اختلاف غلظت اکسیژن که عامل اولیه خوردگی می باشد، از بین رفته و خوردگی متوقف می شود.

#### ۱۱-۲-۳-۴ خوردگی بین دانه ای<sup>۱</sup>



شکل ۱۱-۶ خوردگی بین دانه ای

طبیعت مرزدانه نسبت به خود دانه فعال تر می باشد، اگر فلزی در شرایط خاص ناپایدار باشد و خورده شود، از آنجایی که مرزدانه کمی فعال تر از خود دانه ها می باشد، خوردگی یکنواختی ایجاد می شود. اما در بعضی شرایط، مرز دانه ها نسبت به دانه ها خیلی فعال تر شده و به خوردگی بین دانه ای حساس می شوند. این نوع خوردگی موضعی و متمرکز در مرز دانه ها یا نواحی نزدیک به آن ها را که در آن، خود دانه اصلاً خورده نشده یا خوردگی جزئی دارد، خوردگی بین دانه ای می گویند.

#### مکانیزم

وجود ناخالصی در مرز دانه و غنی شدن یا فقیر شدن مرز دانه نسبت به یک عنصر آلیاژی، موجب این نوع خوردگی می شود. در واقع اختلاف غلظتی در ترکیب، مانند جدایشی که در

1-intergranular corrosion

ریخته گری آلیاژها به وجود می آید، دلیل اصلی وقوع خوردگی بین دانه ای می باشد. در واقع، رسوب کردن در مرز دانه مکانیزم این نوع خوردگی بوده مانند رسوب کاربید کروم در فولاد زنگ نزن آستنیتی که در آن کاربید کروم در طول مرز دانه رسوب کرده و موجب فقیر شدن یا تخلیه شدن نواحی مجاور مرز دانه ها نسبت به کرم می شود. این امر موجب ایجاد نقاط آندی و نواحی ترجیحی برای هجوم و یا اشاعه ترک تحت تنش کششی نسبت به خود دانه و نهایتاً موجب خوردگی بین دانه ای می شود.

### ۱۱-۲-۴ جدایش انتخابی<sup>۱</sup>

جدایش انتخابی به جداشدن یکی از عناصر آلیاژی از آلیاژ جامد در فرآیند خوردگی می گویند. معروفترین این رخداد، جداشدن روی از آلیاژهای برنج است که به زدایش روی معروف است. آلیاژ برنج زرد معمولی از حدود ۳۰ درصد روی و ۷۰ درصد مس تشکیل شده است. زدایش روی را به راحتی می توان با چشم غیر مسلح تشخیص داد زیرا در نتیجه آن، آلیاژ قرمز رنگ مسی بدست آمده که از رنگ زرد اصلی آلیاژ قابل تمایز است. زدایش روی بر دو دسته می باشد:

- لایه ای یا یکنواخت
- موضعی

نوع لایه ای یا یکنواخت در برنج هایی که درصد روی آنها بالاتر است و در محیط های اسیدی قرار دارند، رخ می دهد. نوع موضعی، در برنج هایی که مقدار روی آنها کم بوده و در شرایط خنثی، قلیایی یا کمی اسیدی قرار دارند، اتفاق می افتد. ساختمان فلز و ترکیب شیمیایی در رخداد این پدیده مهم می باشد. در بعضی برنج ها که حاوی بیشتر از ۳۵ درصد روی هستند، فاز غنی از روی به وجود می آید و خوردگی موضعی می تواند رخ دهد. گاهی در ابتدا فاز  $\beta$  تحت زدایش روی قرار گرفته و در ادامه به فاز زمینه  $\alpha$  می رسد.

### ۱۱-۲-۵ خوردگی سایشی<sup>۲</sup>

خوردگی سایشی عبارت است از افزایش سرعت خوردگی و یا از بین رفتن فلز در اثر حرکت نسبی بین یک مایع خورنده و سطح فلز. معمولاً این حرکت بسیار سریع بوده و اثرات سایش مکانیکی وجود دارد. ظاهر خوردگی سایشی، شیار دار و موجی شکل و یا به صورت سوراخ های کروی و ناهمواره بوده که معمولاً در جهت خاصی قرار گرفته اند. اکثراً تخریب های ناشی از این نوع خوردگی در زمان های کوتاه رخ می دهد. اکثر فلزات و آلیاژها مستعد به این خوردگی

بوده و مقاومت به آن، بستگی به نوع پوسته سطحی دارد مانند؛ آلومینیوم، سرب و فولاد زنگ نزن. زمانی که این پوسته های سطحی صدمه دیده و یا سائیده شوند، خوردگی سایشی اتفاق می افتد. نکته قابل توجه اینکه فلزاتی که سختی پائینی دارند و یه راحتی آسیب می بینند و یا به روش های مکانیکی، زود ساییده می شوند مانند مس و سرب بسیار مستعد خوردگی سایشی هستند. محلول های بسیاری مانند گازها، محلول های آبی و فلزات مذاب می توانند خوردگی سایشی ایجاد کنند و تمامی تجهیزاتی که در تماس با مایع متحرک قرار دارند، در معرض خوردگی سایشی هستند. بعضی از این تجهیزات عبارتند از سیستم های لوله کشی، سه راهی ها، شیرها، پمپ های دمنده، دستگاه های گریز از مرکز، تانک های متحرک، لوله های مبدل حرارتی مانند بویلرها و کندانسورها، پره های توربین و بسیاری موارد دیگر.

### ۱۱-۲-۶ خوردگی تنش<sup>۱</sup>

خوردگی تنش (SCC) یا خوردگی توام با تنش، ترک خوردن ناشی از اعمال همزمان تنش کششی و محیط خورنده روی فلز را، گویند. بسیاری از منابع، تخریب های ناشی از تردی هیدروژنی را نیز در این دسته قرار می دهند اما این دو نوع ترک خوردن با تغییر دادن عوامل محیطی، رفتارهای مختلفی نشان می دهند. به عنوان مثال؛ حفاظت کاتدی راهی موثر برای جلوگیری از خوردگی تنش بوده حال آنکه تردی هیدروژنی را تسریع می کند. برای رخداد خوردگی ناشی از تنش می بایست سه شرط اولیه وجود داشته باشد:

- ماده حساس و مستعد
- محیط خورنده
- تنش کششی آستانه

هر یک از این سه شرط وجود نداشته باشد خوردگی تنش رخ نمی دهد. در این پدیده، فلز یا آلیاژ تقریباً اصلاً خورده نمی شود در حالی که ترک های ریزی به داخل آن پیشرفت می کند. عوامل موثر بر خوردگی تنش عبارتند از درجه حرارت، ترکیب شیمیایی محلول، ترکیب شیمیایی فلز، تنش و ساختار ماده. دو مورد کلاسیک SCC، ترک خوردن فصلی<sup>۲</sup> برنج و تردی بازی فولاد است.

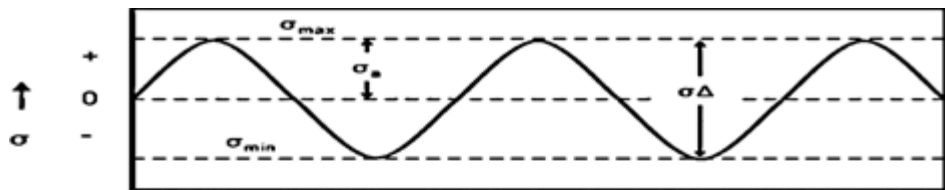
## ۱۱-۳ خستگی مکانیکی

به شکست ماده در اثر اعمال نیروهای متناوب کمتر از استحکام نهایی و (اغلب) کمتر از حد تسلیم، خستگی گفته می شود. خستگی علت شکست زود هنگام بیشتر قطعه ها صنعتی است. خستگی بطور معمول همراه با جوانه زنی ترک در سطح قطعه یا نواحی تمرکز تنش و اشاعه آن در ناحیه تحت تنش پیشینه است.

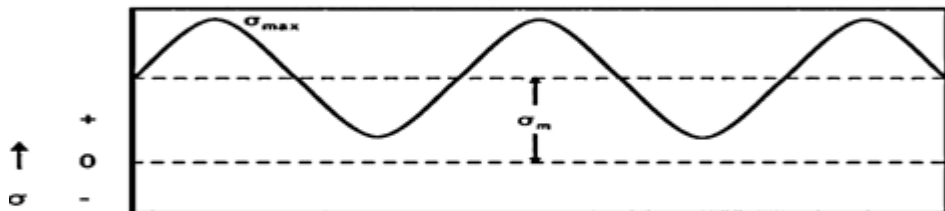
خستگی مهمترین عامل شکست قطعات در ماشین ها می باشد برای وقوع خستگی در قطعه بایستی سه شرط اصلی زیر برقرار باشد.

- یک تنش کششی ماکزیمم با مقدار بالا و کافی ( $\sigma_{max}$ )
- تغییرات زیاد در تنش ( $\Delta\sigma$ )
- وجود تعداد زیادی سیکل تنش (فرکانس)

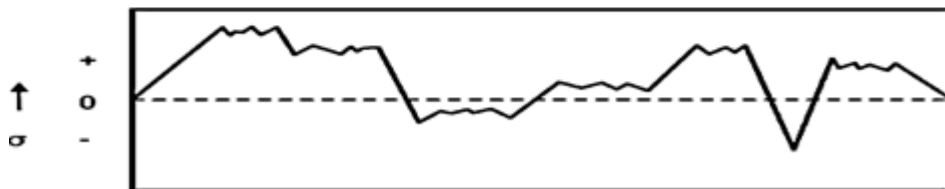
در شکل سه حالت عمومی اعمال تنش جهت وقوع خستگی نمایش داده شده است.



بارگذاری معکوس



تنش متغیر بدون تغییر جهت



بارگذاری اتفاقی

شکل ۱۱-۷ حالت های مختلف بروز خستگی



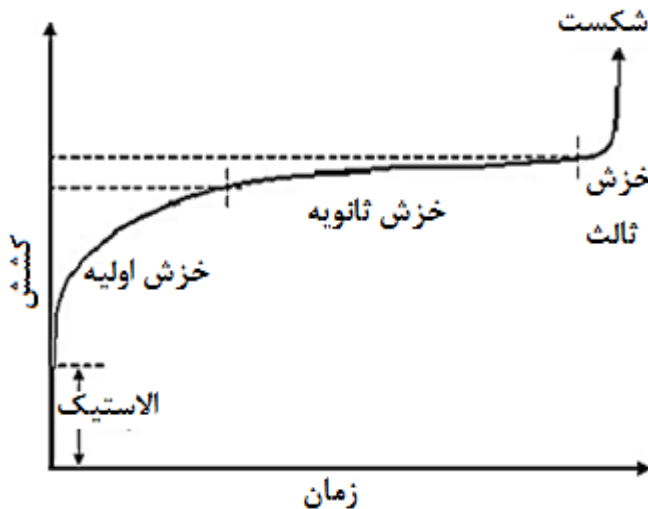
۴-۱۱ خستگی حرارتی<sup>۱</sup>

تنشهایی که باعث ایجاد شکست خستگی در دمای بالا می شوند ، لزوما نباید از منابع مکانیکی ناشی شده باشند. شکست خستگی می تواند در شرایطی که هیچ تنشی به دلایل مکانیکی تولید نمی شود، توسط تنشهای گرمایی نوسانی به وجود آید. تنشهای گرمایی وقتی به وجود می آیند که توسط قیدی از تغییر ابعاد یک قطعه به علت تغییر دما جلوگیری شود.

اگر شکست در اثر اعمال تنش گرمایی رخ دهد ، شرایط به شوک گرمایی موسوم است . اما اگر شکست پس از اعمال مکرر تنش گرمایی رخ دهد ، این حالت خستگی حرارتی نامیده می شود. غالبا در وسایلی که در دمای بالا کار می کنند، شرایط ایجاد شکست در اثر خستگی گرمایی وجود دارد. فولاد زنگ نزن آستنیتی از فلزاتی است که خصوصا به دلیل هدایت گرمایی کم و انبساط گرمایی کم و انبساط گرمایی زیاد خود نسبت به این پدیده حساس است.

۵-۱۱ خزش<sup>۲</sup>

خزش عبارتست از تغییر شکل آهسته و پیوسته جامد تحت تنش ثابت با زمان که تنها در دماهای بالا رخ می دهد، یعنی  $T > 0.5T_m$ ، که  $T_m$  نقطه ذوب به کلین می باشد. بطور کلی خزش تابعی پیچیده از تنش، زمان، دما، اندازه و شکل دانه، ریزساختار، کسر حجمی و لزجت فاز شیشه ای در مرز دانه ها، تحرک نابجایی ها و ... می باشد.



شکل ۱۱- ۸ نمودار خزش

اولین مرحله خزش که خزش اولیه نام دارد، ناحیه ای است که کم شدن آهنگ خزش را نشان می دهد.

مرحله دوم خزش موسوم به خزش ثانویه دوره ای با آهنگ خزش تقریباً ثابت است که از ایجاد تعادل مابین فرآیند های کارسختی و بازیابی نتیجه می شود.

مرحله سوم یا خزش ثالث عموماً در آزمایش های خزش با نیروی ثابت و تنش های زیاد در دما های بالا رخ می دهد. خزش ثالث هنگامی رخ می دهد که کاهش موثر در سطح مقطع به علت گلوئی شدن یا تشکیل حفره ها به وجود می آید. خزش ثالث اغلب با تغییرات متالورژیکی مانند درشت شدن ذرات یا تغییرات نفوذی در فاز های موجود همراه است.

#### ۱۱-۶ عیوب اساسی توربین های بخار

بیشتر علل توقف کارکرد توربین های بخار ناشی از وجود عیب در اجزای زیر می باشد:

- یاتاقان ها
- مسیر بخار

#### ۱۱-۷ عیوب یاتاقان ها

آثار عیوب یاتاقان های لغزشی به شکل خوردگی، سایش مکانیکی، خستگی و به ندرت شکست ظاهر می شود. در ادامه عمومی ترین عیوب ممکن در یاتاقان های لغزشی را بررسی می کنیم.

#### ۱۱-۷-۱ جداسدن قسمتی از بابیت در اثر ورود ذرات خارجی موجود در روغن

با ورود ذرات خارجی این ذرات همراه با روغن به سطح یاتاقان راه پیدا می کنند و تحت تاثیر نیروی اعمالی از محور به ذرات قسمت هایی از بابیت موجود در سطح یاتاقان توسط این ذرات جدا می شود. این مشکل شایع ترین حالت ممکن در یاتاقان ها می باشد. مقدار جدایش بابیت به عوامل زیر بستگی دارد :

- قطر ذرات
- ضخامت بابیت
- مقدار ذرات
- نوع بابیت
- لقی یاتاقان

بسته به عوامل بالا این آسیب می تواند از سایش های کوچک تا جدایش ظاهر شود. این ذرات<sup>۱</sup> می تواند در اثر خوردگی درون سیستم لوله کشی بعد از فیلتراسیون یا عدم فیلتراسیون مناسب یا ورود ذرات هنگام انجام تعمیرات روی دستگاه وارد یاتاقان ها شوند. یک تفسیر اشتباه از سایز فیلترها این است که ما فکر می کنیم ذرات با قطر بیشتر از سایز مش فیلتر قابلیت عبور از فیلتر را ندارند اما واقعیت این است که اندازه های مش فیلترها بر اساس میانگین قطر ذرات عبوری از فیلتر می باشد بنابراین ممکن است ذرات با قطر بیشتر از سایز مش نیز ممکن است از فیلتر عبور کنند. جدول ۱۱-۱ مقدار ذرات عبوری از فیلترها را بر اساس کلاس آنها ارائه می دهد، کلاس ۴ و ۵ مناسب توربین های بخار می باشد.

محدوده اندازه $\mu\text{m}$	۱۰۰m/تعداد ذرات کلاس آلودگیها						
	۰	۱	۲	۳	۴	۵	۶
۵-۱۰	۲۷۰۰	۴۶۰۰	۹۷۰۰	۲۴۰۰۰	۳۲۰۰۰	۸۷۰۰۰	۱۲۸۰۰۰
۱۰-۲۵	۶۷۰	۱۳۴۰	۲۶۸۰	۵۳۶۰	۱۰۷۰۰	۲۱۴۰۰	۴۲۰۰۰
۲۵-۵۰	۹۳	۲۱۰	۳۸۰	۷۸۰	۱۵۱۰	۳۱۳۰	۶۵۰۰
۵۰-۱۰۰	۱۶	۲۸	۵۶	۱۱۰	۲۲۵	۴۳۰	۱۰۰۰
>۱۰۰	۱	۳	۵	۱۱	۲۱	۴۱	۹۲

جدول ۱۱-۱ میانگین تعداد آلودگیهای عبوری از فیلتر

ذرات وارد شده به یاتاقان که روی سطح یاتاقان گسترده شده را بر اساس جنس و ظاهر آنها می توان شناسایی کرد. شناسایی جنس این ذرات برای یافتن منبع آن دارای اهمیت زیادی می باشد. ذرات از جنس آلومینوم بخاطر نرمی که دارند به شکل پوسته ای یا ورقه ای روی سطح یاتاقان فرو رفته و گسترده می شوند. تکه های از جنس چدن ابتدا درون سطح یاتاقان بدون تغییر شکل ذرات فرو می روند اما بعد از آن تکه تکه شده و در طول قسمت های ضعیف تر گرافیت به شکل دسته هایی از تکه های ریز جای می گیرند. همچنین ذرات از جنس فولاد بدون تغییر شکل روی سطح بابت فرو می روند و به همان شکل اولیه باقی می ماند. ناگفته نماند در شناسایی ذرات بهتر است از یک مهندس متالوژی کمک گرفت چرا که در بیشتر موارد بایستی سطح یاتاقان توسط میکروسکوپ و دستگاههای شناسایی مواد مورد بررسی قرار بگیرد.

### ۱۱-۷-۲ عدم نصب صحیح یاتاقان

عدم نصب صحیح یاتاقان می تواند منجر به بروز عیوب مختلف و در نهایت توقف کارکرد یاتاقان شود. مهمترین حالت های عدم نصب صحیح می تواند شامل یکی از عوامل زیر باشد :

- عدم رعایت لقی ها
- سفتی بیش از اندازه یا کمتر از نیاز پیچ های یاتاقان
- برعکس کار گذاشتن نیمه ای یاتاقان نسبت به هم
- عدم هم محوری سوراخ های روغن ورودی و خروجی به یاتاقان
- عدم تطابق دو نیمه یاتاقان

حال عیوب و آثار ناشی از عدم نصب صحیح یاتاقان های لغزشی را بررسی می کنیم.

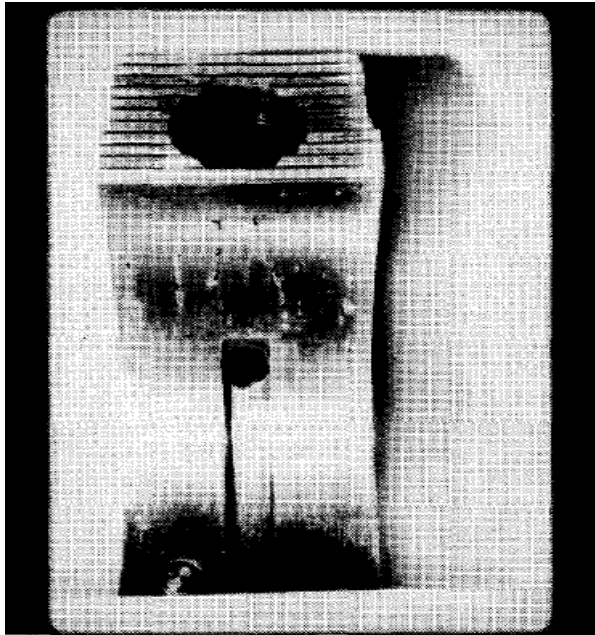
### ۱۱-۷-۲-۱ عدم محکم بودن به اندازه دو نیمه یاتاقان (شل بودن)

عدم سفتی مناسب نیمه های یاتاقان در یاتاقان های جداره نازک باعث انعطاف پذیری زیاد در آنها و سائیدگی سطح قطر خارجی یاتاقان و آسیب دیدن سطح قطر داخلی تکیه گاه یاتاقان می شود. شکل ۹-۱۱ سطح آسیب دیده خارجی یک یاتاقان جداره نازک با فشار نامناسب در سطوح تماس دو نیمه یاتاقان را نشان می دهد. همانگونه که مشاهده می شود گسیختگی ها و جوش های فراوانی بین تکیه گاه و سطح خارجی یاتاقان جداره نازک بوجود آمده است.



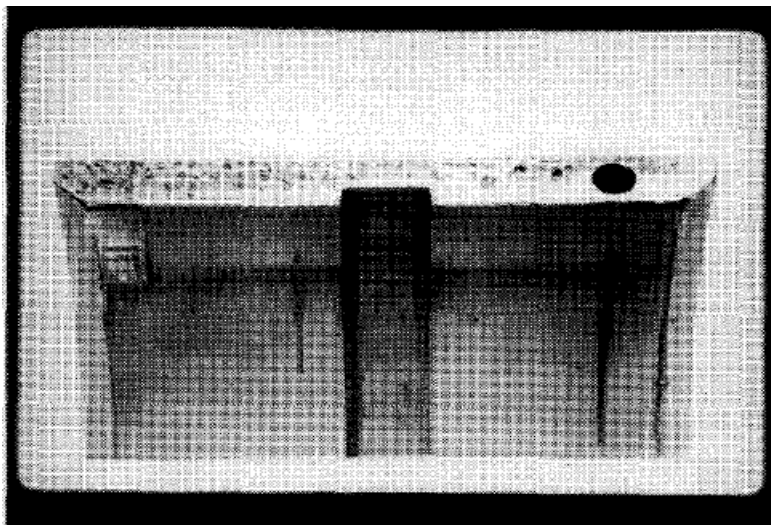
شکل ۹-۱۱ سطح خارجی آسیب دیده یاتاقان

همچنین شکل ۱۰-۱۱ سطح آسیب دیده تکیه گاه یاتاقان را نمایش می دهد.



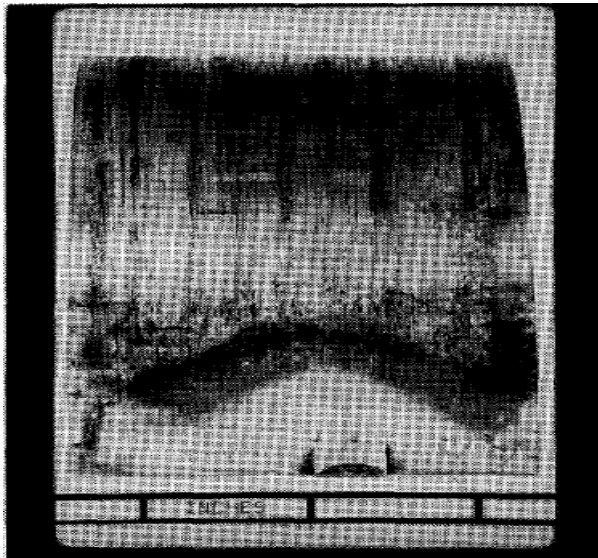
شکل ۱۰-۱۱ سطح آسیب دیده تکیه گاه یاتاقان

وجود این عیب علاوه بر سایش سطوح تماس یاتاقان و تکیه گاه باعث سایش سطوح تماس دو نیمه تکیه گاه یاتاقان و یاتاقان نیز می شود. شکل ۱۱-۱۱ سایش ناشی از این عیب را در سطوح تماس دو نیمه تکیه گاه یاتاقان را نمایش می دهد.



شکل ۱۱-۱۱ سایش در سطوح تماس

اما همیشه اثر این عیب در سطوح تماس به شکل سائیدگی با ایجاد کسپختگی ها و پستی ها بروز پیدا نمی کند. گاهی اوقات این عیب باعث ایجاد یک سطح بسیار صیقلی به صورت موضعی در سطوح تماس می شود. شکل ۱۱-۱۲ ایجاد سطح صیقلی ناشی از این عیب را نمایش می دهد.



شکل ۱۱-۱۲ سطوح صیقلی در سطح تماس

دلایل کمبود فشار روی سطوح مشترک یاتاقان و تکیه گاه :

مهمترین حالت های ممکن که می تواند به عیب نامبرده ختم شود یک یا چند اشتباه در نصب زیر می باشد:

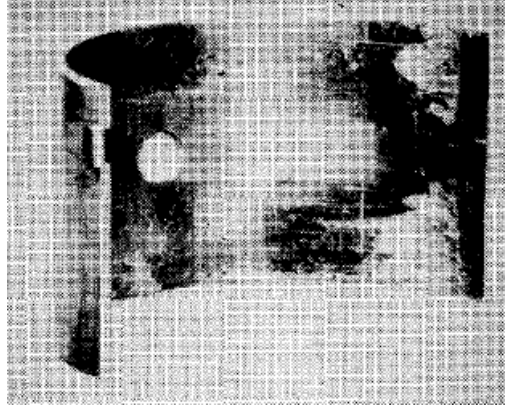
- عدم سفت کردن پیچ های تکیه گاه یاتاقان تا گشتاور مناسب
- تفاوت در گشتاور پیچ های تکیه گاه یاتاقان
- بیضی شدن یا دفرمه شدن تکیه گاه یاتاقان
- استفاده بیش از حد یا نامناسب از ترکیبات آب بندی در سطوح تماس تکیه گاه یاتاقان

ها

#### ۱۱-۷-۲-۲ محکم کردن بیش اندازه یاتاقان ها (سفتی زیاد)

همانگو نه که سفتی کمتر از حد نیاز یاتاقان و تکیه گاه عاملی مخرب در یاتاقان ها می باشد مقدار بیش از اندازه این عامل نیز مخرب می باشد. زمانیکه فشار در سطوح تماس یاتاقان با

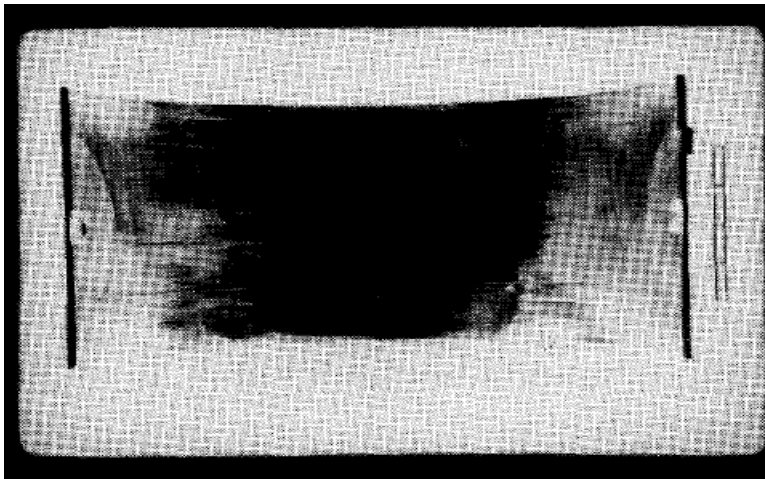
تکیه گاهش بیش از حد نیاز باشد تنش دایره ای در نقطه ای که تکیه گاه فولادی به سمت سطح تماس جاری می شود، افزایش پیدا می کند. این عیب به صورت خوردگی شدید و پوسته ای شدن در طول سطوح از هم جدا شده (شکل ۱۱-۱۳) قابل شناسایی می باشد.



شکل ۱۱-۱۳ یاتاقان با سفتی بیش از حد

### ۱۱-۷-۳ ناهم محوری

مقدار مجاز ناهم محوری بین شافت و یاتاقان تا حد زیادی به حداقل ضخامت فیلم روغن و بارگذاری و طول یاتاقان بستگی دارد در هر حال این مقدار مجاز عددی بسیار پائین می باشد و ناهم محوری در این حالت می تواند باعث بارگذاری لبه ای یاتاقان و سائیدگی زیادی در سطح یاتاقان می شود شناسایی این حالت در یاتاقان ها با مشاهده یک الگوی سائیدگی واپیچیده (منحرف شده یا کج) مطابق شکل ۱۱-۱۴ میسر می باشد.



شکل ۱۱-۱۴ یاتاقان واپیچیده

### ۱۱-۷-۴ کمبود روانکار

کمبود مایع روانکار در یاتاقان ها می تواند باعث بوجود آمدن خسارت های مهلکی در یاتاقان ها و محور ها شود. مهمترین علل کمبود مایع روانکار در یاتاقان ها به شرح زیر می باشد :

- عدم وجود روغن در سیستم
- گرفتگی فیلترهای روغن
- عدم رعایت لقی بین یاتاقان و محور
- عدم کارکرد صحیح پمپ روغن
- نشت روغن از شیرهای تابع فشار اضطراری روغن
- ترکیب آب با روغن
- گرم شدن بیش از اندازه مجاز روغن روانکار

در توربین های بخار و دیگر ماشین های حساس سیستم های حفاظتی زیادی جهت پیشگیری از حالت های نامبرده تعبیه شده است. کمبود مایع روانکار باعث می شود یاتاقان در ناحیه فیلم روغن کامل هیدرودینامیکی که در فصل روانکاری شرح داده شد کار نکند و تماس فلز با فلز یا فیلم بسیار نازک روغن بوجود بیاید که در صورت کمبود شدید روانکار موجب جام شدن محور یا جدا شدن تمام لایه بابت یاتاقان می شود.

### ۱۱-۷-۵ جدا شدن بابت از فلز لایه زیرین

این حالت به ندرت در یاتاقان ها اتفاق می افتد، دمای بالا می تواند باعث ذوب شدن بابت تا خط جدایش بابت از فلز تکیه گاه و جدا شدن لایه بابت با ترکیب با بارهای دینامیک وارده به بابت شود. همچنین جدایش بابت می تواند ناشی از وجود آلودگی سرب نیز باشد به عنوان مثال در بابت با پایه قلع ASTM B23 حداکثر مقدار مجاز سرب 0.35% می باشد. حضور سرب در کنار قلع می تواند تشکیل ترکیب قلع-سرب یوتکتیک دهد، دمای ذوب این محلول یوتکتیک ۳۶۰ درجه فارنهایت می باشد که ۹۰ درجه فارنهایت کمتر از دمای ذوب قلع می باشد. آماده سازی سطح تکیه گاه بابت (خط جدایش<sup>۱</sup>) یا دمای ریزش پایین می تواند باعث جدایش بابت یا وجود یک چسبندگی ضعیف و تشکیل یک لایه اکسید قلع شود. آلودگی های موجود در سطح تکیه گاه یاتاقان می تواند موجب بروز مشکلات زیادی شود، بویژه در یاتاقان هایی که تعمیر می شوند. مشکلات این آلودگی ها ناشی از مشکل بودن تمیز کردن و بی گاز کردن



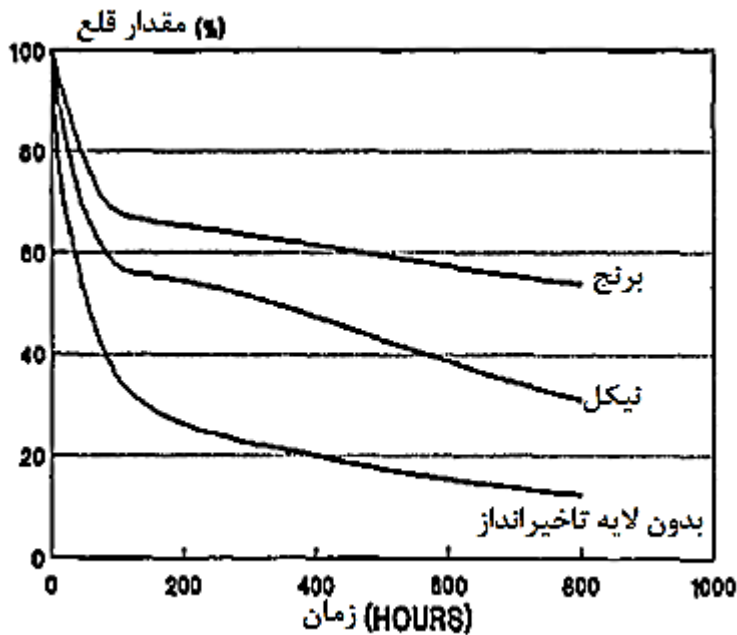
سطح می باشد.

گداخت ناکافی آلیاژ یاتاقان نیز می تواند باعث ایجاد یک لایه اکسید روی فلز تکیه گاه شود. بوسیله آزمایش التراسونیک می توان چسبندگی لایه بابیت روی سطح فلز تکیه گاه خود را بررسی کرد اما در یاتاقان های آسیب دیده می توان این موضوع را بوسیله تست های مخرب بررسی کرد.

### ۱۱-۷-۶ نفوذ<sup>۱</sup>

قلع موجود در لایه بابیت تمایل به نفوذ در فلز تکیه گاه خود دارد این فرآیند یک فرآیند تابع زمان می باشد که سرعت آن با افزایش دما زیاد می شود. لایه های بابیت که مدت زمان زیادی در سرویس قرار می گیرند از قلع موجود اولیه خود تهی می شوند این امر سبب کاهش مقاومت لایه بابیت در برابر خوردگی و یک کاهش قابل ملاحظه مقاومت در برابر خستگی و سایش می شود و در نهایت چسبندگی لایه بابیت ضعیف می شود و لایه بابیت از فلز تکیه گاه خود جدا می شود.

در یاتاقان ها معمولاً یک لایه جهت به تاخیر انداختن پدیده نفوذ بین لایه بابیت و فلز تکیه گاه استفاده می شود. مهمترین و عمومی ترین لایه های تاخیر انداز نفوذ در یاتاقان ها لایه هایی از جنس برنز و نیکل می باشد. نمودار ۱۱-۱۵ نتایج آزمایش این لایه های تاخیری می باشد توسط آقای جونز در سال ۱۹۸۱ انجام شده می باشد در این آزمایش یک یاتاقان با سه حالت بدون لایه تاخیری و با لایه تاخیری نیکل و لایه تاخیری برنج در دمای ۲۲۰ درجه سانتیگراد قرار داده شده و در طی مدت زمان ۸۰۰ ساعت مقدار کاهش درصد عنصر قلع در ترکیب بابیت را اندازه گیری شده است. در حالت بهره برداری ماشین آلات واقعی دمای ۲۲۰ درجه سانتیگراد در یاتاقانهای با لایه بابیت هرگز اتفاق نمی افتد و در این آزمایش تنها جهت تسریع پدیده نفوذ تا این حد دما بالا نگه داشته شده است.



شکل ۱۱-۱۵ نمودار جونز

### ۱۱-۷-۷-۷ بیش باری

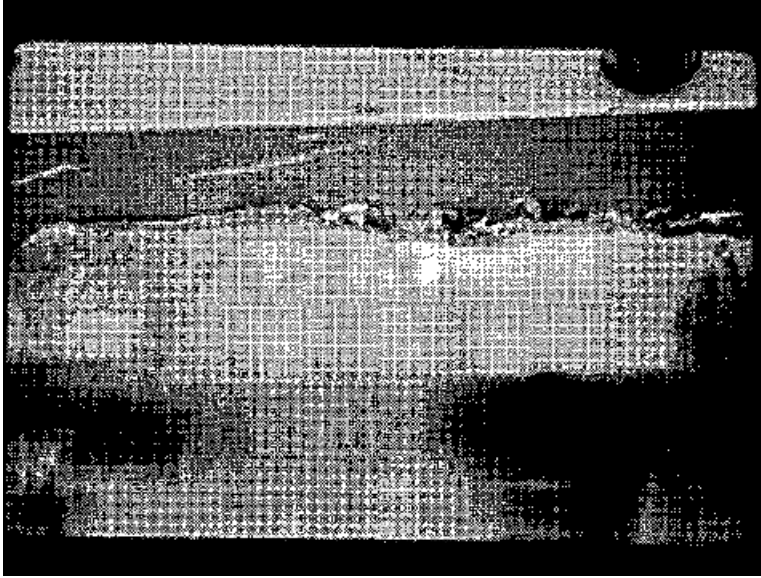
بیش باری عبارت است از اعمال بار بیشتر حد تحمل طراحی یاتاقان. بیش باری در یاتاقان ها می تواند موجب از بین رفتن یا خستگی سطح یاتاقان شود. این پدیده به دو نوع بیش باری استاتیک و دینامیک تقسیم بندی می شود.

### ۱۱-۷-۷-۱۱ بیش باری استاتیک

این نوع بیش باری می تواند ناشی از حالت های زیر در ماشین ها باشد :

- وزن زیاد روتور برای یک یاتاقان خاص
- تنش زیاد تسمه در ماشین هایی که محور توسط تسمه
- نیروهای واکنشی زیاد در چرخ دنده ها

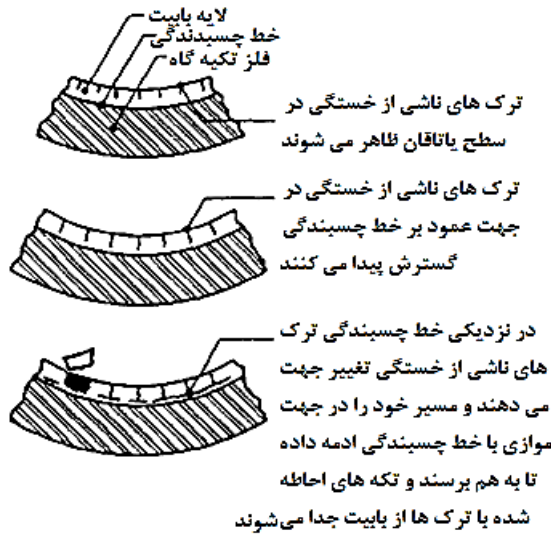
در بیش باری استاتیک سطح یاتاقان از بین می رود و در آن اثری از خستگی مشاهده نمی شود. شکل ۱۱-۱۶ سطح یک یاتاقان آسیب دیده از بیش باری استاتیک را در یک یاتاقان نشان می دهد.



شکل ۱۱-۱۶ بیش باری استاتیک

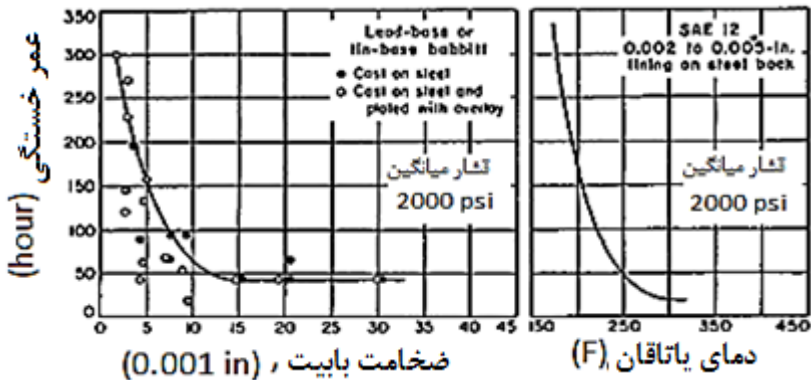
#### ۱۱-۷-۷-۲ بیش باری دینامیک

این نوع بیش باری ناشی از بارهای متناوب یا دینامیک می باشد. این نوع بارها بیشتر در یاتاقان های ماشین های رفت و برگشتی وجود دارد اما در توربوماشین ها نیز در اثر وجود لرزش بالای قطعات به یاتاقان ها وارد می شود. راجع به منشا لرزش ها در فصل های قبل مفصل بحث شده از اینرو به منشا این لرزش ها نمی پردازیم. زمانیکه بیش باری دینامیک در یک بازه زمانی طولانی اتفاق بیافتد موجب بروز خستگی در بابیت یاتاقان ها نیز می شود خستگی باعث ایجاد ترک هایی در سطح بابیت می شود که این ترک ها مسیر خود را در جهت خط چسبندگی ادامه می دهند و گاهی اوقات در نزدیکی خط چسبندگی مسیر حرکت ترک ها تغییر می کند و در جهت موازی با خط چسبندگی ادامه پیدا می کنند تا اینکه ترک ها به هم متصل می شوند و تکه هایی از بابیت که توسط ترک ها احاطه شده اند از لایه بابیت جدا می شوند در این حالت همیشه یک لایه نازک از بابیت در سطح تکیه گاه بابیت باقی می ماند. شکل ۱۱-۱۷ مسیر پیشرفت ترک ها را نمایش می دهد.



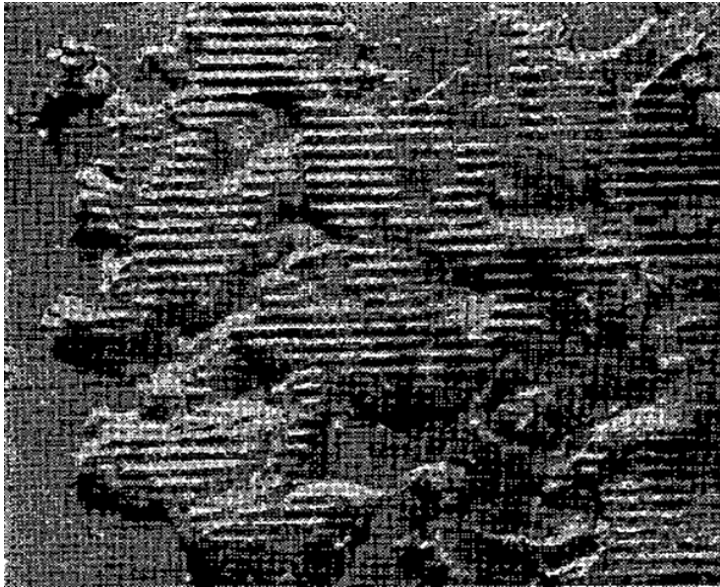
شکل ۱۱-۱۷ خستگی در یاتاقان

یاتاقان های باییت ریزی شده در ماشین هایی که بار وارد بر آنها یکنواخت می باشد از یک لایه ضخیم باییت بهره می گیرند افزایش ضخامت باییت باعث اطمینان یافتن از قابلیت تحمل تغییر شکل و فروروندگی ذرات خارجی وارد شده به سطح یاتاقان می شود. این قابلیت در ماشین هایی که احتمال ورود ذرات خارجی به سطح یاتاقان زیاد می باشد بسیار اهمیت پیدا می کند. اما متأسفانه با افزایش ضخامت لایه باییت قابلیت تحمل خستگی در باییت کاهش پیدا می کند و افزایش دما نیز باعث تشدید کاهش قابلیت تحمل خستگی می شود. نمودار ۱۱-۱۸ تاثیر تحمل خستگی در برابر تغییرات ضخامت و دما را نمایش می دهد.

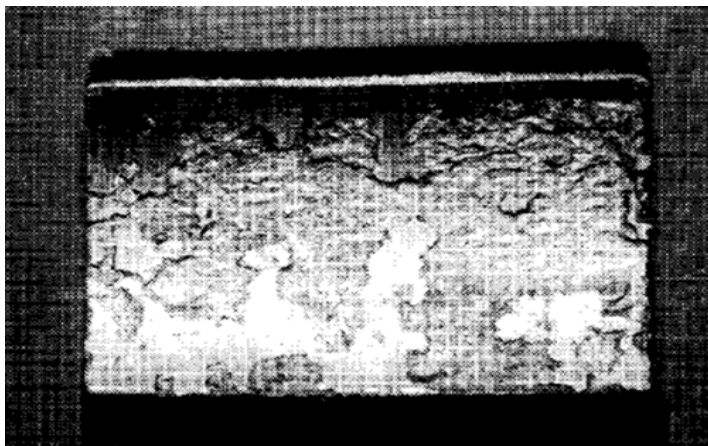


شکل ۱۱-۱۸ نمودار تاثیر دما و ضخامت باییت در خستگی

اگرچه امروز با پیشرفت تکنولوژی سیستم های روانکاری و فیلتراسیون از ورود ذرات به روانکار تا حد بالایی پیشگیری می شود اما جهت دستیابی به ضریب اطمینان بالاتر هنوز هم از لایه های بابت نسبتا ضخیم به وفور استفاده می شود. لایه های نازک بابت با فلز تکیه گاه از جنس برنز دارای مشخصه های قابل قبول تری در تحمل خستگی هستند. شکل ۱۱-۱۹ و ۱۱-۲۰ دو نمونه دیگر یاتاقان آسیب دیده از خستگی بابت ناشی از بار زیاد دینامیک را نشان می دهد.



شکل ۱۱-۱۹ سطح یاتاقان آسیب دیده از خستگی



شکل ۱۱-۲۰ سطح پد آسیب دیده از خستگی

### ۱۱-۷-۸ تخلخل<sup>۱</sup> و برآمدگی<sup>۲</sup>

در یک مقاله که در یک مجله مرتبط با روانکارها در سال ۱۹۶۴ چاپ شد به طرز مناسبی تخلخل در یاتاقانها دسته بندی شد که در ادامه ما نیز بر اساس همان مقاله به دسته بندی انواع تخلخل می پردازیم.

### ۱۱-۷-۸-۱ ناخالصی های خارجی

برخی از حفره ها در لایه بابت ناشی از سرباره ها و کف روی سطح مواد مذاب که وارد بابت شده می باشند این حالت ممکن ترین حالت در ایجاد حفره ها در بابت می باشد. گاهی اوقات این ناخالصی ها سبب ایجاد یک ساختار ضعیف و حساس به ترک های ناشی از خستگی می شود.

### ۱۱-۷-۸-۲ گازهای جذب شده<sup>۳</sup>

حفره ها و برجستگی های موجود در لایه بابت می تواند ناشی از پیدایش تدریجی گازهایی طی سردسازی فلزات ریخته گری بوجود بیایند. زمانیکه بابت با درصد بالای سرب روی یک تکیه گاه از جنس چدن ریخته گری می شود حفره های کوچک شروع به توسعه پیدا کردن می کنند. بوسیله تصویر برداری با ابعاد میکروسکوپی می توان تشکیل حفره های ناشی از گازهای جذب شده که از سمت لایه های گرافیتی در سطح چسبندگی فرار می کنند را مشاهده کرد. زمانی که سطح فلز تکیه گاه پیش از ریخته گری بابت گرافیت زدایی نشده باشد احتمال وقوع این حالت بسیار زیاد می باشد.

### ۱۱-۷-۸-۳ گازهای حل نشده<sup>۴</sup>

بعضی از گازها در فلزات مذاب قابل حل شدن می باشند ولی در صورت سرد کردن مذاب از حالت محلول در مذاب خارج می شوند و تولید برجستگی می کنند به عنوان مثال آلومنیوم مذاب تمایل دارد هیدروژن را از هر ماده ای که در مجاورت سطح مذاب قرار گرفته و قابلیت آزاد کردن هیدروژن را داشته باشد به خود جذب کند این مواد می تواند بخار آب موجود در هوای محیط یا مواد ارگانیک مثل روغن های هیدروکربنی باشد. زمانیکه ماده مذاب سرد می شود بیشتر هیدروژن حل نشده دفع می شود اما مقداری از هیدروژن حل نشده در خلل و فرج میکروساختار ماده در حال سرد شدن حبس می شوند. این هیدروژن نیز می توان با گرم کردن فلز از ساختار آن خارج کرد.

## ۱۱-۷-۸-۴ ناخالصی های پودری

تخلخل می تواند ناشی از وجود ناخالصی در پودر های فلزی بوجود بیاید. این پودر های فلزی برای تولید فلزات سخت، تحت فشار و دمای خاصی درون قالب مورد استفاده قرار می گیرند و به آلیاژهای پودری معروفند. این ناخالصی ها تحت دمای و فشار خاصی که آلیاژ تولید می شود کربنیزه می شوند و تولید فضاهای خالی در آلیاژ می کنند.

۱۱-۷-۸-۵ آبکاری هیدروژن<sup>۱</sup>

گازها، معمولا هیدروژن ممکن است زیر لایه های رسوب ایجاد شده توسط الکترولیز ذخیره شوند این حالت مخصوصا زمانیکه تکیه گاه یاتاقان از جنس فولاد باشد اتفاق می افتد. زمانیکه فلزاتی مثل کرومیوم مس، نقره و کادیوم روی لایه فولاد تکیه گاه بوسیله الکترولیز پوشش داده شوند (آبکاری) عوامل بالقوه ای وجود دارند که موجب تمایل هیدروژن به تشکیل تدریجی یک لایه پوششی به صورت همزمان با تشکیل فلز اولیه می شود. مقداری از این هیدروژن درون حباب هایی که در محلول آبکاری وجود دارد جمع می شوند و مقداری از هیدروژن نیز به فلز تکیه گاه نفوذ می کند. زمانیکه عملیات آبکاری به اتمام می رسد می بایست محل آبکاری شده به اندازه کافی حرارت داده شود تا هیدروژن از پوشش آبکاری خارج شود در غیر این صورت هیدروژن باقیمانده موجب شکنندگی فولاد می شود.

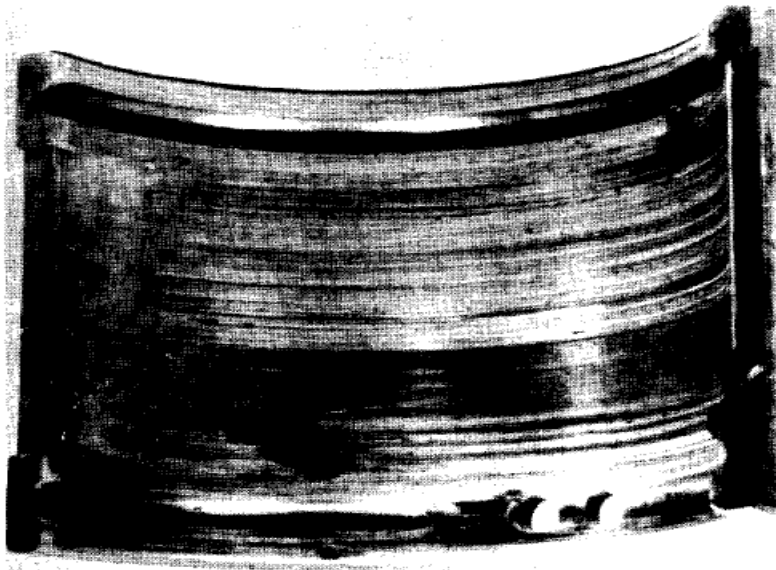
۱۱-۷-۹ لحیم کاری<sup>۲</sup> سرب

ناهم محوری یا بیش باری در ترکیب با دمای بالای بهره برداری موجب تغییر شکل پلاستیک لایه بابیت بدون مشاهده هیچ گونه ترک نمایانی در لایه بابیت می شود. زمانیکه این اتفاق در یاتاقان های با پایه مس- سرب اتفاق می افتد فاز سرب آلیاژ نسبتا نرم می شود و این فاز می تواند از ساختار آلیاژ چلانده شود(خارج شود).

۱۱-۷-۱۰ پشم سیم<sup>۳</sup> و پوسته ای شدن<sup>۴</sup>

تشکیل پشم سیم و پوسته ای شدن به رنگ مشکی در سطح یاتاقان یک مورد نامعمول می باشد که با یک نرخ بالای سایش بدون وجود شواهدی از ضریب اصطکاک بالا و اغلب با جام شدن دستگاه همراه نمی باشد. بروز این عیب به صورت ناگهانی می باشد و به نظر می رسد که بوسیله یک مکانیزم آغازکننده این عیب که پس از شروع تخریب به یک مکانیزم خودگسترش دهنده تبدیل می شود بوجود می آید. زمانیکه شافت بوسیله پوسته های بسیار

سختی که درون بابیت گسترده شده اند به سرعت ماشینکاری می شود این پوسته نیز بواسطه چرخش شافت و ناصافی های ایجاد شده در مرحله قبل (ماشینکاری شافت وسط پوسته های سخت درون بابیت) که اغلب از جنس کاربید آهن هستند درون بابیت افزایش پیدا می کنند. مهمترین عامل ایجاد این عیب ورود ذرات خارجی سخت از سیستم روغنکاری به درون بابیت می باشد. هر اندازه که جنس محور سخت تر باشد مقاومت در برابر این عیب بیشتر می باشد. شکل ۱۱-۲۱ یک یاتاقان آسیب دیده از این عیب را نمایش می دهد.

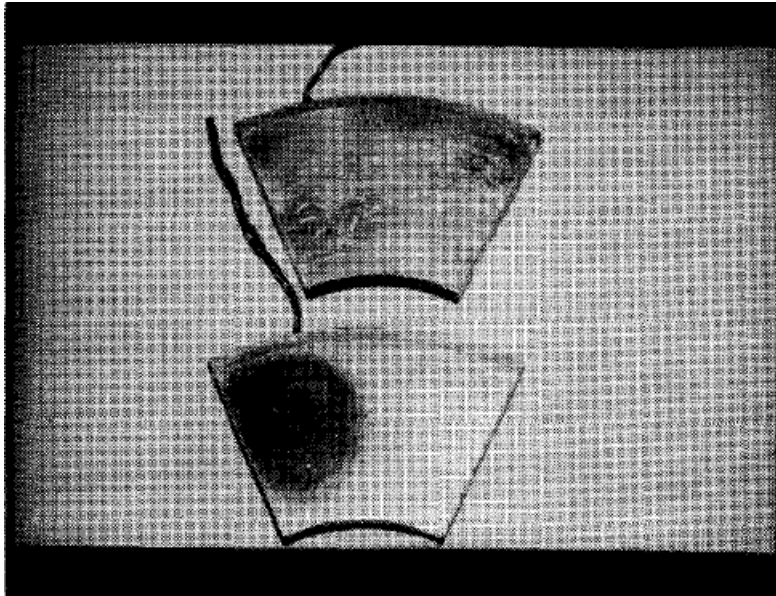


شکل ۱۱-۲۱ تشکیل پشم سیم در سطح یاتاقان

### ۱۱-۷-۱۱ خزش بابیت یا جفجغه حرارتی<sup>۱</sup>

هرگاه یاتاقانی با حداقل ضخامت فیلم روغن بارگذاری زیادی شود و فشار فیلم روغن به مقاومت تسلیم فلز یاتاقان در یک دمای بالا نزدیک شود خزش در فلز یاتاقان اتفاق می افتد. در واقع ترکیب بارگذاری بالا و دمای بالا ایجاد خزش در فلز سطح یاتاقان می کند که به آن جفجغه حرارتی گفته می شود. در این حالت فیلم روغن با یک الگوی موج موجی به سمت درون سطح فلز یاتاقان فشار وارد می کند. عدم وجود شواهدی مبنی بر آلودگی و تماس فلز با فلز بیانگر این است که فیلم روغن با دمای بالا به سمت فلز سطح یاتاقان جریان داشته است یا همان جفجغه حرارتی اتفاق افتاده است.





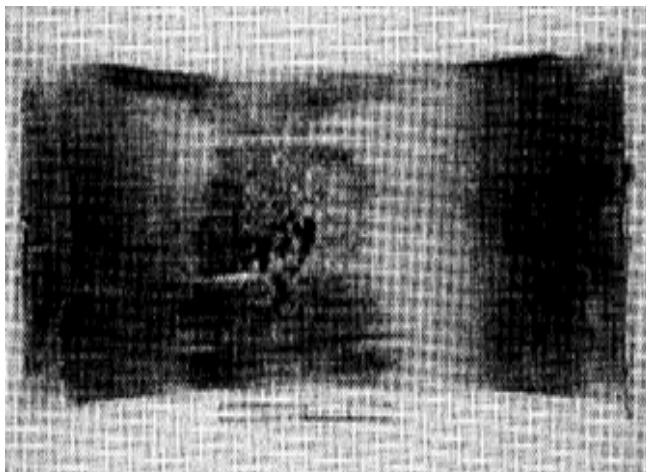
شکل ۱۱-۲۲ جفجغه حرارتی در یاتاقان محوری

بر اساس تحقیقی که نتایج آن در سال ۱۹۷۰ در یکی از مجلات مهندسی روانکاری به چاپ رسید یک راهنمایی کلی برای بررسی احتمال وقوع خزش در یاتاقان ها ارائه شد که بر این اساس اگر بار واحد وارد بر یاتاقان ها بوسیله فیلم روغن را  $1000 \text{ psi}$  در نظر بگیریم در این حالت حداکثر دمای  $260$  تا  $270$  درجه فارنهایت را به عنوان حد بالای دمای بهره برداری جهت پیشگیری از خزش در نظر می گیریم اما بارهای کمتر از بار واحد که حوزه کاری بسیاری از توربوماشین ها را شامل می شود این دما  $370$  درجه فارنهایت می باشد. از اینرو خزش تنها در یاتاقان هایی اتفاق می افتد که در آنها حداکثر دمای مجاز طراحی یاتاقان رعایت نشده باشد. خزش در بابیت وابسته به مقاومت تسلیم بابیت در ناحیه ای از سطح با بیشترین تنش برشی می باشد.

#### ۱۱-۷-۱۲ خوردگی

خوردگی در یاتاقان ها به وسیله ی حملات شیمیایی مواد موجود در روانکار به آلیاژ های یاتاقان اتفاق می افتد. این مواد حمله کننده ممکن است به وسیله آلودگی ها به درون روانکار راه پیدا کنند یا اینکه درون خود ماشین طی عملیات بهره برداری از ماشین ایجاد و به درون روغن راه پیدا کنند مثل فرآیند اکسیداسیون و تنزل درجه روغن. خوردگی ناشی از اکسیداسیون روغن با پیشرفت تکنولوژی های ساخت روغن های روانکار امروزه چندان معمول نیست این تکنولوژی

ناشی از افزودنی های روغن ضد اکسیداسیون با عملکرد بسیار خوب می باشد اما مسئله ای که وجود دارد این است که با افزایش زیاد دما و در معرض هوا قرار گرفتن روغن یا وارد شدن مواد خارجی به داخل روغن فرآیند تنزل درجه ضد اکسیداسیون روغن سرعت پیدا می کند. زمانیکه روغن در اثر جمع شدن اسیدها و پراکسیدها درون خود تبدیل به یک روانکار خورنده شود، سرب موجود در یاتاقان های با پایه آلیاژ مس - سرب نیز خورده می شود. اگر هر دو عنصر مس و سرب تحت حمله مواد خورنده قرار بگیرند و سولفیدهای فلزی در محصولات خوردگی یافت شود، این حالت معمولا اشاره به ترکیبات سولفوریک به عنوان عنصر خورنده موجود در روانکار دارد. ترکیبات سولفور معمولا به وسیله سیستم سوخت در موتور های احتراق داخلی یا نشتی آب بند ها در کمپرسور های سانتریفیوژ یا ناشی از دمای بهره برداری بالای ماشین طی یک دوره طولانی وارد روانکار می شوند. همچنین این ترکیبات باعث جدا سازی ترکیبات سولفور از افزودنی های روغن می شوند. بعضی از یاتاقان ها دارای یک لایه پوششی حفاظتی روی آلیاژ مس خود جهت حفاظت از جمله مواد خورنده به این آلیاژ ها می باشد. گاهی اوقات تخریب ناشی از خوردگی با تخریب ناشی از خستگی اشتباه گرفته می شود. شکل ۱۱-۲۳ یک تاقان آسیب دیده از خوردگی را نمایش می دهد.



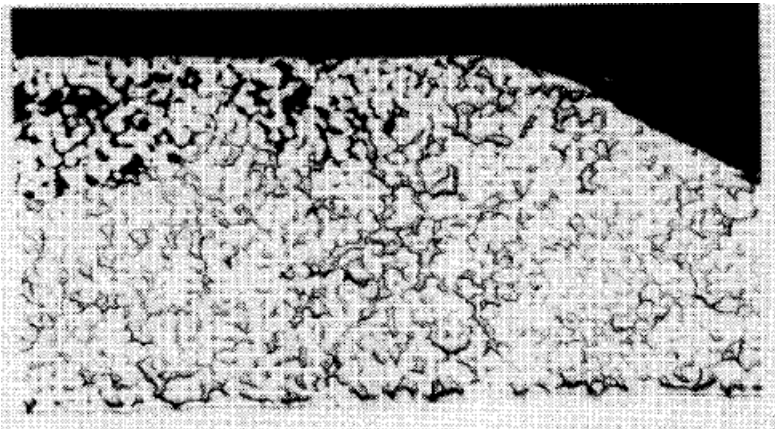
شکل ۱۱-۲۳ خوردگی در سطح یاتاقان

این یاتاقان آسیب های ناشی از خوردگی را به شکل حفره هایی نمایش می دهد. در یک نمای دیگر همین عکس با مقیاس بزرگتر (شکل ۱۱-۲۴) ترک هایی مشاهده می شود که این حفره هارا به هم متصل کرده است.

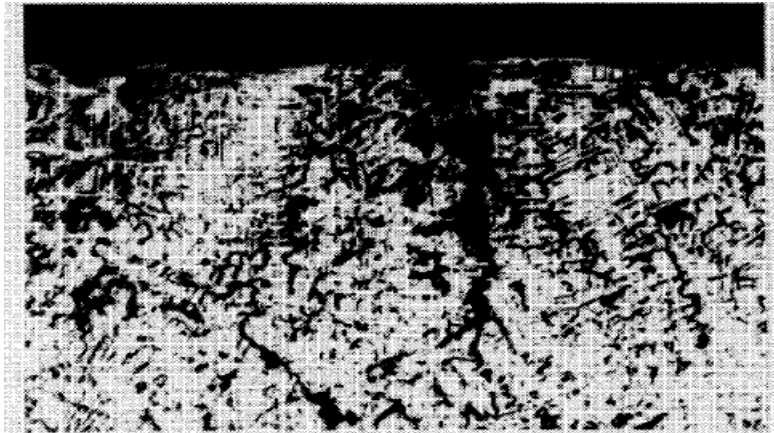


شکل ۱۱-۲۴ تصویر ۱۱-۲۳ با مقیاس بزرگتر

خوردگی ها را با استفاده از تصاویر میکروسکوپیک بهتر می توان تشخیص و تأیید کرد. شکل ۱۱-۲۵ و ۱۱-۲۶ نیز تصاویر میکروسکوپی از سطح یاتاقان دچار خوردگی شده را نمایش می دهد. در این تصاویر همانگونه که مشاهده می شود ترک هایی که در نواحی تهی شده از سرب پیش رفته است و به هم متصل شده است. حضور این ترک های سطحی به سطح یاتاقان یک ظاهر آسیب خستگی می دهد در صورتی که این ترک ها همان خوردگی می باشند. از اینرو برای تشخیص بین خوردگی و خستگی گاهی نیاز به تصاویر میکروسکوپیک داریم.



شکل ۱۱-۲۵ تصویر بزرگ شده سطح یاتاقان خورده شده



شکل ۱۱- ۲۶ تصویر بزرگنمایی شده سطح یاتاقان خورده شده

به طور کلی دو عامل خورنده که به آلیاژهای یاتاقان حملات شیمیایی انجام می دهند عبارتند از اسیدهای ارگانیک و الکترولیت ها.

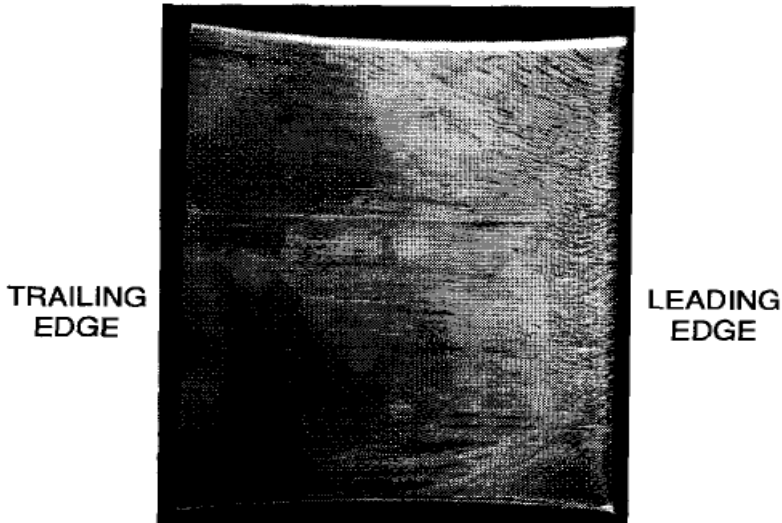
#### ۱۱-۷-۱۲-۱ اسیدهای ارگانیک

این اسیدها از مشتقات هیدروکربن های اکسید شده یا هیدروکربن های با اکسیژن آمیخته شده می باشند. این اسیدهای ارگانیک معمولاً به بابت های پایه سرب حمله می کنند. سرب خالص مستعد خورده شدن توسط این اسیدها می باشد. هرچند فرمولاسیون بابت های با سرب زیاد معمولاً حاوی مقادیر قابل توجهی از عناصر سخت کننده آنتیموان و قلع جهت افزایش مقاومت در برابر خوردگی می باشد. آلیاژهای با پایه ی قلع قابل خورده شدن توسط بسیاری از اسیدهای ارگانیک نمی باشد.

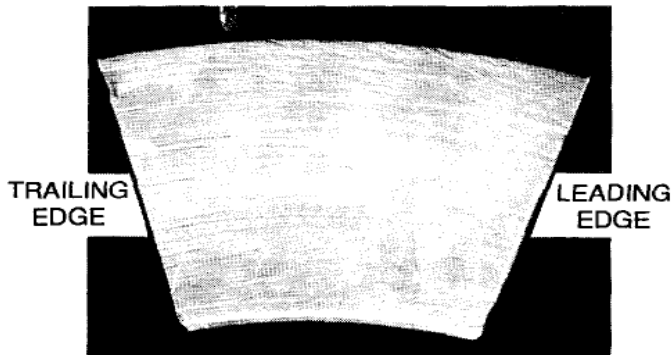
#### ۱۱-۷-۱۲-۲ الکترولیت ها<sup>۱</sup>

محلول های آب نمک، اسیدها یا آلكالی ها می توانند موجب خورده شدن آلیاژهای یاتاقان های فولادی شوند اثر این خوردگی به صورت آثار خوردگی حفره ای یا اکسیداسیون تا جایی که سطح یاتاقان تبدیل به یک لایه ی اکسید می شود ظاهر می شود. لایه اکسید قلع به مقدار قابل توجهی سخت تر از بابت می باشد. اغلب سطوح اکسید ترد و شکننده تر از سطح آلیاژ بابت می باشد و داراری مشخصه های اصطکاک ضعیفی می باشد. تکه های این لایه اکسید می تواند ترک بخورد و از سطح بابت جدا شوند و فضای لقی بین شافت و یاتاقان را اشغال کنند و باعث تخریب کامل یاتاقان شوند. بابت های با پایه قلع در مقابل خوردگی اسیدهای ارگانیک مقاوم هستند اما

در مقابل اسید کلرایدها و اسید هیدروکلرایدها و سولفید هیدروژن مقاومتی از خود نشان نمی دهد. این آلودگی ها می تواند از راه نشتی های آب بند ها وارد یاتاقان شوند. با به وجود آمدن اغتشاش در اطراف این لایه های اکسید این ذرات راحت تر از سطح یاتاقان جدا شده و با ایفای نقش ساینده باعث ایجاد پدیده خوردگی-سایش در یاتاقان می شود. بیش تر این تکه های جدا شده به نظر فولاد می آیند همان گونه که در شکل ۱۱-۲۷ و ۱۱-۲۸ مشاهده می شود این نوع خوردگی در سطح یاتاقان به صورت دنباله دار می باشد.



شکل ۱۱-۲۷ خوردگی-سایش در یاتاقان شعاعی



شکل ۱۱-۲۸ خوردگی-سایش در یاتاقان محوری

### ۱۱-۷-۱۳ کاویتاسیون

هر گاه دمای مایع، در فشار ثابت افزایش و یا فشار آن در دمای ثابت، کاهش یابد، در نهایت حالت مایع شروع به تغییر کرده و حبابهای پر شده از بخار آب و یا گاز تولید می‌گردند. این حبابها را می‌توان به عنوان فضاهای خالی در مایع در نظر گرفت بنابراین هم بوسیله افزایش دما در فشار ثابت و هم کاهش فشار دینامیکی در دمای ثابت، حباب در مایع بوجود می‌آید. نخستین روش (فشار ثابت) جوشیدن و دومین روش (دما ثابت) کاویتاسیون نام دارد. کاویتاسیون باعث ایجاد حباب در یک مایع در اثر کاهش فشار آن مایع می‌گردد.

### ۱۱-۷-۱۳-۱ آثار کاویتاسیون

مهمترین آثار کاویتاسیون عبارتند از :

#### تغییرات هیدرو دینامیکی

کاویتاسیون پیوستگی الگوی حرکت سیال را مختل می‌کند، زیرا حباب باعث جابجایی سیال شده و اندرکنش دینامیکی بین سیال و مرزهای آن را دچار آشفتگی می‌نماید. این مسئله باعث ایجاد مقاومت در مقابل حرکت سیال میگردد.

#### صدمات حاصل از کاویتاسیون

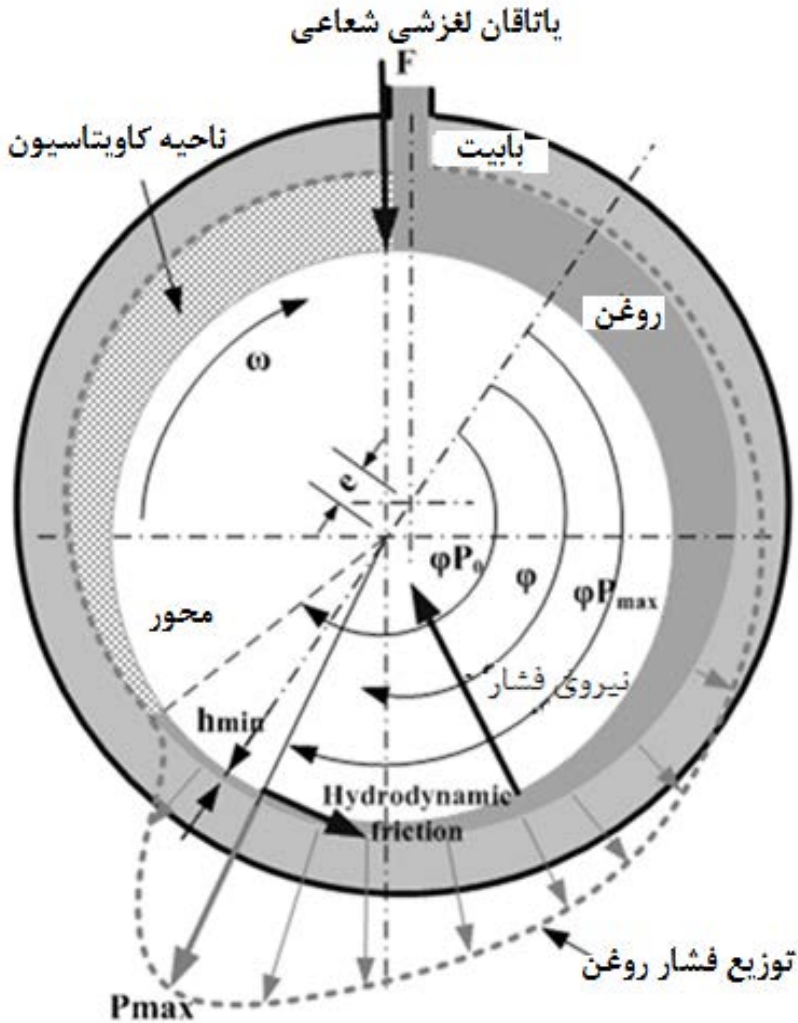
کاویتاسیون باعث جدا شدن ذرات ماده از سطوح مرزی بین جامد و مایع می‌گردد و در نتیجه فرسایش و خوردگی شدید در هرگونه سطح در تماس با مایع، بوجود می‌آید. حبابهای حاصل از کاویتاسیون ناپایدار می‌باشند و ایجاد و انبساط آنها بستگی به کاهش فشار مایع دارند، لیکن به محض اینکه فشار سیال افزایش یابد، این حبابها با سرعت زیاد منقبض شده و دچار فروپاشی می‌گردند و در نتیجه امواج شوک نیرومند در سیال ایجاد می‌شوند. این امواج ذراتی از فلز را از هرگونه سازه ای که در تماس با مایع قرار دارد، جدا کرده و باعث خوردگی و فرسایش آن می‌شوند و در نتیجه با گذشت زمان، سطوح مرزی تخریب می‌گردند.

#### ارتعاش و صدا

ارتعاش و سرو صدا از دیگر آثار کاویتاسیون هستند. در اثر افزایش فشار و فروپاشی حباب های حاصل از کاویتاسیون، امواج شوک باعث ایجاد غرش می‌گردند. انرژی آزاد شده ارتعاش شدید محیط را در پی دارد. از آنجائیکه کاویتاسیون پدیده ای ناپایدار بوده و نیروهای نوسانی در آن دخالت دارند، چنانچه یکی از مؤلفه های فرکانسی این نوسانات با فرکانس طبیعی، بخشی

یا همه یک ابزار هیدرودینامیکی برابر گردد آنگاه به علت رزونانس ارتعاش تشدید می آید.

### ۱۱-۷-۱۳-۲ آثار کاویتاسیون در یاتاقان ها



شکل ۱۱-۲۹ کاویتاسیون در یاتاقان

مهمترین اثر کاویتاسیون در سطح یاتاقان ها صدماتی است که ناشی از ترکیدن حباب های ایجاد شده در روانکار می باشد. این ترکیدن نیروی زیادی را بر سطح بسیار کوچکی از یاتاقان وارد می کنند آسیب زمانی اتفاق می افتد که حباب ها بلافاصله پس از تشکیل می ترکند و

یک مکش منفی در بدنه ایجاد می کند که باعث ایجاد حفره هایی در سطح یاتاقان می شود. هرگاه هوای موجود در فشار جو یا گازهای حل نشده وارد فضای لقی یاتاقان می شود پدیده کاویتاسیون در یاتاقان اتفاق می افتد این حالت را در یاتاقان ها کاویتاسیون گازی می گوئیم. بکار بردن نابجا یا جابجایی ناکافی شیرهای تغذیه روانکار می تواند موجب بروز این نوع کاویتاسیون و نهایتا آسیب های سایشی ناشی از آن می شود. شکل ۱۱-۳۰ یک یاتاقان آسیب دیده از این نوع کاویتاسیون را نمایش می دهد.



شکل ۱۱-۳۰ کاویتاسیون در سطح یاتاقان

یک بار نسبتا زیاد با یک سطح کاهش یافته ناشی از وجود شیر تغذیه در ناحیه بار موجب تشکیل یک فیلم بسیار نازک روغن با فشار محلی زیاد می شود و نهایتا کاویتاسیون موجب ایجاد حباب های هوا در فضای لقی بین یاتاقان در قسمت واگرای این فضا می شود این حباب های هوا پس از طی مسافت کوتاهی به سمت پائین دست جریان روغن و با افزایش فشار محلی و بیشتر شدن این فشار از فشار گاز موجود در حباب های هوا این حباب ها می ترکند و یک فشار منفی در سطح یاتاقان بوجود می آید و موجب سایش سطح یاتاقان می شود. در یاتاقان های با بارگذاری یکنواخت معمولا آسیب ها در یک ناحیه محدود و باریک اتفاق می افتد که معمولا این ناحیه در قسمت واگرای لقی قرار دارد. اما در بارگذاری دینامیک آسیب های ناشی از کاویتاسیون در سرتاسر محیط دایره ای یاتاقان ممکن است وجود داشته باشد. کاویتاسیون در یاتاقان های شعاعی را می توان کنترل و حداقل سازی کرد برای این منظور بایستی شیرهای تغذیه در



مکان های مناسب در سطح یاتاقان تعبیه شوند همچنین هر چه لایه بابت سخت تر و نازک تر باشد مقاومت در برابر کاویتاسیون نیز افزایش پیدا می کند. این پدیده در صورت وجود آب و هوا درون روانکار به شدت افزایش پیدا می کند این ناخالصی ها باعث جوانه زنی حباب ها در روغن می شوند همچنین وجود آب در روغن فشار بخار را کاهش داده و خود نیز پدیده کاویتاسیون را تشدید می کند.

### ۱۱-۷-۱۴ حفره زایی<sup>۱</sup> و سرمازدگی<sup>۲</sup> ناشی از جریان های محور

#### ۱۱-۷-۱۴-۱ ولتاژ الکترواستاتیک

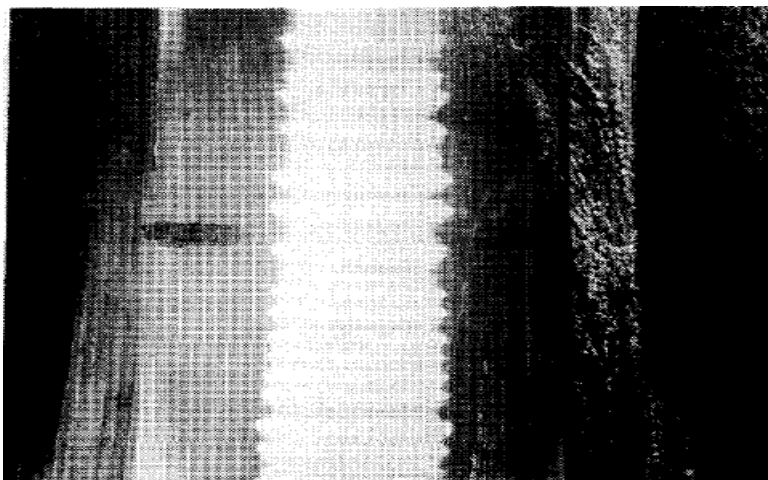
منبع این ولتاژ معمولا برخورد قطرات ریز آب با مراحل پایانی توربین بخار می باشد. بارهای استاتیک روی روتور ایجاد می شوند و این بارها قطعا یک سطح ولتاژ دارند البته این سطح ولتاژ زمانی ایجاد می شود که این بارهای استاتیک راهی به سمت زمین با ایجاد قوس الکتریکی از سمت یاتاقان های شعاعی و محوری و آب بندها پیدا کنند.

#### ۱۱-۷-۱۴-۲ جریان های الکترومغناطیسی

در ماشین های الکتریکی آسیب های وارده به یاتاقان ناشی از جریان های محور می تواند ناشی از عدم تقارن در جریان های مغناطیسی باشد این عدم تقارن نیز ناشی از اتصالات مکانیکی در استاتور، اختلاف در نفوذپذیری مغناطیسی مواد یا اختلاف طول موثر مسیر های جریان می باشد برای رفع این مشکل بایستی بین یاتاقان ها با بدنه لوله و اتصالات با بدنه ماشین ها را عایق کاری الکتریکی کرد یا به عبارت دیگر مسیر جریان بین این قطعات با بدنه را بوسیله لایه عایق قطع کنیم. جریان های الکترومغناطیسی در ماشین های غیرالکتریکی نیز می توانند تولید شوند. در اثر سایش بین محور و بدنه که ناشی از حرکت نسبی روتور با بدنه همراه با تماس مکانیکی جریان های الکترومغناطیسی در محور ایجاد می شود که در این حالت ولتاژ تولید شده از نوع یکنواخت تک قطبی می باشد. همچنین جوشکاری در ماشین ها یا مکان های نزدیک به آن می تواند موجب ایجاد جریان های الکتریکی در ماشین شود.

آسیب های ناشی از جریان های الکترومغناطیسی بسیار شدیدتر از آسیب های ناشی از ولتاژهای الکترواستاتیک می باشد این آسیب ها معمولا به شکل جوش خوردن پدهای یاتاقان با ریتینر خود ظاهر می شود. این آسیب ها را به آسانی می توان از آسیب های ناشی از خوردگی و کاویتاسیون تشخیص داد حفره های ناشی از جریان های الکتریکی کاملا براق هستند و دلیل این

براق بودن ذوب و مترشح شدن بابت با جریان های الکتریکی می باشد. شکل های ۱۱-۳۱ و ۱۱-۳۲ این آسیب ها را نمایش می دهد.

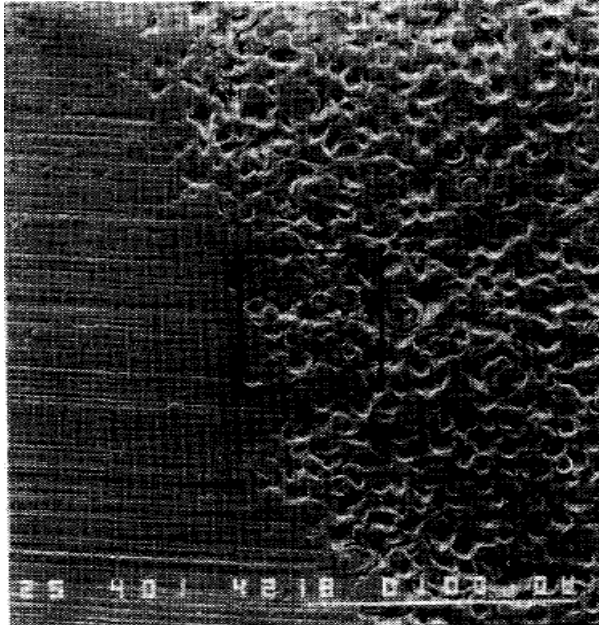


شکل ۱۱-۳۱ سطح یاتاقان آسیب دیده از جریان الکترومغناطیسی

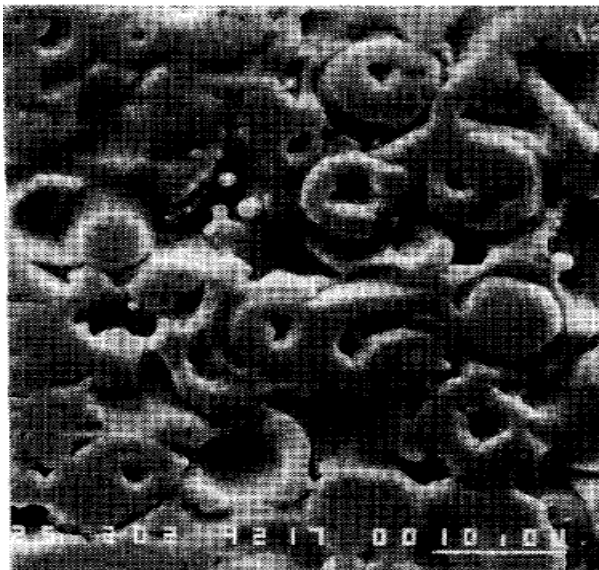


شکل ۱۱-۳۲ سطح یاتاقان آسیب دیده از جریان الکترومغناطیسی

وقتی زیر میکروسکوپ این حفره ها را مشاهده کنیم (شکل ۱۱-۳۳ و ۱۱-۳۴) براق بودن سطوح این حفره ها کاملا مشخص است.



شکل ۱۱-۳۳ سطح بزرگنمایی شده یاتاقان آسیب دیده از جریان الکترومغناطیسی

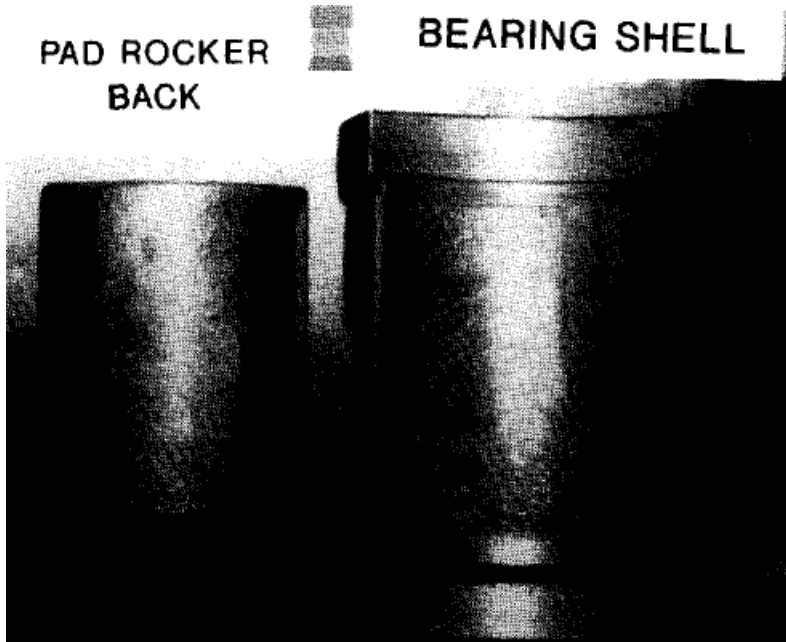


شکل ۱۱-۳۴ سطح بزرگنمایی شده یاتاقان آسیب دیده از جریان الکترومغناطیسی

همچنین حفره های ناشی از عیوب الکتریکی همیشه در جایی که فیلم روغن دارای کمترین ضخامت خود می باشد اتفاق می افتد در حالیکه حفره های ناشی از کلویتاسیون در جائیکه فشار منفی در فیلم روغن وجود دارد اتفاق می افتد.

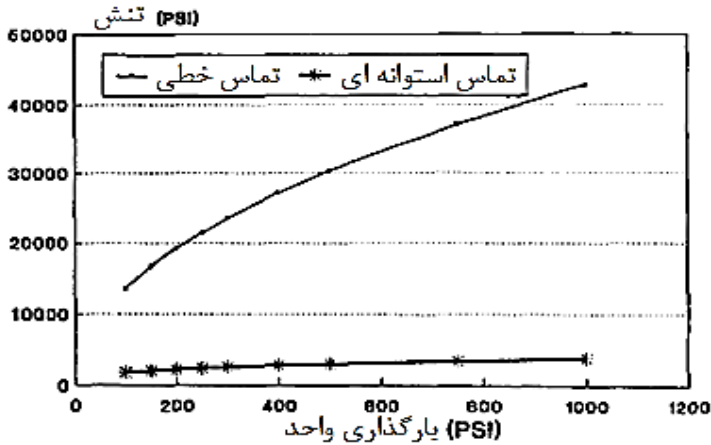
### ۱۱-۷-۱۵ برینلینگ<sup>۱</sup>

برینلینگ عبارت است از دندانها و برجستگیهایی که در سطوح یاتاقانها معمولا بر اثر بار استاتیک زیاد یا اعمال نیرو هنگام جاگذاری و برداشتن محور بوجود می آید. وجود بارگذاری دینامیک در کنار بارگذاری استاتیکی زیاد می تواند منجر به تنشهای تماسی زیادی که ناشی از لهیدگی موضعی در سطح قطر خارجی پدهای شعاعی (یاتاقان های نوع tited-pad) و سطوح تماس مربوطه در قطر داخلی پوسته یاتاقان مانند شکل ۱۱-۳۵ می شود در این شرایط لقی بین محور و یاتاقان افزایش پیدا می کند که متعاقبا لرزش نیز افزایش پیدا می کند.



شکل ۱۱-۳۵ سطح پوسته و پد آسیب دیده از برینلینگ

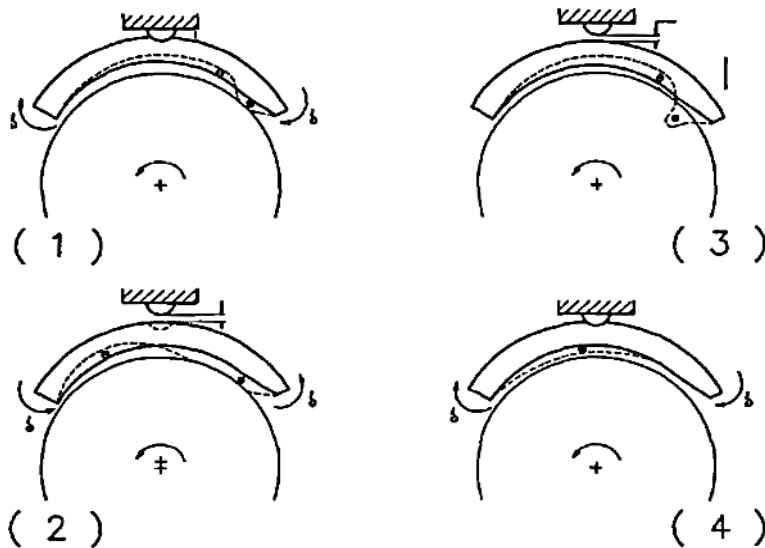
استفاده از یاتاقان های با طراحی ball in socket تنش های تماسی کمتری را فراهم می کند که این امر ناشی از مساحت بیشتر سطح تماس می باشد. این قضیه در نمودار شکل ۱۱-۳۶ نمایش داده شده است.



شکل ۱۱- ۳۶ نمودار مقدار تنش نسبت به مقدار بار واحد در حالت تماس خطی و استوانه ای پد

۱۱-۷-۱۶ گوه زنی<sup>۱</sup>

این واژه برای شرح آسیبی که اغلب در لبه های راهنمای پدهای بارگذاری نشده در توربین های بزرگ به کار برده می شود. این آسیب در حالت شدید خود به شکل علائم ترک های ناشی از خستگی ظاهر می شود. شکل ۱۱-۳۷ نمایش شماتیکی از نحوه وقوع این پدیده را نمایش می دهد که پدها بین نقطه تکیه گاه و محور شناور می شوند. در واقع در این حالت پدهای بالایی یاتاقان دچار لرزش شده و موجب بروز پدیده خستگی در پد می شود.



شکل ۱۱-۳۷ نمایش شماتیک پدیده گوه زنی (from Adams and Payandeh)

در بعضی موارد تماس لحظه ای با تکیه گاه یاتاقان (نوع tilted-pad) اتفاق می افتد این تماس در هر چرخش محور یک بار اتفاق می افتد اما در بیشتر موارد با یک ضریب  $0/5$  تا  $0/4$  سرعت چرخشی محور انجام می شود. همانگونه که در فصل روانکاری نیز گفته شد پدیده چرخش روغن نیز با همین فرکانس بروز پیدا می کند اما لرزش های ناشی از گوه زنی در پدهای بارگذاری نشده اتفاق می افتد در حالیکه لرزش ناشی از چرخش روغن در روتور بروز پیدا می کند.

### ۱۱-۸ عیوب مسیر بخار

مسیری که بخار در توربین بخار طی می کند در معرض بیشترین آسیب ها قرار دارد. در ادامه این آسیب ها را بررسی می کنیم.

### ۱۱-۸-۱ خوردگی حفره ای و موضعی

بیشترین خوردگی که در قطعات مسیر بخار پدید می آید از نوع خوردگی حفره ای شدتی می باشد علت آن هم حملات شیمیایی عناصر خورنده همراه با بخار ورودی به توربین می باشد. خوردگی می تواند در تیغه ها، بدنه و تیغه های ثابت و ریشه تیغه ها اتفاق بیافتد. این نوع خوردگی ها تمایلی به پیدایش در غیاب اکسیژن در فیلم های مایع در سطح قطعات در حالت بهره برداری ندارد در عوض تشکیل حفره ها ناشی از رسوبات خورنده ای که هوای مرطوب را طی زمانی که توربین خارج از سرویس بوده جذب کرده می باشد. طی از سرویس خارج کردن حفاظت نشده توربین های بخار که سطح تیغه ها و دیسک های روتور در تماس با هوای جو می باشند کلیه ذرات بویژه کلراید و سولفات که طی بهره برداری توربین روی سطوح شکل گرفته اند می تواند مرطوب شوند و منجر به ایجاد یک محیط موضعی هادی و آبدار که حاوی مقداری اکسیژن در واحد ppm می شود. این محیط های موضعی در ابتدا موجب کاهش کنش پذیری فلز تیغه ها می شود پس از آن باعث تشکیل حفره های کم ثبات می شود و سرانجام موجب ایجاد حفره های پایدار بعد از تکرار سیکل های از سرویس خارج سازی حفاظت نشده توربین بخار می شود. زمانی که توربین مجدداً وارد سرویس می شود فیلم های مایع می توانند دوباره محیط هایی که قبلاً کنش پذیری آنها در طی زمانیکه توربین خارج از سرویس بوده از بین رفته بود و حفره های کم ثبات تشکیل شده بود را مجدداً غیرفعال کند. این فرآیند هرچه بیشتر تکرار شود حفره ها بیشتر رشد می کنند.

### ۱۱-۸-۲ ترک های خوردگی تنشی SCC<sup>۱</sup>

این پدیده به شکل ترک در قسمتهای پر تنش (تنش بالا) در تیغه ها ظاهر می شود. در واقع این حالت زمانی که عناصر خورنده با تنش بالا در تیغه های با بارگذاری زیاد ترکیب می شوند اتفاق می افتد علاوه بر این فیلم های مایع داغ محلول هیدروکسید سدیم موجب ترک های خوردگی تنشی شدیدی می شود این حالت حتی ممکن است در غیاب وجود اکسیژن اتفاق بیفتد انتشار ترک ها به وسیله بار های متناوب اتفاق می افتد این انتشار در ناحیه ای که فیلم های مایع دینامیک حضور دارند اتفاق می افتد.

### ۱۱-۸-۳ خوردگی جریان سرعت یافته FAC<sup>۲</sup>

این عیب عبارت است از خوردگی ناشی از انحلال شیمیایی سرعت یافته سیال جذب شده در سطح قطعات از جنس فولاد کربن که بر اثر جریان سیال اتفاق افتاده می باشد. زمانیکه فیلم های مایع در سطح قطعات توربین وجود دارد و بخار به صورت دوفاز و مرطوب وجود دارد خطر خوردگی جریان سرعت رفته وجود دارد. همچنین وجود ناخالصی در بخار می تواند باعث پایین آمدن عدد pH فیلم مایع می شود در این حالت خوردگی جریان سرعت یافته بیشتر و شدید تر می شود. استفاده از فولاد با آلیاژ کروم موجب پیشگیری از این حالت می شود.

### ۱۱-۸-۴ خوردگی ذرات جامد

این حالت اغلب توسط ذرات اکسید آهن که موجب لایه برداری سطوح تیغه ها می شود اتفاق می افتد. این حالت به ویژه در مراحل ابتدایی توربین های HP و IP اتفاق می افتد. منبع این ذرات اکسید معمولاً تیوب های باز گرمایش بخار و لوله کشی های بخار که از سطحشان طی حالت های گذرای راه اندازی و از سرویس خارج سازی توربین های بخار تراشیده شده اند می باشند.

### ۱۱-۸-۵ خستگی خوردگی CF<sup>۳</sup>

این عیب عبارت است از تنزل مکانیکی مواد تحت خوردگی که همراه با بارگذاری های متناوب اتفاق می افتد. خستگی خوردگی طی دو مرحله آغاز گری و انتشار اتفاق می افتد در توربین های بخار مرحله آغاز گری اغلب به شکل میکروترک هایی که از حفره ها سرچشمه می گیرد این حفره ها خود ناشی از رسوبات خورنده ای که قبلاً توضیح داده شده ناشی می شود ترک ها همچنین می توانند در مکان های پوست کندگی و عیوب ساخت مثل عیوب میکروسکوپی

و نواحی که خاصیت جذب ذرات دارند اتفاق بیفتد. همان گونه که ذکر شد مکان های که دارای رسوب می باشند بیشتر در معرض خستگی خوردگی می باشند و قسمت های از سطح که دارای صافی سطح مناسبی نمی باشند نیز بیشتر در معرض این رسوبات قرار دارند.

#### ۱۱-۸-۶ خزش قطعات در مسیر بخار

قطعاتی که در مسیر بخار قرار می گیرند هر یک دارای یک حداکثر مقدار دمای مجاز طراحی می باشند چنانچه دمای این قطعات به هر علتی از این مقادیر مجاز تجاوز کند باعث تغییر شکل این قطعات می شود مهمترین قطعات در معرض خزش عبارتند از تیغه ها، تیغه های ثابت و بدنه.

#### ۱۱-۸-۷ سایش قطعات در مسیر بخار

اثر سایش قطعات موجود در مسیر بخار به شکل کاهش ضخامت و نازک شدن بروز پیدا می کند. مهمترین قطعاتی که در معرض سایش قرار دارند شامل تیغه ها و تیغه های ثابت و بدنه و ریشه تیغه ها می شود حال دو عامل مهم در بروز پدیده سایش را معرفی می کنیم.

#### ۱۱-۸-۷-۱ ذرات بسیار ریز موجود در بخار ورودی به توربین

ذرات بسیار ریزی که ممکن است همراه با بخار وارد توربین شوند بخاطر سرعتی و حرکت نسبی که دارند با قطعات برخورد می کند و در قطعه ایجاد سایش می کنند منبع این ذرات می تواند از دیگ های بخار تا آخرین مرحله خروج بخار از توربین باشد.

#### ۱۱-۸-۷-۲ قطعات ریز آب موجود در بخار آب

وجود قطرات آب در بخار ورودی به مراحل توربین ناشی از تغییر فاز آب از حالت بخار به آب مایع می باشد این اتفاق بیشتر در مراحل آخر توربین بخار که فشار و دمای بخار کاهش می یابد اتفاق می افتد و باعث سایشی بسیار مخرب و زیانبار می شود.

#### ۱۱-۸-۸ خستگی قطعات در مسیر بخار

خستگی در قطعاتی که در مسیر بخار قرار دارند به شکل ترک های در تیغه ها بدنه و تیغه های ثابت و ریشه تیغه ها بروز پیدا می کنند. مهمترین عوامل خستگی در قطعات ذکر شده عبارتند از:

- قطعاتی که در فرکانس طبیعی لرزشی خود کار می کنند.
- عدم کارکرد صحیح قطعات میراگر(دمپر).
- تجاوز کردن از محدوده عمر خستگی طراحی قطعات.



• تشکیل قطرات آب درون بخار.

#### ۱۱-۸-۹ خستگی حرارتی

این پدیده به شکل ترک در تیغه ها، تیغه های ثابت بدنه و ریشه تیغه ها بروز پیدا می کند. زمانیکه این قطعات در معرض تغییرات سریع دما یا برخورد قطرات آب در قسمت های ضخیم قطعات در معرض تنش های زیاد کششی و فشاری متغیر قرار می گیرند خستگی حرارتی در آنها اتفاق می افتد.

#### ۱۱-۸-۱۰ انسداد مکانیکی

این حالت ناشی از رسوبات موجود در مسیرهای سیالات می باشد این حالت به ندرت در توربین های بخار اتفاق می افتد و در موقعیت های حساس عواقب زیانباری را به دنبال دارد. به عنوان مثال حتی ذرات کوچک روی ساقه استاپ ولو توربین بخار باعث ایجاد تاخیر یا عدم کارکرد صحیح استاپ ولو در شرایط اضطراری می شود. همچنین وجود رسوبات روی سطح قطعات ثابت در صورتی که به اندازه کافی ضخیم و سخت شوند ممکن است موجب ممانعت از حرکت تیغه ها و قطعات متحرک شود و احتمال آسیب های مکانیکی در تیغه های کوچک وجود دارد.

#### ۱۱-۸-۱۱ بسته شدن مسیر بخار

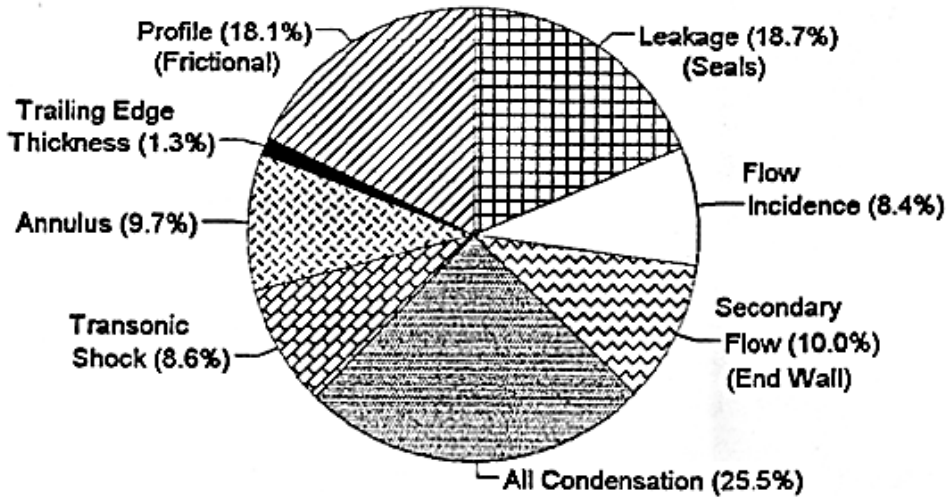
بسته شدن مسیر بخار در قسمت های مختلف مسیر بخار باعث تغییر روابط فشار بخار در قسمت های مختلف بخار که نهایتاً موجب جابجائی محوری در روتور توربین بخار می شود. در این حالت تماس بین قطعات ثابت و چرخان اتفاق می افتد. اما یک اثر ضعیف تر از حالتی که منجر به جابجائی محور می شد موجب کاهش توانایی عبور جریان بخار (ظرفیت بلع بخار) در توربین و تغییرات قابل توجهی در منحنی جریان بخار در تیغه ها می شود که تغییر در این دو عامل ذکر شده موجب کاهش قابل توجه راندمان می شود.

عمومی ترین حالت های پیش آمده در توربین های بخار معمولاً رسوب ذرات آلومنیوم و مس در توربین های HP و رسوب ذرات سیلیکا در توربین های ID و LD می باشد.

#### ۱۱-۹ عیوب مرتبط با بخار

همانگونه که به صورت مختصر در قسمت قبل عیوب ممکن در مسیر بخار بررسی شد بیشتر این عیوب ناشی از بخار می باشد از اینرو درک صحیحی از مفهوم بخار و نحوه پیدایش عیوب آن در توربین های بخار امری ضروری می باشد. قبلاً هم در بخش تلفات در توربین های بخار به تلفات

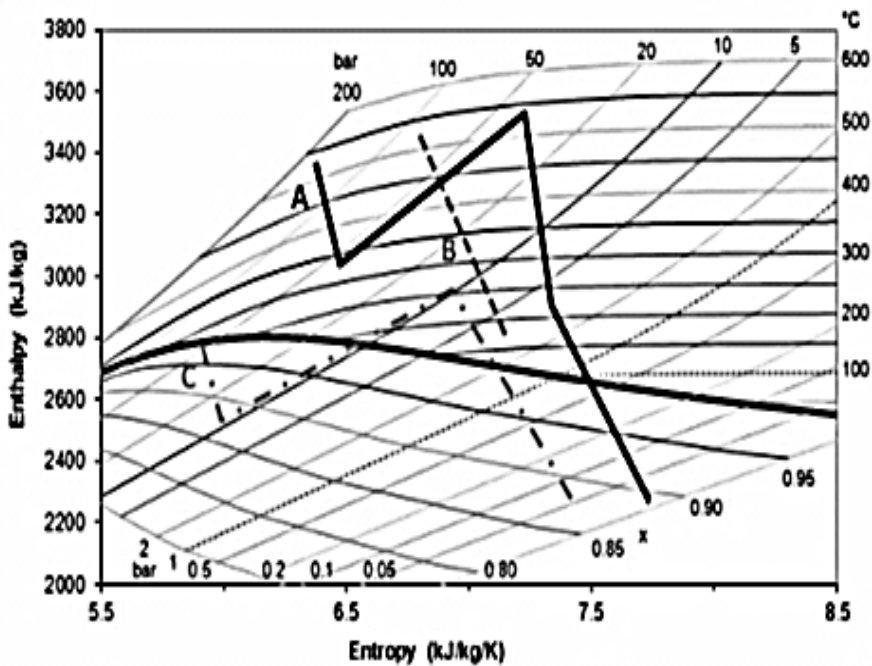
بخار اشاره کرده بودیم این تلفات بخش بالایی از کل تلفات را شامل می شود نمودار ۱۱-۳۸ سهم کلیه تلفات موجود در یک توربین بخار LP را به صورت تقریبی نمایش می دهد همانگونه که مشاهده می شود حدود ۲۵٪ تلفات ناشی از میعان بخار می باشد.



شکل ۱۱-۳۸ نمودار تلفات توربین بخار

### ۱۱-۹-۱ جوانه زنی<sup>۱</sup> قطرات ریز<sup>۲</sup> میعان شده

جوانه زنی را می توان به عنوان جمع شدن مولکول ها در طی یک تغییر فاز که با آزاد شدن گرمای نهان همراه می باشد تعریف کرد. همچنین جوانه زنی اولین مرحله استحاله های فازی مرتبه اول است. این مرحله شامل تشکیل خودبه خودی نطفه های فاز ثانویه است که توسط مرز فازی از فاز مادر جدا شده است. زمانی که بخار مافوق گرم وارد توربین LP می شود و شروع به انبساط می کند این بخار به خط اشباع بخار آب نزدیک شده و از آن عبور می کند این خط جایی است که در آن قطرات ریز آب جوانه زنی می کنند. شکل ۱۱-۳۹ نمودار آنتالپی-انتروپی بخار آب را نمایش می دهد. خط ضخیم  $X=1$  خط گذر فاز بخار می باشد. خط A مسیری است که بخار در توربین های با بازگرمایش بخار در نیروگاه های فسیلی طی می کند، خط B مسیر فرآیندی است که بخار در توربین های با فشار خروجی بیشتر از فشار جو می باشد و نهایتاً خط C مسیر ترمودینامیکی بخار در توربین های با بازگرمایش بخار در نیروگاه های هسته ای می باشد.



شکل ۱۱- ۳۹ نمودار آنتالپی-انترپی بخار آب

جوانه زنی نیز بر دو نوع تقسیم می شود:

#### جوانه زنی همگن

در این جوانه زنی نیازی به وجود یک عامل خارجی نیست.

#### جوانه زنی غیرهمگن

در این جوانه زنی یک عامل خارجی یک سطح خارجی با یک آرایش متفاوت با آرایش جوانه به جوانه زنی کمک می کند. در توربین های بخار اگر از وجود ناخالصی ها در بخار صرف نظر کنیم جوانه زنی از نوع همگن می باشد اما در بهترین حالت های ممکن در تولید و انتقال بخار آب به توربین های بخار نیز مقدار کافی ناخالصی جهت عدم تحقق در نظر گرفتن جوانه زنی همگن وجود دارد از اینرو جوانه زنی در توربین های بخار از نوع غیرهمگن می باشد.

قطرات ریز اولیه دارای قطری حدود  $1 \mu\text{m}$  می باشند. این قطرات ناخالصی های آنیونی را جمع می کنند و عدد pH در آنها کاهش پیدا می کند همچنین این قطعات حاوی مقادیر بسیار کمی اکسیژن نامحلول در خود هستند که این مقدار معمولاً کمتر از  $1 \mu\text{g/kg}$  می باشد.

همزمان با انبساط بخار در مراحل توربین قطرات تشکیل شده رطوبت بخار را زیاد می کنند و شروع به رشد کردن می کنند. بخار هنگام خروج از توربین حدود ۷-۱۱٪ رطوبت دارد که این مقدار بستگی به بازده توربین بخار و سیکل ترمودینامیکی دارد.

### ۱۱-۹-۲ تشکیل فیلم مایع<sup>۱</sup>

زمانیکه بخار از ناحیه گذر فاز عبور می کند فیلم های نازک مایع روی قطعات توربین بخار تشکیل می شود. ضخامت این فیلم ها می تواند تا  $100-120 \mu\text{m}$  نیز برسد. فیلم های مایع با برخورد قطرات ریز یا جوانه زنی غیرهمگن روی سطح تیغه ها و دیسک های توربین تشکیل می شوند. ممکن است این فیلم های مایع بوسیله انتقال حرارت در دیسک ها و محور توربین بخار بازگرمایش شوند و موجب تجمع ناخالصی های یونی در سطح قطعات شوند. در ناخالصی های آنیونی عدد pH فیلم مایع کاهش می یابد و ممکن است حالت اسیدی نیز پیدا کند. مقدار اکسیژن نامحلول در فیلم های مایع بسیار پائین می باشد و معمولا کمتر از  $1 \mu\text{g/kg}$  می باشد این مقدار بسیار پائین اکسیژن موجب محدود کردن اثر خوردگی آنیون ها در فیلم مایع می شود. فیلم های مایع پس از تشکیل، جاری شده و تکه تکه می شوند و تبدیل به قطراتی که قطر آنها ممکن است تا  $100 \mu\text{m}$  برسد می شوند این قطرات درشت نه تنها موجب سایش تیغه های مراحل پایانی توربین های بخار می شوند بلکه موجب آسیب رساندن به کندانسور به شکل خوردگی جریان سرعت یافته می شوند. لازم بذکر است که فیلم های مایع ممکن است در مراحل ابتدایی توربین های بخار ایجاد می شوند این فیلم های مایع ناشی از میعان هیدروکسید سدیم که دمای جوش بالاتری نسبت به آب دارند می باشند.

### ۱۱-۱۰ ناخالصی های بخار

تولید قطرات آب در توربین های بخاری که بخار در آنها از خط گذر فاز عبور می کند امری اجتناب ناپذیر اما قابل کنترل می باشد. همانگونه که گفته شد این قطرات در مسیر بخار اقدام به جذب آنیون ها می کنند که این امر موجب اسیدی شدن و بزرگتر شدن آنها و متعاقبا آسیب رسانی بیشتر آنها می شود. در واقع راه کنترول این قطرات ریز آب در مسیر کنترول ناخالصی های بخار که اغلب آنیون ها هستند می باشد. در ادامه انواع ناخالصی ها را شرح می دهیم.

**۱۱-۱۰-۱ هدایت بعد از تبادل کاتیون CACE<sup>1</sup>**

این مشخصه به طور مستقیم اطلاعاتی راجع به حضور گونه های آنیونی در بخار به ما ارائه می دهد. مانیتورینگ این پارامتر نقش کلیدی در کنترل ناخالصی بخار دارد. مقادیر مجاز این پارامتر در کتابچه و اسناد هر توربین بخار موجود می باشد.

**۱۱-۱۰-۲ هدایت بعد از کاویتاسیون گاز گیری شده**

این پارامتر عبارت است از اندازه گیری این پارامتر عبارت است از اندازه گیری CACE بعد از انجام یک فرآیند که در آن بوسیله یک دستگاه بیشتر اسیدهای کربنیک بخار حذف می شود و اسیدهای غیرارگانیک و اسیدهای ضعیف ارگانیک باقی می ماند. این پارامتر در موارد خاصی دارای کاربری می باشد.

**۱۱-۱۰-۳ دی اکسید کربن**

دی اکسید کربن ناخالصی است که اغلب به همراه هوای نشتی به درون بخار و آب تغذیه یا بوسیله تجزیه مواد ارگانیک وارد بخار می شود در توربین های بخار دی اکسید کربن به عنوان یک ماده خورنده در نظر گرفته نمی شود اما در صورتی که مقدار آن از حد مجاز فراتر شود موجب افزایش CACE بخار می شود.

**۱۱-۱۰-۴ سدیم**

وجود سدیم در بخار بیانگر حضور نمک ها و هیدروکسید سدیم در بخار می باشد حداکثر مقدار مجاز سدیم در بخار بایستی کمتر از  $0.01 \mu\text{g}/\text{kg}$  تا از رسوب کردن آن در تیغه های توربین جلوگیری شود اما رسیدن به این مقدار تا حد زیادی واقع گرایانه نیست تحقیقات نشان داده که حداکثر مقدار  $0.2 \mu\text{g}/\text{kg}$  برای توربین های HRS<sup>2</sup> و سیکل ترکیبی قابل قبول می باشد.

**۱۱-۱۰-۵ کلراید و سولفات**

کلراید و سولفات شرکای آنیونی رسوبات نمکی خورنده می باشند زمانیکه در بخار هیچ کاتیونی جهت جذب شدن به این آنیون ها نباشند در حالت بخار می باشند و در اولین قطرات آب تشکیل شده در بخار تجمع پیدا می کنند..

**۱۱-۱۰-۶ سیلیکا**

رسوبات سیلیکا می تواند موجب بسته شدن مسیر بخار شوند و ظرفیت بخار ورودی به توربین را کاهش دهند که متعاقبا راندمان توربین کاهش پیدا می کند. حداکثر مقدار مجاز

1-conductivity after cation exchange 2-heat recovery steam generator

سیلیکا در بخار جهت پیشگیری از رسوب سیلیکا در توربین های LP بایستی کمتر از  $10 \mu\text{g}/\text{kg}$  باشد رسوبات سیلیکا مواد خورنده ای نیستند اما در صورت تشکیل این رسوبات بایستی آنها را پاکسازی مکانیکی کرد.

#### ۱۱-۱۰-۷ مس

رسوبات مس از بخاراتی که در مافوق گرمکن ها جمع شده اند منشا می گیرند و به درون توربین راه پیدا می کنند بطوریکه با رسوبات سیلیکا قادر به بستن مسیر بخار هستند اما نکته مهم راجع به رسوبات مس این است که این رسوبات صافی سطوح تیغه ها را افزایش می دهند که این امر موجب کاهش راندمان توربین بخار می شود. رسوبات مس را می توان بوسیله کف زنی با تمیزکننده های شیمیایی از بین برد رسوبات مس تنها در بخارهای با فشار بیشتر از  $17 \text{ Mpa}$  قابل تشکیل هستند.

#### ۱۱-۱۰-۸ آهن

ذرات جامد آهن که نقش ساینده در توربین های بخار را ایفا می کنند بوسیله تراشیده شدن از سطوح لوله ها و تیوب های بازگرمکن ها و سایر سطوح در تماس با بخار وارد توربین بخار می شوند. عمل جدا شدن ذرات جامد آهنی از سطوح بیشتر در زمان راه اندازی و از سرویس خارج سازی توربین بخار اتفاق می افتد. خوشبختانه این ذرات آهن تاثیر شیمیایی روی بخار ندارند و توسط دیتکتورهای مخصوصی قابل شناسایی هستند



## مراجع لاتین

- 1-*Lubrication and lubricant* , Nehal S.Ahmed and Aamel M. Nassar
- 2- *Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance* , Cornelius Scheffer,Parish Girdhar
- 3- *Reference Standards for Vibration Monitoring and Analysis* , J Michael Rabicaud ,Bretech Engineering Ltd
- 4-*Signal processing for effective vibration analysis* , Dennis H. Shreve,IRD Mechanalysis Inc,Columbus, Ohio,November 1995
- 5-*Vibration diagnostics* , ALENA BILOŠOVÁ,JAN BILOŠ,
- 6-ISO 2372 – VIBRATION SEVERITY
- 7-*Coupling Alignment Fundamentals*, rexnord
- 8-*Machinery alignment* , SWCC TRAINING CENTER
- 9-*A practical guide to shaft alignment* , PRUFTECHNIK LTD
- 10-*Rolling bearing handbooks* , TIMKEN CAT NO 9012/E
- 11-*Processing of the 20<sup>th</sup> turbomachinery symposium*,H.ALLAN KID
- 12- *Journal bearing design types and their application to turbomachinery*, Dana J. Salamone
- 13- *Thrust bearing analysis, optimization and case histories*, John K. Whalen
- 14- *Engineering Specification for the Selection Installation and Maintenance of Pipeline Strainers* ,NPIPELINE STRAINER SECTION FLUID CONTROLS INSTITUTE
- 15- *The Design and Construction of a Visco Seal Test Facility*,Charles Franklin Bowman
- 16- *Mechanical Engineers Handbook: Materials and Mechanical Design*,Volume 1, Third Edition. Edited by Myer Kutz
- 17-*Couplings* ,Version 2 ME, IIT Kharagpur
- 18-*Shaft Couplings* , INDUSTRIAL CLUTCH PART Co
- 19- *Steam Purity for Turbine Operation* , The International Association for the Properties of Water and Steam
- 20- *Maintenance and Overhaul of Steam Turbines* , International Association of Engineering Insurers 38th Annual Conference – Moscow 2005
- 21- *Condensation in steam turbines* , Otakar Jonas
- 22- *Steam Turbine Oil Challenges* , John Sander
- 23-*Turbine oil* , ConocoPhillips Company
- 24- *Elements of Metallurgy and Engineering Alloys* , 2008 ASM International
- 25-[www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com),[www.wikipig.com](http://www.wikipig.com)
- 26-*Turbomachinery design and theory*,Rama S. R.Gorla,Aijaz A.Khan

## مراجع فارسی

- ۱- مبانی ترمودینامیک، ون وایلن، ویرایش هفتم
- ۲- مبانی هیدرولیک صنعتی انتشارات کتب درسی وزارت آموزش و پرورش جمهوری اسلامی ایران
- ۳- توربین های بخار مهندس مهدی نصرزادانی
- ۴- اصول اساسی توربین ۲ شرکت ره آوران فنون پتروشیمی

