خرداد
۹۱

آنالیز ارتعاشات و بالانس سیستم های دوار

شرکت پرشیان فولاد

مؤلف :مهندس ناصر درویشی

خرداد۹۱

آنالیز ارتعاشات و بالانس سیستم‌های دوار

تالیف مهندس ناصر درویشی

خرداد ۱۳۹۱

بسم الله الرحمن الرحيم

نام کتاب : آنالیز ارتعاشات و بالانس سیستم‌های دوار
تالیف: مهندس ناصر درویشی
نوبت چاپ : اول
شابک : ۹۷۸-۹۶۴-۵۸۱۶-۹۶-۲
تیراژ : ۱۰۰۰ جلد
ویرایش و صفحه آرایی : انتشارات مکعب
طراح جلد : کانون آگهی و تبلیغات ویرایشگران
امور گرافیکی : کانون آگهی و تبلیغات ویرایشگران
قیمت : ۱۰۰۰۰۰ ریال
چاپ و صحافی : چاپ خاتم
ناشر: انتشارات مکعب
نشانی ناشر: تهران ، میدان بهارستان ، خیابان مردم ، خیابان گلمحمدی ، خیابان ایران ، ابتدای کوچه شهید کبریت چی ، پلاک ۳۷
تلفن تماس : ۸۴- ۳۳۵۱۱۰۸۳ نمابر : ۳۳۵۱۱۰۸۵ همراه : ۰۹۱۲۱۴۰۵۷۶۶

با حمایت شرکت پرشین فولاد نیروگاه شهید محمد منتظری اصفهان

فهرست مطالب

پیش گفتار ۱

مقدمه ۳

فصل اول: روشهای تعمیر و نگهداری ماشین‌آلات

اهمیت تعمیر و نگهداری درصنعت ۷

۱-۱-روشهای تعمیر و نگهداری ۸

۱-۱-الف -تعمیرات در صورت بروز خرابی ۸

۱-۱-ب- تعمیر ونگهداری پیشگیرانه (PM) ۹

۱-۱-ج -تعمیر ونگهداری پیش بینانه (PDM) ۱۰

۱-۱-د-نگهداری مبتنی بر قابلیت اطمینان ۱۲

۱-۱-هـ-نگهداری مبتنی بر پویش گرایی ۱۳

۱- ۲- روشهای پایش وضعیت سلامت ماشین‌ها ۱۴

۱- ۲- الف تکنیک‌ها ی ارتعاشی ۱۴

۱-۲-ب -آنالیز روغن ۱۷

۱-۲- ج -گرمانگاری ۲۰

۱-۲-د-آنالیز جریان ۲۱

۱-۲-هـ- کنترل پارامترهای فرآیند ۲۳

فصل دوم: عیب‌یابی در ماشین‌های دوّار بوسیله آنالیز ارتعاشات

۲- ۱- علائم ارتعاشی ۲۸

۲-۱-الف- نابالانسی جرمی (نامیزانی) ۲۸

۲-۱-الف-۱ نابالانسی استاتیکی ۳۰

۲-۱- الف – ۲ نابالانسی کوپل ۳۰

۲-۱-الف-۳ نابالانسی شبه استاتیکی ۳۱
۲-۱ -الف-۴ نابالانسی دینامیکی ۳۲
۲-۱-الف-۵ نابالانسی روتورهای یک سر آزاد ۳۳
۲-۲-ناهم محوری ۳۴
۲-۲-۱-تشخیص عیوب نابالانسی و ناهم محوری از یکدیگر ۴۲
۲-۳- خمیدگی شافت ۴۳
۲-۴-لقی ۴۵
۲-۵-تشدید ۴۶
۲-۶-اصطکاک روتور ۴۸
۲-۷- تسمه‌ها ۴۹
۲-۸-خارج از مرکز بودن روتور ۵۱
۲-۹-کاویتاسیون ۵۲
۲-۱۰-چرخش روغن ۵۳
۲-۱۱-ارتعاشات درموتورهای الکتریکی ۵۵
۲-۱۲- پروانه‌ها یا تیغه‌ها ۵۹
۲-۱۳- ارتعاشات ناشی از عیوب بیرینگهای غلطکی ۶۰
۲-۱۴- ارتعاشات ناشی از عیوب بیرینگهای نوع Sleeve ۶۲
۲-۱۴-۱-لقی بیش از حد Excessive Bearing Clearance ۶۲
۲-۱۵- ارتعاشات ناشی از مسائل چرخ دنده ها ۶۲
۲-۱۶-ارتعاشات ناشی از نیروهای آئرودینامیکی و هیدرولیکی ۶۶
۲-۱۷- ارتعاشات ناشی از نیروهای رفت و آمدی ۶۹
۲-۱۸-ارتعاشات ناشی از سایش ۷۰
۲-۱۹- ارتعاشات ناشی از تداخل شدت صوت ۷۱

فصل سوم: بررسی برخی از عیوب متداول در توربین‌ها

۳-۱-۱- نامیزانی جرمی در توربین‌ها ۷۶

*مشخصه‌های ارتعاشی عیب نامیزانی ۷۶
۳-۱-۲ خمیدگی محور ۷۷
*مشخصه‌های ارتعاشی عیب خمیدگی محور ۷۷
۳-۱-۳- عدم هم محوری در توربین‌ها..... ۷۸
*مشخصه‌های ارتعاشی عیب عدم هم محوری ۷۹
۳-۱-۴- تماس وسایش ۸۰
*مشخصه‌های عیب تماس و سایش ۸۰
۳-۱-۵ -لقی مکانیکی در توربین‌ها ۸۱
*مشخصه‌های ارتعاشی لقی مکانیکی ۸۲
۳-۱-۶- ترک محور درتوربین‌ها ۸۲
۳-۱-۷- مشکلات مربوط به چرخش روغن وناپایداری در یاتاقانهای توربین ۸۲
*مشخصه‌های ارتعاشی چرخش روغن ۸۴
۳-۲- تشخیص عیوب مشابه ۸۴
۳-۲-۱- نامیزانی و خمیدگی..... ۸۴
۳-۲-۲- نا میزانی و عدم هم محوری ۸۵
۳-۲-۳- عدم هم محوری و لقی در اتصال به فونداسیون..... ۸۵
۳-۲-۴- ناپایداری و قطعات لق دوار ۸۵
۳-۲-۵-تماس و سایش و ترک شفت ۸۶
۳-۲-۶- ترک و خمیدگی..... ۸۶
۳-۲- ۷- ترک و عدم هم محوری ۸۶
۳-۳- جدول عیب‌یابی..... ۸۷

فصل چهارم: اصول ارتعاشات

ارتعاشات چیست؟..... ۹۳
مشخصات ارتعاشات..... ۹۵
فرکانس ارتعاشات ۹۶

جابجایی ارتعاشات ۹۸
سرعت ارتعاشات ۹۸
شتاب ارتعاشات ۹۹
زاویه فاز ارتعاشات ۱۰۰
انرژی اسپایک ۱۰۲
مشخصات دیگر ۱۰۳
پارامترهای اندازه‌گیری ۱۰۴
تبدیل پارامترهای اندازه‌گیری ۱۰۵
اهمیت مشخصه‌های ارتعاشات ۱۰۶
اطلاعاتی که فرکانس ارتعاشات فراهم می‌آورد ۱۰۶
اطلاعاتی که دامنهٔ ارتعاشات فراهم میاورد ۱۰۸
چه موقع سرعت ارتعاشات را اندازه بگیریم ۱۱۰
چه موقع جابجائی را اندازه بگیریم ۱۱۰
چه موقع شتاب ارتعاشات را اندازه بگیریم ۱۱۱
اطلاعاتی که زاویهٔ فاز فراهم می‌آورد ۱۱۲
ارزیابی شدت ارتعاشات ۱۱۲
چارتهای عمومی شدت ارتعاشات ۱۱۳

فصل پنجم: آنالیز ارتعاشات

آنالیز ارتعاشات چیست ؟ ۱۱۹
هدف از اندازه‌گیری ۱۲۱
اندازه گیری‌های پریودیک ۱۲۱
اندازه گیری شرائط پایه ۱۲۱
تستهای قبل و بعد از تعمیر (کلی) ۱۲۲
عیب‌یابی ۱۲۲
لرزش سنجها ۱۲۳

تفسیر اطلاعات ۱۲۴
روش کلی آنالیز ۱۲۴
شناسایی ارتعاشات ۱۲۵
اندازه گیری زاویه فاز ۱۳۱
تشخیص حالت عدم وجود هم خطی از حالت خمیدگی شافت ۱۳۱
ارتعاشات زمینه ۱۳۷

فصل ششم: بالانس‌های سیستم‌های دوّار

شرائط مورد نیاز برای بالانس کردن ۱۴۴
گونه‌های مختلف عدم تعادل ۱۴۵
عدم تعادل استاتیک ۱۴۵
عدم تعادل کوپله ۱۴۶
عدم تعادل استاتیک -کوپله ۱۴۷
عدم تعادل دینامیک ۱۴۷
علل وجود عدم تعادل ۱۴۸
Eccentricity ۱۴۹
خار وجای خار ۱۴۹
تغییر شکل ۱۵۰
تلرانس‌های Clearance ۱۵۰
علل عدم موفقیت بالانس ۱۵۱
واحدهای بیان میزان عدم تعادل ۱۵۲
شیب روتور ۱۵۲
خوردگی و سایش ۱۵۲
تشکیل رسوبات ۱۵۲
وجود جرم سرگردان ۱۵۲
Loose material ۱۵۳

لقی رتور روی شافت خود ۱۵۳
کار در نزدیکی فرکانس طبیعی ۱۵۳
خرابی یاتاقانها ۱۵۳
آماده شدن برای بالانس کردن ۱۵۴
انتخاب اندازهٔ وزنه آزمایشی ۱۵۶
اصول بالانس کردن ۱۵۷
برخی قواعد پایه‌ای ۱۵۸
درک اثر وزنهٔ آزمایشی ۱۵۸
روش بُرداری (دیاگرام بُرداری) ۱۶۰
بالانس تک صفحه ای ۱۶۱
روش بالانس بُرداری تک صفحه‌ای ۱۶۱
بالانس کردن در یک دور ۱۶۶
بالانس دو صفحه‌ای ۱۶۹
روش برداری تک صفحه‌ای برای بالانس دو صفحه ای ۱۷۱
روش برداری دو صفحه‌ای ۱۷۴
مقایسهٔ رتورهای Rigid و Flexible ۱۷۵
روشهای ویژه در بالانس کردن ۱۷۹
بالانس کردن رتورهای یک سر آزاد ۱۸۰
تغییر شعاع وزنه‌های بالانس ۱۸۱
تقسیم وزنه‌های بالانس ۱۸۲
ترکیب وزنه‌های بالانس ۱۸۴
ماشینهای بالانس ۱۸۶
ماشینهای بالانس تعمیراتی ۱۸۶
ماشینهای بالانس تولیدی ۱۸۷

فصل هفتم: چند نمونه از تجربه‌های موفق بالانس بر روی IDEها و توربین واحدهای ۲۰۰ مگاواتی نیروگاه شهید منتظری اصفهان

بالانس یک صفحه‌ای ۱۹۳

بالانس در دو صفحه ۲۰۴

۱-انتخاب صفحه ی بالانس ۲۰۵

۲-انتخاب صفحات و جهت اندازه‌گیری ۲۰۵

بالانس شبه دو صفحه ای ۲۱۰

بالانس چند صفحه‌ای ۲۱۱

منابع ۲۱۲

پیش گفتار

توجه روز افزون صنایع به تجزیه و تحلیل و ارزیابی عملکرد تجهیزات از یک طرف و به حداقل رساندن هزینه‌های تعمیراتی از سوی دیگر باعث شده تا بحث تعمیر و نگهداری مورد توجه خاص قرار گیرد. در این کتاب به برنامه‌های مختلف مراقبت وضعیت ماشین (CM) و پرداختن بهسه محور اصلی ۱ ـ تعمیرات در صورت بروز خرابی ۲ ـ نگهداری و تعمیرات پیشگیرانه ۳ ـ نگهداری و تعمیرات پیش بینانه که روشهای شناخته شده‌ای هستند و پس از آن دو روش جدید نگهداری مبتنی بر قابلیت اطمینان و نگهداری مبتنی بر پویش گرایی معرفی شده است که البته بحث اصلی این کتاب نیست بلکه بحث اصلی عیب‌یابی ،آنالیز و رفع عیب به صورت تخصصی – کاربردی است و به تکنیک‌های آنالیز اشاره‌ای گردیده و بحث آنالیز ارتعاشات که در علوم مهندسی جایگاه ویژه‌ای دارد مورد بررسی قرار گرفته است.

نظر باینکه ارتعاشات بالا در ماشین‌های دوار از مشکلات صنایع در دنیای تکنولوژی بوده و مسئله کاهش ارتعاشات اضافی در صنعت مورد توجه خاص مدیران و کارشناسان می‌باشد و علم به این که کنترل ارتعاشات سبب افزایش عمر قطعات و کاهش تعداد توقف‌های خارج از برنامه خواهد گردید و با استفاده از تکنولوژی آنالیز ارتعاشات صرفه جویی زیادی در تعمیر و نگهداری و به دنبال آن افزایش کیفیت محصولات و در موردصنایع انرژی مانند برق باعث پایداری شبکه و کاهش آلودگیها و افزایش ایمنی در محیط کار می‌شود به اهمیت مسئله افزوده است.

پس از بحث آنالیز ارتعاشات نگاه ویژه این کتاب به بالانس تجهیزات می‌باشد هر چند از دیدگاه مهندسی میتوان گفت که روتور کاملاً بالانس عملاً وجود خارجی ندارد ولی اینکه استانداردهای مهندسی تا چه حد به ما اجازه می‌دهد هر سیستم دواری را با چه میزان ارتعاش مجازیم از آن بهره‌برداری کنیم در چارت‌های عمومی ارتعاشات در همین کتاب آورده شده است.

نحوه بالانس به روشهای برداری و محاسباتی در قالب بالانس در یک صفحه و بالانس در دو صفحه آورده شده است ،میتوان گفت ارتعاشات بیش از حد استاندارد در ماشین‌ها همیشه در اثر وجود عیوب بوجود می‌آیند و برای یافتن علت باید مشخصه‌ها و علائم ارتعاشی مورد بررسی و تحلیل قرار گیرند و پس از شناسایی با روش آنالیز ارتعاشات اقدام به رفع عیب نمود.

در این کتاب به بررسی انواع روشها و مقایسه آنها پرداخته و سپس ارتعاشات را بعنوان یک ابزار مناسب برای پایش وضعیت سلامت و کشف عیب در تجهیزات معرفی می‌نمائیم. تلاش شده است به سادگی متن و کاربردی بودن مطالب در نگارش توجه خاص شود و از آنجائیکه این کتاب قطعاً بدون اشکال نخواهد بود و بنده نیز هیچ ادعایی در مورد بی عیب بودن آن ندارم از کلیه اساتید و صاحبنظران صادقانه میخواهم ایرادهای فنی و نوشتاری را به اینجانب گوشزد نمایند.

تجربیاتی از بالانس توربین و فن‌های بویلر بعنوان نمونه در یک نیروگاه بخار (شهید محمد منتظری اصفهان) آورده شده است که امیدوارم مورد توجه و استفاده کارشناسان و تکنسینهای این بخش از صنعت قرار گیرد.

لازم می‌دانم از زحمات آقای مهندس سید محمود ابطحی که زحمت بازخوانی و ویرایش فنی این کتاب را به عهده گرفتند و با این کار به این دست نوشته‌ها مهر تأیید زدند تشکر و قدردانی نمایم.

در پایان امیدوارم بتوانم با کمک اساتید و کسب مهارت در کنار دیگر همکارانم در امر بالانس نسخه تکمیلی و تخصصی این مبحث را نیز تهیه و ارائه نمایم.

مقدمه

در دنیای امروز که علم و تکنولوژی بطور شگفت انگیزی رو به رشد و پیشرفت میباشد و لزوم هماهنگی با این پیشرفت روز به روز بیشتر احساس میشود روشن است که کتاب یکی از منابع دستیابی به اطلاعات و از ابزارهای مدیریت دانش شناخته شده ،باعث افتخار است که انجمن صنفی نیروگاه های ایران (اصنا) با ایجاد فضایی دلپذیر در صنعت تولید برق از طریق متدولوژی شیوهء اجرا و با با ایجاد فضایی برای رقابتی کردن و اجرایی نمودن استراتژی مدیریت دانش بر این مهم همت گمارده و کارشناسان مستعد و علاقه مند نیروگاه ها را بر آن داشته تا در فضای علمی ایجاد شده به فعالیت بپردازند.

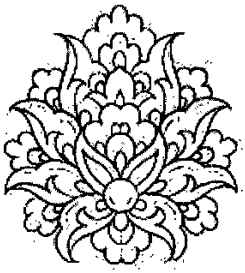
نیروگاه شهید محمد منتظری اصفهان که از سیاست های شرکت مادر، پرشیان فولاد تبعیت میکند و به دنبال ایجاد حلقه های ارتباطی بین نیروگاه ها و هم افزایی و به اشتراک گذاردن اطلاعات و تجربیات میباشد مفتخر است که در آستانه چهارمین همایش ملی تعامل نیروگاه های کشور بحث تعمیر و نگهداری (نت)را مورد توجه خاص قرار داده و این کتاب را که یکی از ابزارهای مراقبت وضعیت ماشین آلات دوار (condition monitoring) میباشد و به زبان خیلی ساده و کاربردی تهیه شده و مورد تایید مدیران و کارشناسان با تجربه نیز قرار گرفته را تقدیم به کارشناسان و تکنسین‌های علاقه مند ایران نماید.

در پایان به نیروهای جوان و متخصص نیروگاه ها که به عنوان اصلی ترین سرمایه صنعت برق ایران هستند توصیه میکنم که با به اشتراک گذاشتن اندوخته های علمی خود در هرچه شکوفاتر شدن فضای علمی کشور تلاش نمایند.

امیدوارم همیشه شاد و پر طراوت باشید

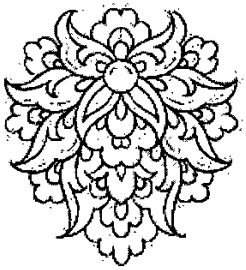
سید محسن افتخاری

ریس هیئت مدیره اصنا



فصل اول

روشهای تعمیر و نگهداری ماشین‌آلات



اهمیت تعمیر و نگهداری درصنعت

ازسرویس خارج شدن ناگهانی ماشین آلات به دلیل خرابی واثرات منفی آن، از جمله، توقف‌های برنامه ریزی نشده تولید و هزینه‌های سنگین ناشی از آن، همواره یکی از مهمترین نگرانی‌های تولید کنندگان و صاحبان صنایع بزرگ بوده است. طبق برآوردهای صورت گرفته، هزینه نگهداری و تعمیرات در صنایع از ۱۵ تا ۴۰ درصد هزینه تولید را شامل می‌شود. بیشترین هزینه‌ها در این مورد (۴۰ درصد)، در صنایع فولاد سازی و نورد گزارش شده است. البته این میزان، هزینه‌های ناشی از توقف‌های غیر منتظره تولید وخسارت‌های ناشی از آن را در بر نمی‌گیرد.

روی همین اصل تولید کنندگان، همواره به دنبال راه‌های مناسب، برای کاهش هزینه‌های سنگین ناشی از تعمیرات بوده اند. پیشرفت تکنولوژی در این زمینه نیز عمدتاً مرهون همین تلاش‌ها بوده است. امروزه با ابداع روش‌های نوین نگهداری و تعمیرات و استفاده از تکنیک‌های پیشرفته در این راستا، کاهش هزینه تعمیرات، از ۲۰ تا ۵۰ درصد، به راحتی امکان پذیر شده است. در برخی موارد، دست‌یابی به هزینه‌های کمتر نیزمیسر گردیده است.

افزایش قابل توجه تولید وکاهش هزینه‌ها از طریق بکارگیری روش‌های جدید، واحد نگهداری و تعمیرات را در هر صنعتی، به یکی ازمهمترین واحدهای آن تبدیل کرده وامروزه کمتر کارخانه‌ای است که تقویت وتجهیز به نیروهای انسانی مجرب و تجهیزات پیشرفته تشخیص عیب وعیب‌یابی ، از اهداف اصلی آن نباشد.

در روش‌های قدیمی که در آن‌ها فقط در صورت وقوع عیب و ازکار افتادن کامل یک تجهیز، اقدام به تعمیرات لازم صورت می‌گرفت، برخلاف آن در روشهای جدید نگهداری و تعمیرات، برنامه ریزی‌های دقیق و زمان بندی شده وبررسی مداوم وضعیت سلامت ماشین آلات و تلاش برای تشخیص شروع رشد عیوب و علت ایجاد آن، با استفاده از ر وش‌های پیشرفته و متنوع و برطرف کردن عوامل ایجاد آن‌ها، مبنای عملکرد واحد نگهداری و تعمیرات است.

۱-۱-روشهای تعمیر و نگهداری

دراینجا به بررسی انواع روش‌های نگهداری وتعمیرات ومقایسه قابلیت‌های آن‌ها با یکدیگر می‌پردازیم و تکنیک‌های مورد استفاده درآن‌ها را معرفی می‌نماییم.

۱-۱-الف -تعمیرات در صورت بروز خرابی

دراین روش ،تا زمانی که ماشین آلات، دچار خرابی‌های کلی نشده اند، اجازه ادامه کار به آنها داده می‌شود، در صنایعی که از ماشین آلات ارزان قیمت استفاده می‌کنند، یا دستگاه‌ها به صورت جفتی کار می‌کنند، به گونه‌ای که با از کار افتادن یک ماشین درخط تولید ،مشکل خاصی پیش نمی‌آید و یا ماشین آلات ،به راحتی قابل تعویض و جایگزینی هستند ،معمولاً از ماشین آلات تا جایی که از کار بیفتند، استفاده می‌شود. در چنین شرایطی، برنامه ریزی تعمیراتی و یا انجام بازدیدهای دوره‌ای و بررسی منظم وضعیت سلامت ماشین آلات، با استفاده از تجهیزات گران قیمت وحساس ونیروی انسانی مجرب، منطقی و به صرفه نخواهد بود.

اگرچه بسیاری از ماشین آلات، با این ر وش نگهداری می‌شوند، ولی کاربردآن برای نگهداری از ماشین آلات گران قیمت و حساس که جایگزینی برای آن‌ها در نظر گرفته نمی‌شود ویا جایگزین

نمودن آن‌ها به هر دلیلی، عملاً امکان پذیر نیست و همچنین درخطوط تولید پیوسته و بزرگ، دارای معایب مختلفی است:

اول این که، خرابی می‌تواند، بسیار غیر منتظره باشد که در این صورت، کار چندانی برای پیش بینی لوازم یدکی، نیروی انسانی و ابزار کار مورد نیاز برای تعمیر ماشین نمی‌توان انجام داد.

دوم این که، وقتی به ماشین اجازه داده می‌شود که تازمان بروز خرابی، به کار ادامه دهد، غالباً میزان تعمیرات مورد نیاز، بسیار بیشتر از زمانی خواهد بود که اشکال ماشین به موقع تشخیص داده شده و رفع عیب شود. به علاوه، خرابی ماشین می‌تواند باعث از بین رفتن کامل آن شده و تعمیرآن، دیگر مقرون به صرفه نباشد.همچنین هزینه‌های مربوط به کاهش یا توقف تولید در زمان خرابی ماشین نیز به دلیل وقوع غیر منتظره و برنامه ریزی نشده این اتفاق، ازمعایب دیگر این روش تعمیراتی است. امروزه در صنایع بزرگ، کمتر کارخانه‌ای است که باوجود روش‌های جدید، تعمیرات این روش را انتخاب و اجرا نماید.

۱-۱-ب- تعمیر ونگهداری پیشگیرانه[1] (PM)

دراین روش که تعمیرات زمان بندی شده ویا تعمیرات برنامه ریزی شده نیز نامیده می‌شود، برنامه ریزی و پیش بینی توقف‌های مختلف و انجام تعمیرات کلی دوره ای، براساس عمر مفید قطعات مصرفی ماشین آلات، مبنای عملکرد آن می‌باشد. در صنایعی که این شیوه را اجرا می‌کنند، ماشین آلات، پس از یک دوره زمانی مشخص (مدت زمان کلی ویا ساعت کارکرد مفید)، از سرویس خارج شده، کاملاً دمونتاژ می‌شوند. قطعاتی که عمر نامی آن‌ها به پایان رسیده باشد و یا تقریباً ۸۰درصد از عمر نامی خود را سپری کرده باشند، تعویض می‌گردند. همچنین سایر قطعات نیز مورد بررسی قرار گرفته و درصورت معیوب بودن، تعویض می‌شوند.

بازه زمانی برای تعمیرات،توسط سازنده دستگاه‌ها و براساس یک معیار آماری، مثلاً مدت زمانی که در طول آن حداکثر دو درصد از ماشین‌های کاملاً سرویس شده یا ماشین‌های نو، ازکار می‌افتند،تعریف می‌شود. با انجام سرویس تعمیرات در این بازه‌های زمانی، معمولاً انتظار می‌رود که بیش از ۹۸

[1] -Preventive Maintenance

درصد از ماشین آلات تا تعمیرات بعدی، بدون مشکل به کار خود ادامه دهند و از این رو احتمال از کار افتادن ماشین آلات و متوقف شدن ناگهانی خط، بسیار نادر خواهد بود.

این روش، اگرچه نسبت به روش قبلی، کاهش خرابی‌ها و توقف‌ها ی ناگهانی و درکل، کاهش هزینه‌های تعمیراتی را در بر دارد، ولی دارای معایب زیر می‌باشد:

۱) باز کردن کلی هرماشین حساس، هزینه زیادی در برداشته و وقت گیر است. دمونتاژ کردن آن بدون اطمینان از وجود عیب، اگرچه احتمال بروز توقف‌های ناگهانی را کاهش می‌دهد، ولی خود، باعث اتلاف وقت وهزینه می‌شود.

۲) تعیین فاصله زمانی مناسب بین دو تعمیر کلی، مشکل است. اگر برنامه آن قدر موفق باشد که هیچ خرا بی‌ای رخ ندهد، در آن صورت، احتمالاً فاصله بین دو تعمیرکلی، خیلی کوتاه بوده و در نتیجه، بیش از حد مورد نیاز، هزینه صرف تعمیرات کلی می‌شود.

۳) ماشین آلاتی که در شرایط خوبی مشغول به کار هستند، ممکن است عملاً در نتیجه باز و بسته شدن، کیفیت کارشان نزول کرده و یا دچار اشکالاتی شوند. پس از هرتعمیر کلی، همواره خط بروز خرابی‌های ناگهانی ناشی از نصب غلط قطعات، شل بودن پیچ ها، باقی ماندن اجسام خارجی درسیستم روغن و یا درون ماشین آلات و ... وجود دارد.

با توجه به نقاط ضعف این روش وعدم کارآیی کافی آن درنگهداری و تعمیرات تجهیزات حساس و گران قیمت، روش دیگری ابداع شد که در زیر به تشریح آن می‌پردازیم.

۱-۱-ج -تعمیر ونگهداری پیش بینانه (PDM)[1]

دراین روش که تعمیرات براساس شرایط کاری نیزنامیده می‌شود، اساس کار بر مبنای شرایط کارکرد هرماشین، به صورت جداگانه، بنا نهاده می‌شود.

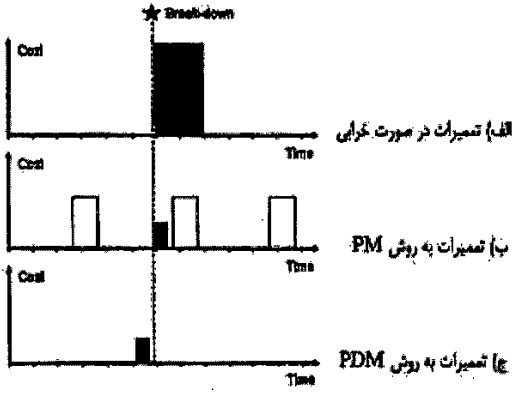
دراین روش، هرماشین به صورت جداگانه درنظر گرفته می‌شود و به جای در نظر گرفتن بازه‌های ثابت برای تعمیرات، یا تعمیرات دوره ای، از اندازه گیری‌های دوره‌ای استفاده می‌شود.

[1]-Predictive Maintenance

پارامترهای مختلف که تعیین کننده وضعیت کارکرد ماشین هستند ،به شکل دوره‌ای اندازه‌گیری می‌شوند و با کمک روند تغییر این پارامترها، وضعیت سلامت ماشین تشخیص داده می‌شود. به این طریق، زمان نیاز یک ماشین خاص به تعمیر، مشخص خواهد شد. این پارامترها می‌تواند برای هر ماشین، پارامترهای مختلفی باشد. ازمهم ترین آن‌ها، ارتعاش و پارامترهای ترمودینامیکی تجهیز می‌باشند. با استفاده از ارتعاشات می‌توان وضعیت مکانیکی اجزای ماشین را تشخیص داد و با کمک پارامترهای ترمودینامیکی، از وضعیت مصرف انرژی، بازده و چگونگی عملکرد ماشین ،مطلع گشت.

درحقیقت، فلسفه اصلی روش نگهداری و تعمیر پیش بینانه این است که تنها زمانی اجازه سرویس و تعمیرات داده می‌شود که اندازه گیری‌ها نشان دهند، تعمیرات و سرویس برای سلامت دستگاه ضروری است.

به وسیله اندازه گیری‌های دوره‌ای، می‌توان روند رو به رشد یک عیب را دنبال کرد و قبل از غیر مجاز شدن آن، از ادامه روند جلوگیری به عمل آورد. همچنین، با استفاده از تکنیک‌های خاص، می‌توان درمورد علت وقوع عیب‌های مختلف، تحقیق نمود.

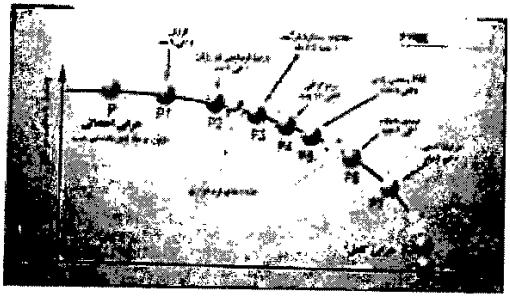


شکل ۱-۱- مقایسه هزینه بر حسب زمان ،برای روشهای مختلف تعمیر و نگهداری

درشکل (۱-۱) نمودار کلی هزینه برحسب زمان، برای سه روش تعمیر در صورت خرابی، تعمیرات پیشگیرانه (PM) و تعمیرات پیش بینانه (PDM)، به ترتیب از بالا به پایین، نمایش داده شده است.

اخیراً توسط شرکت تواتر سپاهان علاوه بر سه روش مطرح شده که به عنوان روشهای سنتی یاد شده دو روش مدرن مطرح گردیده که فقط جهت آشنایی با این روشها به صورت خلاصه آورده می‌شود : استراتژی‌های پویش گرا بر مدیریت سرمایه (ماشین آلات) در مراحل اولیه پیدایش عیب تمرکز دارد (نقاط P۱ تا P۵ در نمودار P-F). دستیابی به این استراتژی برای بسیاری از شرکت‌ها کار سختی است معمولاً سرمایه‌های آنها بدون هشدار و با کمترین هشدار به مرحله خرابی کامل می‌رسد و مدیریت سلامت سرمایه‌های شرکت به صورت عکس العملی صورت می‌گیرد .

امروزه با در اختیار بودن تکنیک‌های متنوع عیب‌یابی و آشکار سازی عیوب می‌توان از نرم افزارهای خاص برای اعلان هشدارهای نرم افزاری در جهت مدیریت سلامت سرمایه‌ها استفاده نمود. در نمودار P-F دو مرحله از این هشدارهای نرم افزاری که می‌تواند تا زمان کافی قبل از رسیدن وضعیت سرمایه به نقطه خرابی کامل اعلان شود نشان داده شده است.



۱-۱-د-نگهداری مبتنی بر قابلیت اطمینان
Reliability Centered Maintenance (RCM)

RCM یک فرآیند سیستماتیک و مختلط است که به منظور تامین توافق‌های ایمنی و ماموریت شرکت ارائه می‌گردد. در این فرآیند مرزهای سیستم تعریف شده و عملکرد سیستم ،شکست‌های عملی،و مودهای محتمل شکست برای تجهیزات و سازه‌ها در یک متن عملیاتی خاص تعریف می‌گردد.

از آنجایی که این فرآیند شدیداً به زمان و منابع وابسته است. RCM معمولاً فقط برای سرمایه‌های واقع در ۱۵٪ بالای فهرست حساس ترین سرمایه‌ها استفاده می‌شود.

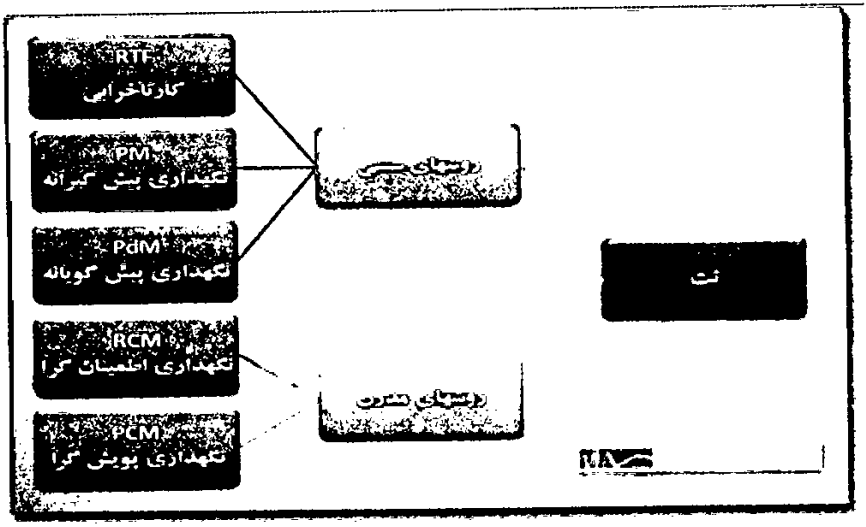
تحلیل مودهای شکست و اثرات آن (FaiLure Modes and Effects Analysis ((FMEA به طور کامل برای حدود ۵۵٪ از سرمایه‌ها مخصوصاً آنهایی که در محدوده وسط تا پایین فهرست ماشین‌های حساس قرار دارند به کار برده می‌شود. در این فن آوری برای هر سرمایه از یک FMEA اختصاصی استفاده می‌شود. تکمیل فرآیند FMEA به زمان و منابع کمتری نسبت بهRCM نیاز دارد، در حالی که هنوز قابلیت کنترل و تسکین قابل قبولی را فراهم کرده و قادر است مودهای شکست سرمایه‌ها را نیز تعریف کند

۱-۱-هـ-نگهداری مبتنی بر پویش گرایی

PCM (Proactive Centered Maintenanc((PCM)

بسیاری از شرکت‌ها به علت ندانستن یک استراتژیک مناسب پویش گرا و در بسیاری از موارد نداشتن منابع کافی ،وقت بسیار زیادی را در عکس‌العمل به شکست سرمایه هایشان تلف می‌کنند (RM). بعضی از شرکت‌های دیگر از استراتژی‌های پیشرفته تری استفاده می‌کنند که PdM و CM در آن بکار برده می‌شود ولی بدون آنالیز کامل حساسیت سرمایه با پی آمدهای شکست. اگرچه این استراتژی‌ها می‌توانند موثر باشند اما هر دوی آنها محدودیت‌هایی دارند، ما در جدول محدودیت‌های PM را براساس استراتژی نگهداری و همچنین محدودیت‌هایی از استراتژی PdM را نشان داده ایم. استراتژی PdM نشان داده شده بدون در نظر گرفتن توسعه قدرت نفوذ RCM یا FMEA در سرمایه‌های وابسته است.

تکنیک‌های مورد استفاده برای پایش وضعیت سلامت ماشین آلات و عیب‌یابی آن ها، به صورت مخفف، تکنیک‌های CM نامیده می‌شوند. در ۶۰ سال گذشته، پیشرفت‌های زیادی در زمینه اندازه‌گیری و بررسی پارامترهای وضعیت کاری تجهیزات صورت گرفته است .بیشترین پیشرفت در زمینه CM، در ۲۰ سال اخیر بوده است.



شکل ۱-۲- روش‌های سنتی و مدرن تعمیر و نگهداری

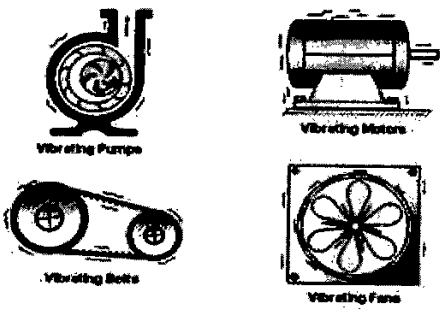
اکنون به معرفی انواع تکنیک‌های رایج وضعیت سلامت ماشین آلات (CM) می‌پردازیم.

۱- ۲- روشهای پایش وضعیت سلامت ماشین‌ها

۱- ۲- الف تکنیک‌ها ی ارتعاشی

با ایجاد هرگونه عیب مکانیکی در سیستم، خواص دینامیکی ماشین تغییر کرده و علاوه بر تغییر سطح ارتعاشات، طیف فرکانسی آن نیز تغییر خواهد کرد. درحقیقت، سیگنال‌های ارتعاشی یک سیستم، اطلاعات کاملی از وضعیت سلامت آن را در بر دارد و با کنترل رفتار ارتعاشی سیستم می‌توان سلامت آن را زیر نظر گرفت و یا درصورت وقوع عیب، علت آن را بررسی نمود. به طور خلاصه، می‌توان گفت ارتعاشات در ماشین آلات، مثل ضربان قلب در بدن انسان است و بیانگر چگونگی کارکرد ماشین و وضعیت قطعات داخلی آن می‌باشد.

ماشین‌ها به علل مختلف، از جمله طراحی نامناسب، تولید نادرست، سایش، لقی و ... تولید ارتعاش ونویز می‌کنند. همان طور که در شکل نشان داده شده است، ارتعاشات تولید شده توسط یک عیب درماشین، به بدنه ماشین منتقل و باعث لرزش کلیه قطعات ماشین می‌گردد. این ارتعاش، به نوبه خود، سبب ایجاد نویز در محیط نیز می‌شود.

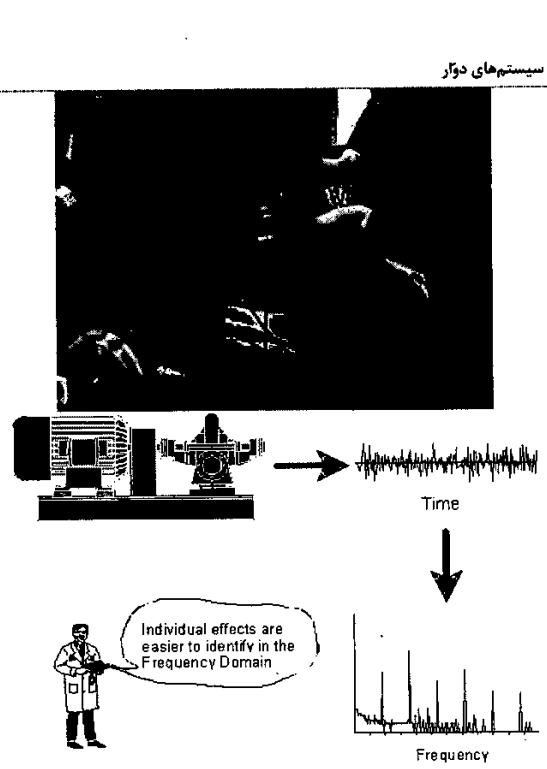


شکل ۱-۳ – ایجاد نویز در محیط به علت ارتعاشات تولید شده

با اندازه‌گیری ارتعاشات در بیرون ماشین، مثلاً بدنه خارجی آن و یا اندازه‌گیری نویز در نزدیکی ماشین، می‌توان به اطلاعاتی در باره آنچه در داخل ماشین اتفاق می‌افتد، دست پیدا کرد.

این مفهوم درشکل (۱-۳) نشان داده شده است.

یک ماشین ممکن است ازقطعات دوار مختلف و یا قطعاتی با حرکت رفت و برگشتی، تشکیل شده باشد. این قطعات متحرک، عامل اصلی ایجاد ارتعاش و نویز هستند. به علاوه، ماشین‌ها معمولاً تعداد زیادی قطعه ثابت دارند که به علت تحریک توسط ارتعاشات ایجاد شده به وسیله قطعات متحرک ارتعاش می‌کنند. وقتی فرکانس این ارتعاش، با یکی از فرکانس‌های تشدید قطعات ثابت، یکسان شود، ارتعاشات ایجاد شده تقویت می‌شود و اصطلاحاً تشدید سازه‌ای اتفاق می‌افتد.



شکل ۱-۴- دست‌یابی به اطلاعات داخل ماشین با اندازه‌گیری ارتعاشات و نویز

ارتعاشات زیاد در یک ماشین، تأثیرات منفی زیادی را درپی خواهد داشت. ازجمله این تأثیرات می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

۱) اتلاف انرژی؛

۲) ایجاد سرو صداونویز درمحیط؛

۳) سایش سریع قطعات؛

۴) ازبین رفتن هم محوری شافت ها؛

۵)افزایش بار روی تکیه گاه‌ها وکاهش عمر آن ها.

تکنیک‌های ارتعاشاتی مختلفی برای ردیابی رشد عیب‌ها و عیب‌یابی وجود دارد که در مورد آن‌ها صحبت خواهیم نمود.

۱-۲-ب -آنالیز روغن

به طور کلی ،انواع روان کارهای مایع که اصطلاحاً آن‌ها را روغن می‌نامند، درگروه‌های زیر تقسیم بندی می‌شوند:

۱) روغن‌های موتور، شامل موتورهای بنزینی، گازوئیلی، دوزمانه، قایق، لوکوموتیو، موتورهای دریایی و غیره؛

۲) روغن‌های دنده خودرو؛

۳) روغن‌های صنعتی که خود شامل روغن‌های زیر هستند:

- روغن‌های هیدرولیک
- روغن‌های توربین
- روغن‌های گردشی
- روغن‌های دنده صنعتی
- روغن‌های انتقال حرارت
- روغن‌های کشویی‌ها وراهنماها
- روغن‌های کمپرسورهای هوا و تبرید
- روغن‌های عملیات ماشین کاری
- روغن‌های عملیات حرارتی
- روغن‌های چند منظوره کشاورزی
- روغن‌های محافظ

روغن سیستم‌های مکانیکی، به دلیل آن که پیوسته درحال گردش و در تماس با قطعات مختلف سیستم است، حاوی اطلاعات وسیعی درمورد فعل وانفعالات درونی آن سیستم می‌باشد. با انجام

آزمایش‌های مختلف و به دست آوردن اطلاعات موجود در روغن نمونه، هرگونه پدیده غیرعادی در درون سیستم، در مراحل اولیه قابل شناسایی خواهد بود. از این جهت می‌توان روغن در ماشین آلات مکانیکی را مشابه خون در بدن انسان وآنالیز روغن را مشابه آزمایش خون دانست.

آنالیز روغن، هم چون آزمایش خون یک بیمار که بیانگر وضعیت عملکرد قسمت‌های مختلف بدن اوست، می‌تواند منعکس کننده وضعیت سلامت قطعات یک دستگاه باشد. همچنین از طریق آنالیز روغن، به راحتی می‌توان به چگونگی کیفیت روغن پی برد وضمن کنترل و حل مشکل روغن‌های مصرفی (تشخیص دقیق واطمینان بخش از صحت وسلامت روغن) درجهت افزایش طول عمر روغن و کاهش مصرف آن، برنامه ریزی و اقدام نمود.

اگرچه در طراحی سیستم‌های حساس و دقیق، حداکثر تمهیدات برای پیشگیری از احتمال نفوذ مواد وذرات خارجی به داخل سیستم به عمل می‌آید؛ ولی نفوذ آلودگی‌های مختلف به درون سیستم‌ها، امری اجتناب ناپذیر است. درعین حال، یکی از ریشه‌های خرابی، نمی‌تواند به اندازه پدیده آلودگی روان کارها، برای سیستم‌های مکانیکی مخرب باشد و در برنامه نگهداری و تعمیرات (نت) پیش بینانه، هیچ تلاشی به اندازه مسأله کنترل آلودگی روان کارها سود آور نیست.

برای آنالیز روغن، از روش‌ها و وسایل گوناگونی استفاده می‌شود که برخی از آن‌ها عبارت‌اند از:

۱) طیف بینی نشر اتمی

۲) طیف بینی جذب اتمی

۳) استفاده از اشعه مادون قرمز

۴) آزمون‌های فیزیکی

۵) آزمون‌های شیمیایی

۶) تعیین درصد واندازه ذرات

هریک از این آزمون‌ها به گونه ای، میزان سلامت عملکرد دستگاه را که در روغن، منعکس شده ونیز کیفیت خود روغن را به ما نشان می‌دهد.

درروش آنالیز روغن، به طور معمول، سه مسئله مورد توجه وارزیابی قرار می‌گیرد:

۱) نوع و وضعیت روغن

۲) مواد موجود ناشی از منابع خارجی

۳) اجزای حاصل از سایش، ناشی از عملکرد متقابل قطعات.

جهت بررسی وضعیت روغن، یک سری از آزمون‌ها مانند آزمایش ویسکوزیته، وضعیت اکسیداسیون، نقطه اشتعال، نقطه ریزش، وضعیت جدا پذیری از آب و غیره، مورد استفاده قرار می‌گیرند. درمرحله بعد، میزان مواد وارد شده از آلودگی‌های محیطی و سایر منابع خارجی، مانند سیلیس، سدیم و آب، مورد بررسی واقع می‌شود. درآخرین مرحله، عناصری که حاصل سایش قطعات هستند، از نظر کمی وکیفی بررسی می‌شوند. در این مرحله، با اندازه‌گیری عناصری مثل آهن، مس، نقره، آلومینیوم، کروم، نیکل و مانند آن، می‌توان به وضعیت سایش و خورده شدن قطعات مهم دستگاه مانند یاتاقان ها، چرخ دنده ها، پیستون‌ها و غیره، پی برد.

اولین گام در استفاده از آنالیز روغن، نمونه گیری صحیح و به موقع است. بر روی هر نمونه، باید زمان، نوع ونام ماشین، نوع روغن و ساعت کارکرد، توسط یک برچسب، مشخص شود. این نمونه‌ها به آزمایشگاه ارسال شده و با توجه به نوع روان کار، آزمایش‌های مورد نیاز بر روی آن انجام می‌شود.

نمونه برداری روغن،ممکن است به صورت موردی و اتفاقی و یا به صورت منظم و مستمر انجام شود.

به طور کلی، برای استفاده بهینه از روش آنالیز روغن، مراحل زیر باید طی شود:

۱) نمونه گیری صحیح و در زمان مناسب؛

۲) درخواست آزمون‌های متناسب با نوع روغن و شرایط دستگاه؛

۳) انجام آزمون‌ها با دقت کافی ؛

۴) تفسیر و بررسی دقیق نتایج توسط متخصص؛

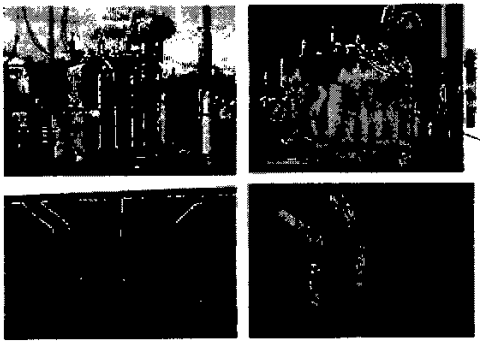
۵) ثبت دقیق نتایج آزمون ها، تهیه نمودارهای مناسب ونگهداری از آن‌ها در پرونده دستگاه؛

۶)جمع آوری اطلاعات از سایر روش‌ها و بررسی آن‌ها درکنار نتایج آنالیز روغن.

امروزه در برخی از ماشین آلات حساس، علاوه بر نمونه گیری منظم و برنامه ریزی شده از روغن از حسگرهایی استفاده می‌شود که به صورت دائم، در داخل روغن ماشین قرار دارند. این حسگرها، با قابلیت اندازه‌گیری ثابت دی الکتریک روغن که با خاصیت اسیدی بودن روغن، نسبت مستقیم دارد و معیاری برای اندازه‌گیری سلامت روغن است، امکان اندازه‌گیری و نمایش دائمی کیفیت روغن را فراهم می‌کنند.

۱-۲- ج -گرمانگاری

گرمانگاری، یکی از روش‌های بررسی وضعیت سلامت ماشین آلات (CM) است که بیشتر برای تشخیص وجود عیب بکار می‌رود. برای تشخیص علت وقوع عیب، معمولاً باید از سایر روش‌ها مثل روش‌های ارتعاشاتی کمک گرفت. این روش بازرسی، براین اساس بنیان گذاری شده است که دمای بیشتر اجزای یک سیستم، هنگامی که به طرز صحیح کار نکنند، افزایش می‌یابد. افزایش دما در یک مدار الکتریکی می‌تواند ناشی از اتصالات قطع شده باشد. دریک تجهیز مکانیکی، این پدیده را می‌توان دریک یاتاقان فرسوده مشاهده نمود. با اندازه‌گیری توزیع دما درسطح ماشین آلات درحین کار ومقایسه آن با توزیع دمایی آن ماشین درحالت کارکرد سالم (که از مستندات و کاتالوگ‌های مربوط به ماشین و یا ازروی تجربه به دست می‌آید)، می‌توان ایجاد و رشد عیب‌ها را تحت نظر گرفت.

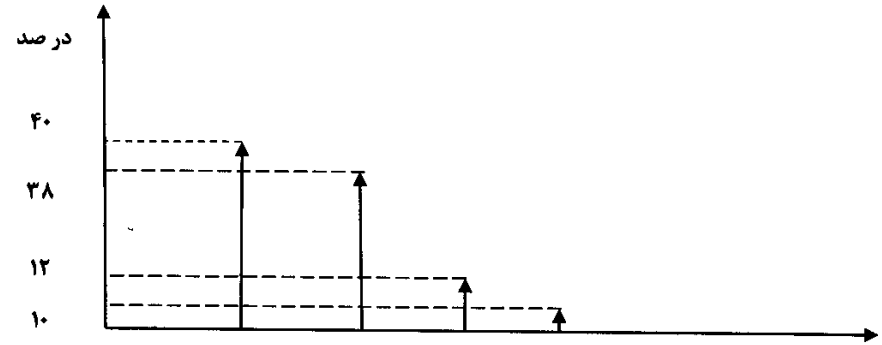


شکل ۱-۶- یک تصویر گرما نگاری

جدیدترین ابزارهای گرمانگاری که در بازرسی ماشین آلات و تجهیزات حین کار مورد استفاده قرار می‌گیرند ،عبارت‌اند از : دما سنج‌های غیر تماسی ودوربین‌های مادون قرمز که مکانیزم عملکرد هر دو، استفاده از طیف مادون قرمز گسیل شده از جسم هدف ،برای اندازه‌گیری دمای سطح جسم مورد نظر میباشد. با استفاده از این ابزارها، نیازی به تماس فیزیکی با ماشین نیست و می‌توان اندازه گیری‌ها را در شرایط کامل عملیاتی، انجام داده و از کاهش تولید و یا از کار افتادن دستگاه‌ها جلوگیری نمود.

۱-۲-د-آنالیز جریان

موتورهای الکتریکی، یکی از پر مصرف ترین و مهم ترین تجهیزات صنعتی هستند که نگهداری و تعمیر اصولی آن‌ها اهمیت زیادی دارد. بررسی عیب‌های ماشین‌های الکتریکی، مرسوم ترین خرابی‌های به وجود آمده درآن‌ها را مشخص کرده است. در شکل (۱-۴) درصد عیب‌های رایج در موتورهای القایی آورده شده است.



شکل۱-۴- عیوب موتور سایر عیوب عیوب استاتور عیوب یاتاقان

هرکدام از عیوب فوق، دارای نشانه‌های الکتریکی و مکانیکی مشخصی هستند که تشخیص نوع عیب را ممکن می‌سازند. با اندازه‌گیری ارتعاشات می‌توان به اکثر عیب‌های ماشین‌های الکتریکی پی برد. ولی برخی اوقات، مشخص نمودن عیوب الکتریکی از روی طیف‌های ارتعاشی یک موتور، به دلیل پیچیدگی‌های آن، امکان پذیر نیست. مثلاً افزایش مقاومت میله‌های روتور و یا نابالانسی ولتاژ خط، ازجمله عیب‌هایی است که تشخیص آن‌ها از روی پارامترهای الکتریکی، ساده تر از پارامترهای مکانیکی، مثل ارتعاشات موتور است.

امروزه روش جدیدی به نام آنالیز ابداع شده که قادر به شناسایی سریع عیب‌های الکتریکی است. در این روش، ازسیگنال زمانی جریان و همچنین طیف فرکانسی این سیگنال‌ها استفاده می‌شود.

هرکدام از عیب‌های الکتریکی ومکانیکی، تأثیر مشخصی بر روی طیف فرکانسی جریان ماشین می‌گذارد که تحلیل آن می‌تواند به تشخیص عیب‌های مذکور منجر شود.

تکنیک آنالیز جریان، یکی از تکنیک‌هایی است که به وسیله آن، عیوبی نظیر شکستگی میله‌های روتور، خارج از مرکزی، خرابی یاتاقان، عدم تقارن در فاصله هوایی بین روتور و استاتور و نابالانسی ولتاژ خط، قابل تشخیص هستند.

به دلیل مفصل بودن این موضوع، قبل از بیان مشخصات عیب‌های فوق در طیف فرکانسی جریان ماشین‌های الکتریکی، نیاز به توضیح مطالب زیادی است که از بحث و تخصص ما خارج می‌باشد.

۱-۲-هـ- کنترل پارامترهای فرآیند

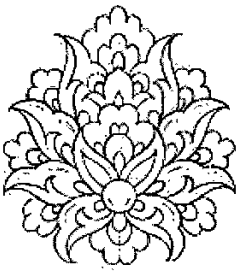
پایش صحت عملکرد برخی ماشین آلات صنعتی را می‌توان از طریق بررسی تعدادی ازپارامترهای خاص آن‌ها نیز انجام داد. اندازه‌گیری فشار و دبی روغن در یاتاقان‌های لغزشی بزرگ و مهم، مثل یاتاقان‌های توربین‌ها و سایر تجهیزات مهم، همچنین اندازه‌گیری فشار، جریان و دما درنقاط مختلف پمپ ها، توربین‌ها و کمپرسورها، ازجمله این اقدامات است.

درجدول (۱-۱) مقایسه‌ای بین تکنیک‌های مختلف CM از جهت توانایی آن‌ها در تشخیص برخی از عیب‌های رایج در صنعت، انجام شده است. همان طور که مشاهده می‌شود، تواناترین روش برای تشخیص این عیب ها، روش ارتعاشی است. ارتعاشات، درحقیقت بهترین پارامترتعیین کننده وضعیت سلامت ماشین آلات است. علاوه بر این، روش ارتعاشی، ازمعدود روش‌هایی است که عیب‌یابی به وسیله آن امکان پذیر است. در این کتاب نیز تمرکز اصلی بر روی عیب‌یابی ارتعاشی و روش‌های مختلف آن است.

	فشار	دبی	ترموگرافی	آنالیز روغن	آنالیز جریان	آنالیز ارتعاشی
نابالانسی						
ناهم محوری و خمش شافت						
خرابی یاتاقان‌های غلتشی						
خرابی یاتاقان هی لغزشی						
خرابی چرخ دنده ها						
لقی						
نویز						
ترک						
خرابی موتورهای الکتریکی						

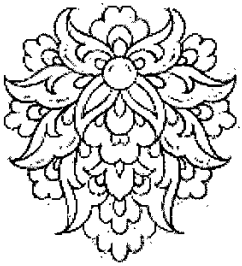
جدول ۱-۱

باتوجه به اینکه هرکدام ازتکنیکهای پایش سلامت ماشین تخصص خاص خود را می‌طلبد در این کتاب سعی شده است عیب‌یابی در ماشین‌ها بوسیله آنالیز ارتعاشات مورد بررسی قرار گیرد.



فصل دوم

عیب‌یابی در ماشین‌های دوّار بوسیله آنالیز ارتعاشات



عیب‌یابی عبارت از تشخیص عامل اختلال در کارکرد ماشین‌های دوار از عارضه‌های ثانویه ایجاد شده میباشد. عیوب مکانیکی به چند روش مختلف قابل تشخیص است که در همهٔ آنها، تجربه عامل تعیین کننده‌ای می‌باشد. یکی از مهمترین استراتژیهای عیب‌یابی، آنالیز ارتعاشات می‌باشد. در این روش، وضعیت ارتعاشی ماشین مورد بررسی قرار گرفته و درصورت مشاهده لرزش بیش از حد مجاز، یا تحلیل مشخصه‌های ارتعاشی درجهت‌های محوری و شعاعی، زاویه فاز، حرکت مرکز شافت، یکنواختی و یا گذرایی ارتعاش، عیوب احتمالی بوجود آمده یا درحال رشد شناسایی شده و هشدارهای لازم داده خواهد شد.

دراینجا عیوب اصلی و متداول ماشینها که کارکرد آنها را تحت تأثیر قرار میدهند بررسی کرده و سپس روشهای مختلف تشخیص آنها ارائه می‌شود. عیوب نامیزانی،عدم هم محوری، خمیدگی شفت، تماس وسایش، لقی مکانیکی، ترک محور و چرخش روغن از جمله عیوبی هستند که بررسی شده اند. برای هر عیب،علت بوجود آمدن، مشخصه‌های ارتعاشی ،نحوهٔ شناسایی و چگونگی رفع آن توضیح داده شده و به صورت جدول عیب‌یابی ماشین‌ها همراه با آنالیز ارتعاشات، آورده شده اند.

ماشینها بسته به موارد کاربرد از قبیل سرعت کارکرد، تجربه پرسنل در راه اندازی، تعمیر و نگهداری با مشکلات ارتعاشی مختلفی مواجه می‌شوند. اکثر عیوب مکانیکی ماشینها به صورت علائم

ارتعاشی و یا تغییر درمشخصه‌های ارتعاشی ظاهر می‌گردند. از طریق نمایش دامنه ارتعاشی بر حسب فرکانس درجهت‌های محوری وشعاعی، زاویه فاز، حرکت مرکز شافت یکنواختی و یا گذرایی ارتعاش عیوب احتمال بوجود آمده یا درحال رشد قابل شناسایی می‌باشند.

۲- ۱- علائم ارتعاشی

ارتعاشات در ماشین آلات، حاصل ایجاد و رشد عیوب گوناگونی می‌باشد که به صورت اختصار از آنها نام برده شد اینک به بررسی چند عامل مهم و رایج از جمله نالانسی، ناهم محوری، خرابی یاتاقان‌ها، خرابی چرخ دنده ها، لقی و .... پرداخته میشود که در اینجا سعی شده است به صورت مشروح آورده شود

۲-۱-الف- نابالانسی جرمی (نامیزانی)

عدم تعادل یا نابالانسی، یکی از عیوب رایج در ماشین آلات دوار است که علت آن، عدم توزیع یکنواخت جرم حول محور دوران روتور(عدم تطبیق محور جرمی روتور با محور دوران آن) است. بنا به تعریف سازمان استانداردهای بین المللی ISO، نابالانسی هنگامی رخ می‌دهد که نیرو یا حرکت ارتعاشی ناشی از نیروهای گریز از مرکز، به یاتاقان‌های روتوروارد شود.

برخی اثرات نامطلوب این عیب عبارتند از :

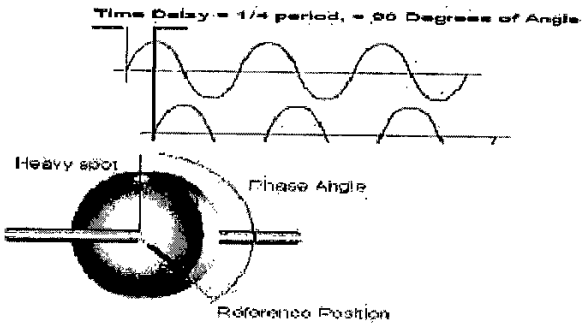
- افزایش نرخ سایش و بار دینامیکی وارد شده به یاتاقان‌ها و در نتیجه کاهش عمر آنها ؛
- افزایش خستگی در یاتاقان‌ها، فونداسیون‌ها و اجزای وابسته به آنها؛
- افزایش لقی مکانیکی در اتصالات؛
- ایجاد عدم هم محوری؛
- ایجاد سرو صدای اضافی.

برخی ازعوامل مؤثر در ایجاد نابالانسی (نامیزانی) عبارتند از:

- خطا درطرح اولیه: برای مثال عدم تقارن قطعه یا تلرانس‌های نامناسب هندسی و یا سطوح ماشین کاری نشده؛
- خطاهای ناشی از تولید: مثل خلل و فرج ایجاد شده درحین ریخته گری، خطاهای ابعادی و یا اعوجاج‌هایی که در اثر عملیات حرارتی بر روی قطعه رخ می‌دهد؛
- خطاهای ناشی از مونتاژ و یا کارهای تعمیراتی : مثل خطاهای ناشی از جوشکاری، تعویض پیچ و مهره‌ها (پیچ ومهره‌های غیر همگون)، خارها و....؛
- خطاهای حین کارکرد: مثل خوردگی روتور، ایجاد ذرات رسوب روی پروانه فن ها، تغییر شکل روتور ناشی از حرارت یا عوامل دیگر، شکستن و جدا شدن قسمتی از روتور و... .

میزان نیرویی که به وسیله نابالانسی به وجود می‌آید، بستگی به سرعت دوران و میزان عدم تعادل دارد. روتوری که در شکل(۲-۱) نشان داده شده، دارای عدم تعادلی است که به وسیله جرم m، در فاصله d از مرکز روتور، معادل سازی شده است. میزان نابالانسی این روتور برابر با m.d تعریف می‌شود. واحدهای رایج برای بیان نابالانسی، گرم ... سانتیمتر و انس .. اینچ است. در اثر چرخش روتور با سرعت دورانی ω، نیروی گریز از مرکز F به وجود می‌آید که برابر است با: (۲-۱) $F=md\omega^2$

که درآن، m برحسب کیلو گرم، d برحسب متر و ω برحسب rad/s می‌باشد.

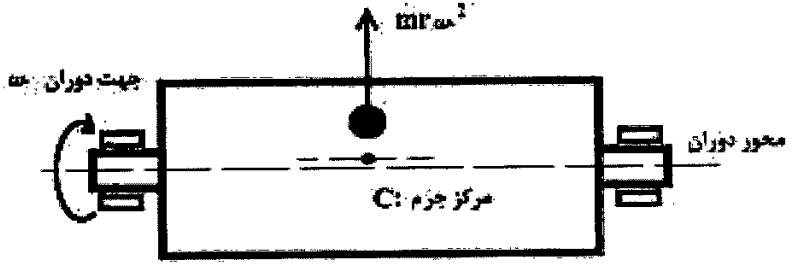


شکل ۲-۱- نیروی گریز از مرکز ناشی از نا بالانسی

به طور کلی، نابالانسی‌های روتورهای صلب را می‌توان به چهار نوع، تقسیم بندی کرد: استاتیکی کوپل، شبه استاتیکی و دینامیکی .

۲-۱-الف-۱ نابالانسی استاتیکی

عدم تعادل استاتیکی، وضعیتی است که درآن محور تقارن جرمی روتور، موازی محور دوران آن است (شکل ۲-۲). از مشخصه‌های بارز نابالانسی استاتیکی، یکسان بودن دامنه و فاز ارتعاشات دو طرف روتوراست. این نابالانسی را می‌توان با استفاده از یک جرم، برطرف نمود.

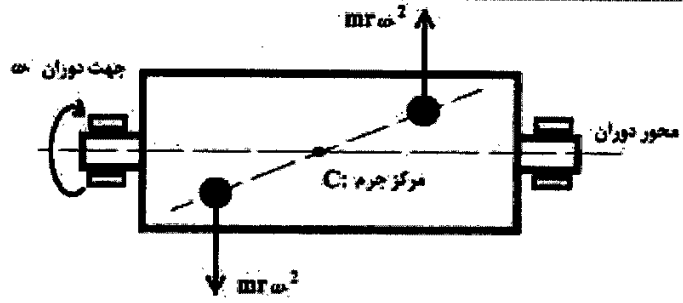


شکل۲-۲-نابالانسی استاتیک

۲-۱- الف – ۲ نابالانسی کوپل

نابالانسی کوپل، هنگامی رخ می‌دهد که محور تقارن جرمی روتور، بامحور دوران آن، در مرکز ثقل روتور، تلاقی داشته باشد (یعنی محور تقارن جرمی رتور، نسبت به محور دوران آن، حول مرکزثقل روتور بچرخد). همان طور که در شکل (۲-۳) دیده می‌شود، نابالانسی کوپل، به وسیله دو جرم یکسان در دو انتهای مختلف روتور و با اختلاف فاز ۱۸۰ درجه نسبت به محور روتور، قابل تصحیح است.

نابالانسی کوپل، با مشاهده ارتعاشات با دامنه یکسان ولی با اختلاف فاز ۱۸۰ درجه در طرفین روتور درحین کار، قابل شناسایی است.

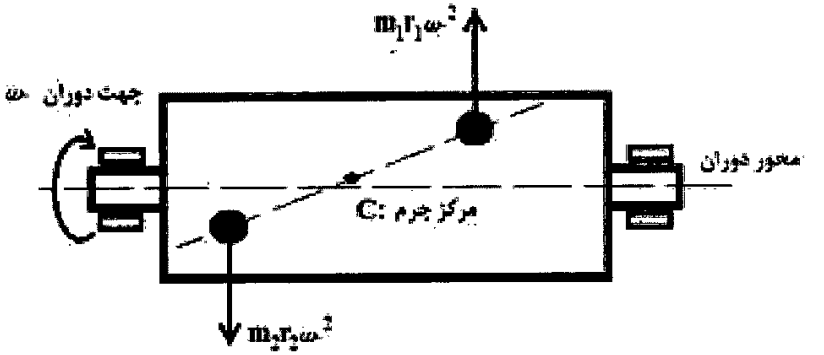


شکل۲-۳-نابالانسی کوپل

۲-۱-الف-۳ نابالانسی شبه استاتیکی

یک روتور نابالانس، معمولاً به صورت هم زمان، مقداری از هر دو نوع عدم تعادل استاتیکی و کوپل را خواهد داشت. ترکیب این دو نابالانسی را در صورتی که فاز نابالانسی استاتیکی، با فاز نابالانسی کوپل در یک سمت روتور، یکسان باشد، نابالانسی شبه استاتیکی می‌نامند. همان طور که در شکل (۲-۴) نشان داده شده است، در این نوع عدم تعادل، محور تقارن جرمی روتور، محور دوران آن را درمحلی غیر ازمرکز ثقل روتور قطع می‌کند.

دراین نوع نابالانسی، ارتعاشات روتور در یک انتها، به طور قابل ملاحظه‌ای، از انتهای دیگر بیشتر است. لیکن، فازها یکسان ویا ۱۸۰ درجه با یکدیگراختلاف دارند. برای این حالت، محور تقارن جرمی روتور، محور دوران آن را در فاصله بین دو یاتاقان یا درخارج ازآنها قطع می‌کند. این نابالانسی را می‌توان با استفاده از دو جرم در دو صفحه متفاوت، برطرف نمود.

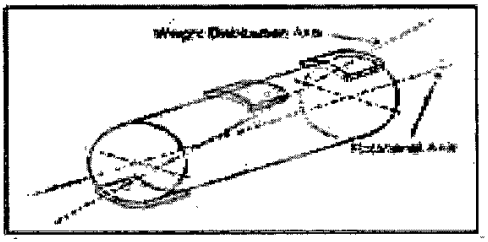


شکل۲-۴-نابالانسی شبه استاتیک

۲-۱ -الف-۴ نابالانسی دینامیکی

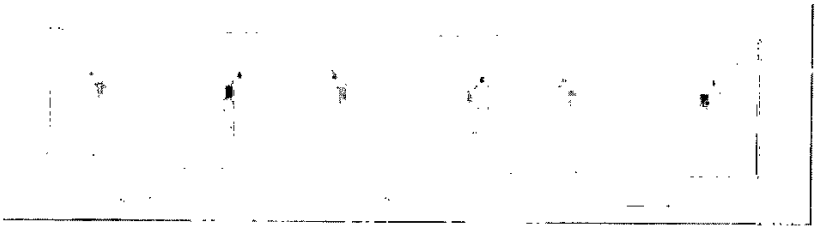
نابالانسی دینامیکی که متداول ترین نوع نابالانسی است، ترکیبی کلی از دونوع نابالانسی استاتیک و کوپل است. همان طور که در شکل (۲-۵) نشان داده شده ،در یک روتور با نابالانسی دینامیکی محور تقارن جرمی روتور و محور دوران آن، نسبت به هم متنافرند.

این نابالانسی باعث ایجاد ارتعاشاتی با دامنه‌ها و فازهای متفاوت در دو قسمت روتور می‌شود و برای بر طرف نمودن آن، حداقل به دو صفحه تصحیح، نیاز است.



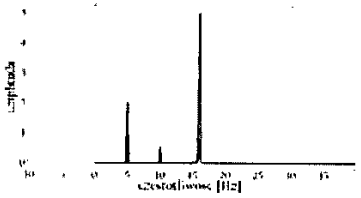
شکل۲-۵-نابالانسی دینامیک

درشکل (۲-۶)، اندازه و فاز ارتعاشات دو سر روتور برای نابالانسی‌های مختلف نشان داده شده است.



شکل۲-۶- مقایسه دامنه و فاز ارتعاشات برای نابالانسی‌های مختلف

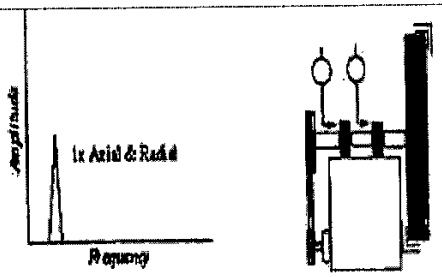
همان طور که در شکل (۲-۷) نمایش داده شده، فرکانس غالب در طیف فرکانسی به دست آمده از ارتعاشات شعاعی ناشی از عیب نابالانسی، فرکانس 1X (فرکانس دور روتور: X) است. البته در مواردی که نابالانسی شدید باشد، ممکن است هارمونیک‌های دور اصلی نیز در طیف فرکانسی دیده شود.



شکل ۲-۷ -فرکانس غالب در طیف نابالانسی

۲-۱-الف-۵ نابالانسی روتورهای یک سر آزاد

در روتورهای یک سرآزاد که دارای نابالانسی می‌باشند، دامنه ارتعاشی غالب، در فرکانس 1X، در هر دو جهت محوری و شعاعی رخ می‌دهد (شکل ۲-۸). روتورهای یک سر آزاد معمولاً دارای هر دو نابالانسی استاتیک و کوپل می‌باشند.



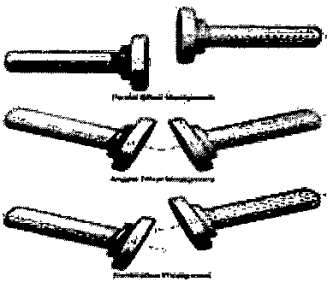
شکل ۲-۸ –روتور یک سر در گیر(over hung)- نا بالانسی و فرکانس غالب در طیف فرکانسی آن

یکی از نکات بسیار مهمی که قبل از شروع عملیات بالانس باید به آن دقت کرد، این است که ارتعاشات رتوری که می‌خواهیم بالانس کنیم، فقط ناشی از نابالانسی باشد وعیوب دیگر قبلاً بر طرف شده و در ایجاد ارتعاش،دخالت نداشته باشند.

۲-۲-ناهم محوری

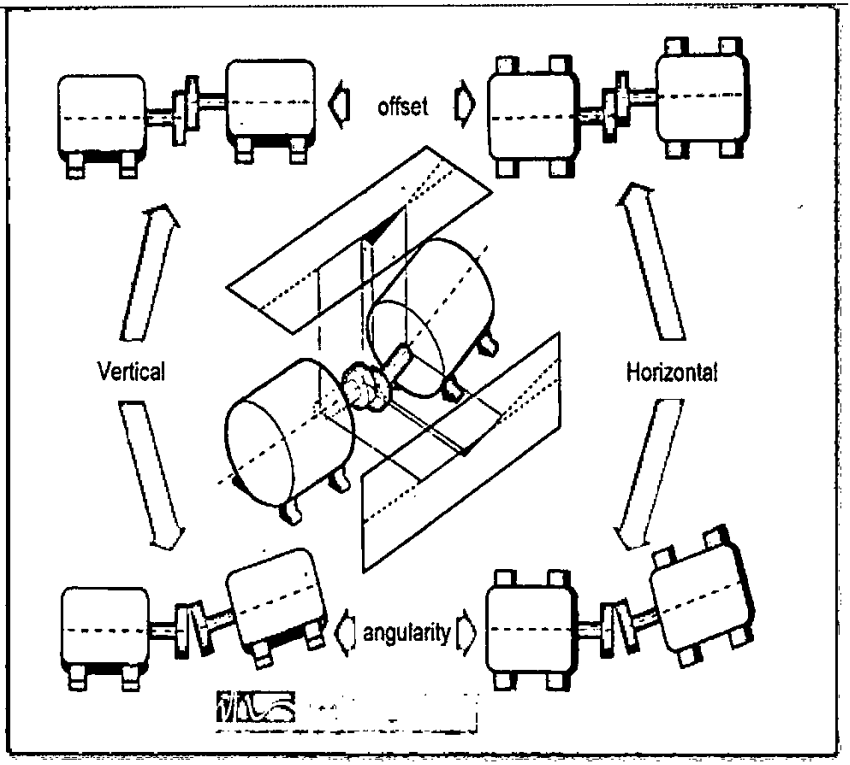
ناهم محوری، یکی از عیوبی است که ممکن است درمورد اجزای دوار مرتبط با هم، رخ دهد. این عیب، ناشی از یکسان نبودن محور دوران اجزای دوار متصل به هم است؛ مانند دو روتوری که با یک کوپلینگ به یکدیگر متصل شده‌اند و یا یک روتور با یاتاقان نصب شده بر روی آن و ... .

ناهم محوری را می‌توان به دو نوع ناهم محوری موازی و ناهم محوری زاویه‌ای دسته بندی نمود. همان طور که در شکل (۲-۹) نشان داده شده است، ناهم محوری موازی، خطای ناشی از فاصله محورهای دوران موازی دو روتور است؛ ولی ناهم محوری زاویه ای، خطای ناشی از زاویه دار بودن محورهای دوران متقاطع است. البته در اغلب موارد، ترکیب این دو نوع ناهم محوری، به صورت هم زمان دیده می‌شود که در این حالت، محورهای دوران با هم متنافر خواهند بود.



شکل ۲-۹- وضعیت محورهای دوران نسبت به یکدیگر در حالت‌های مختلف نا هم محوری

ناهم محوری، باعث ایجاد تنش‌های دینامیکی اضافی بر روی قطعات مجاور می‌شود. شکل (۲-۱۰)، اثرات مضر این عیب را نمایش می‌دهد. وقتی دو روتور آزادانه می‌چرخند، تغییر شکلی در آنها ایجاد نشده و نیروی اضافی نیز به تکیه گاه‌ها وارد نمی‌شود. ولی هنگامی که دو روتور، با یک کوپلینگ انعطاف پذیر، به هم متصل شوند، قسمتی از تغییر شکل را کوپلینگ جبران نموده و مابقی، بسته به میزان سختی روتورها، سبب خمش درآن‌ها می‌گردد. این امر، باعث ایجاد نیروهای اضافی بزرگ در تکیه گاه‌ها و تنش‌های اضافی در روتورها می‌شود. درحین چرخش، این تنش‌های اضافی، باعث ایجاد گرمای زیاد، خستگی شدید، ارتعاشات، صدای زیاد، خرابی زود رس یاتاقان ها، کوپلینگ ها، نشت بندها و شکستن روتورها می‌گردد. ناهم محوری، باعث افزایش قابل توجه در مصرف انرژی ماشین نیز می‌شود.

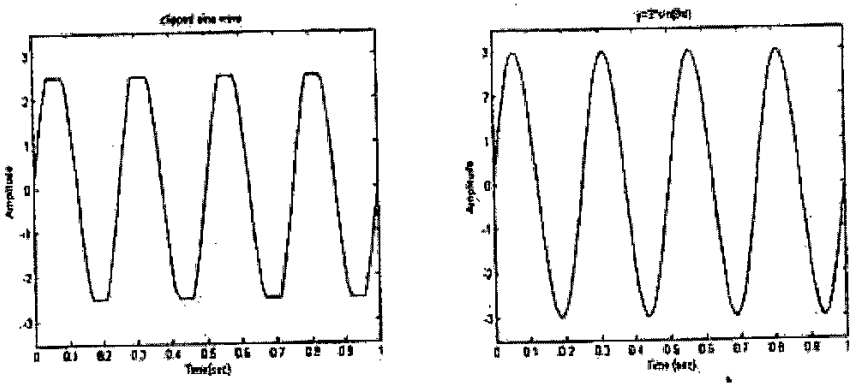


شکل ۲-۱۰- عیوب نا هم محوری

با هم محور کردن اتصالات دوار یک ماشین، این عیب برای همیشه برطرف نمی‌شود. عوامل مختلفی ممکن است سبب به هم خوردن هم محوری ماشین شوند. ازجمله عواملی که می‌توانند هم محوری یک سیستم را به هم بزنند، عبارتند از : گرم وسرد شدن و کلاً تغییرات دما، آزاد شدن تدریجی تنش‌های پسماند موجود در قطعات، جابجایی‌های زمین وارتعاشات ماشین در اثر بار گذاری حین کار و یا عیوب دیگر.

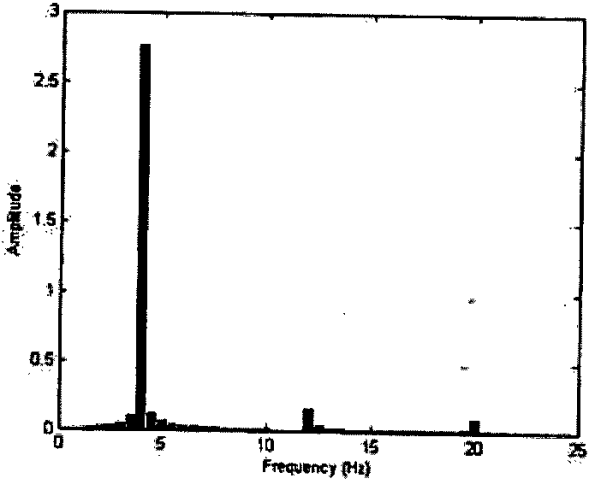
ناهم محوری در طیف فرکانسی، به صورت مجموعه‌ای از هارمونیک‌های دور اصلی قابل تشخیص است. این هارمونیک‌ها، به دلیل کرنش ایجاد شده در روتورها به وجود می‌آیند. درحقیقت، این هارمونیک ها، نتیجه پردازش سیگنال به دست آمده از حرکت محدود شده روتورها هستند و بیانگر

ارتعاشات واقعی درچنین فرکانس‌هایی نمی‌باشند.وقتی دو روتور ناهم محور، به یکدیگر کوپل می‌شوند، به سمت یکدیگر خم می‌گردند. درحین چرخش، روتورها تحت کرنش متناوب قرار می‌گیرند که باعث وارد شدن نیروهای اضافی به تکیه گاه‌های مجاور آنها می‌شود. این تکیه گاه‌ها نیز نیروهای عکس العملی به روتورها وارد میکنند که از تغییر شکل آزادانه آن‌ها جلوگیری و یا به عبارتی، تغییر شکل آن‌ها را محدود می‌کنند. این امر، باعث تغییر موج ارتعاش سینوسی با فرکانس دور روتور (ناشی از نابالانسی) می‌شود و از رسیدن این موج به مقدار بیشینه خود جلوگیری می‌کند. اصطلاحاً گفته می‌شود که موج به صورت کوتاه شده در میاید. این پدیده، سبب ایجاد هارمونیک‌های دور اصلی در طیف فرکانسی می‌شود. در شکل (۲-۱۱)، یک موج سینوسی با فرکانس ۵ هرتز و فرم کوتاه شده آن درحوزه زمان و در شکل (۲-۱۲)، طیف فرکانسی به دست آمده از فرم کوتاه شده این سیگنال نمایش داده شده است. هارمونیک‌های ۴هرتز در طیف مذکور، مشهود هستند.



شکل ۲-۱۱- موج سینوسی با مقدار فرکانس و فرم کوتاه شده آن در حوزه زمان

روتورهای ناهم محور، همچنین باعث ایجاد کرنش درکوپلینگ‌ها وفشرده شدن قطعات آنها به یکدیگر درهر دور می‌شوند. این قطعات، درهر دور، با هم تماس پیدا کرده، به یکدیگر فشرده و سپس از هم جدا میشوند. تکرار این سیکل در هر دور، باعث ایجاد ارتعاشات در فرکانسی معادل F می‌شود:



شکل ۲-۱۲- موج لحظه‌ای

ناهم محوری یاتاقان با شافت نیز باعث ایجاد هارمونیک‌های دور اصلی در طیف فرکانسی می‌شود. یاتاقان کج شده، به میزان قابل توجهی، ارتعاشات محوری تولید می‌کند و در صورتی که در جهت محوری و بر روی پوسته یاتاقان، اندازه‌گیری انجام شود، حدود ۱۸۰ درجه تغییر فاز از بالا به پایین یا پهلو به پهلو مشاهده می‌گردد. به منظور تفکیک این مورد با ناهم محوری کوپلینگ ها، بایستی کوپلینگ را از سیستم جدا نمود، مثلاً در یک موتور و پمپ که باکوپلینگ به هم متصل شده اند، برای تشخیص این موضوع، میتوان موتور را درحالت بدون بار (جدا از پمپ) تست کرد.

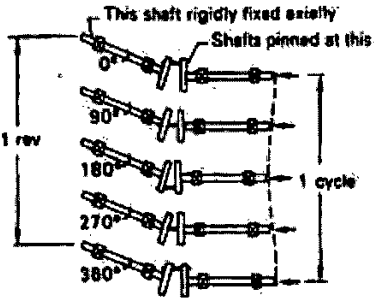
ناهم محوری، تابعی از دماست. در اثر گرم و سرد شدن ماشین آلات، جابجایی‌های اندکی در موقعیت آنها رخ می‌دهد که باعث بروز ناهم محوری می‌شود. بنابراین، تغییرات در ارتعاشات (بخصوص درهارمونیک ها)، دراثر تغییرات دما، از علائم نا هم محوری است.

ارتعاشات در دو طرف یک کوپلینگ نا هم محور، هم درجهت شعاعی و هم درجهت محوری، دارای اختلاف فاز ۱۸۰ درجه است.

وقتی ناهم محوری از نوع زاویه‌ای است، معمولاً ارتعاشات بالایی درجهت محوری در ۱X و۲X خواهیم داشت وارتعاشات درجهت محوری، در دو طرف کوپلینگ، همراه با ۱۸۰ درجه اختلاف فاز خواهد بود.

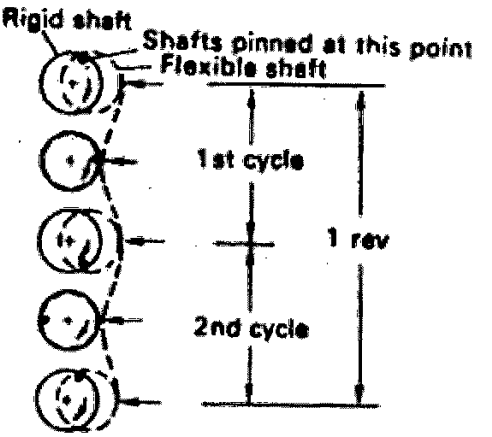
ناهم محوری موازی، دارای علائمی مشابه ناهم محوری زاویه‌ای است. این عیب، ارتعاشات بالایی درجهت شعاعی ایجاد کرده و اختلاف فازی درحدود ۱۸۰ درجه درجهت شعاعی و در دو طرف کوپلینگ ازخود نشان می‌دهد. دامنه ۲X، اغلب از ۱X بزر گتر است، ولی بلندی آن نسبت به ۱X غالباً به وسیله نوع و ساختار کوپلینگ مشخص می‌شود. هنگامی که ناهم محوری زاویه‌ای یا موازی شدید شوند، می‌توانند قله‌هایی با دامنه زیاد و در هارمونیک‌های بالا مثل ۴X و ۸X یا حتی یک سری از هارمونیک‌های فرکانس بالا، شبیه لقی مکانیکی تولید کنند. هنگامی که ناهم محوری شدت یابد، معمولاً نوع وجنس کوپلینگ تأثیر زیادی بر روی الگوی طیف می‌گذارد. هارمونیک‌های به دست آمده در طیف ارتعاشی مربوط به عیب ناهم محوری، بر روی سطح نویز قابل توجهی قرار ندارند.

درشکل (۲-۱۳)، مدل ساده‌ای از دو شافت با ناهم محوری زاویه‌ای نشان داده شده است. در این مدل، شافت سمت چپ مقید شده و شافت سمت راست که با یک پین به آن متصل شده است، درجهت محوری می‌تواند آزادانه حرکت کند. همان طور که مشاهده می‌شود، به ازای هر دور شافت سمت چپ، شافت سمت راست، یک سیکل کامل حرکت رفت و برگشتی در راستای محوری انجام می‌دهد. این امر، به نوعی مؤید این مطلب است که در طیف فرکانسی اندازه‌گیری شده در جهت محوری، روی کوپلینگی که ناهم محوری زاویه‌ای دارد، بزرگترین قله در فرکانس ۱X اتفاق می‌افتد.



شکل ۲-۱۳- مدل سازی نا هم محوری زاویه‌ای دو شافت به کمک کوپلینگی با یک پین

درشکل (۲-۱۴)، مدل ساده‌ای از دو شافت با ناهم محوری موازی نشان داده شده است. در این مدل که دو شافت با یک پین به یکدیگر متصل اند، یکی از شافت‌ها مقید شده و دیگری در جهت شعاعی می‌تواند آزادانه حرکت کند. همان طور که مشاهده می‌شود، به ازای هر دور شافت مقید، شافت مقابل، دو سیکل کامل حرکت رفت و برگشتی در راستای شعاعی انجام خواهد داد. این امر، مؤید این مطلب است که در طیف فرکانسی اندازه‌گیری شده درجهت شعاعی، روی کوپلینگی که ناهم محوری موازی دارد، بزرگترین قله در فرکانس ۲x اتفاق می‌افتد.

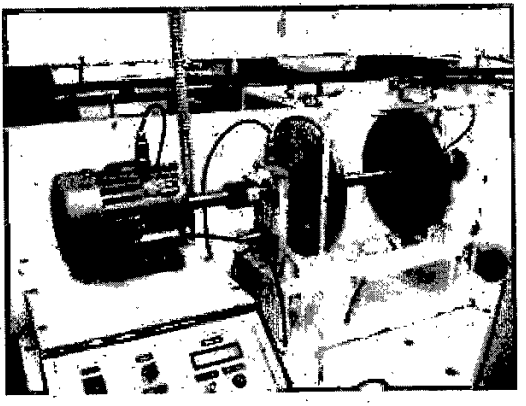


شکل ۲-۱۴- نمایش نا هم محوری موازی دو شافت به کمک کوپلینگی با یک پین

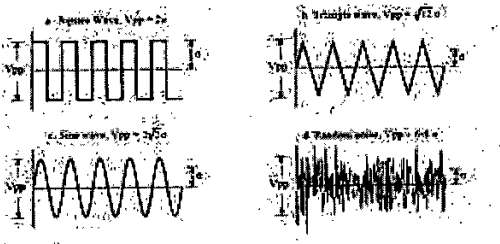
درشکل(۲-۱۵)، یک نمونه دستگاه آزمایشگاهی برای تحقیق در مورد اثرات ارتعاشی عیب ناهم محوری، نمایش داده شده است. این دستگاه از یک موتور الکتریکی با دور ۱۷۹۰ rpm که به وسیله یک کوپلینگ انعطاف پذیر، به یک روتور متصل است، تشکیل می‌شود. موتور مذکور را می‌توان به وسیله پیچ‌های نصب شده کنار آن، به میزان دلخواه با روتور، ناهم محور نمود.

در شکل (۲-۱۶)، یک نمونه طیف زمانی ارتعاشات به دست آمده از ماشین مذکور آورده شده است. طیف فرکانسی متناظر آن در شکل (۲-۱۷) نمایش داده شده است. همان طور که ملاحظه می‌شود،

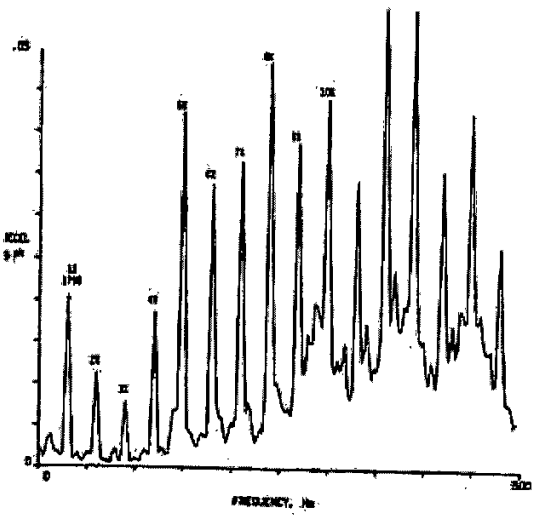
طیف زمانی در تشخیص این عیب، کارایی زیادی ندارد. این درحالی است که هارمونیک‌های دور اصلی در طیف فرکانسی، نشانه واضحی از عیب ناهم محوری است.



شکل ۲-۱۵



شکل ۲-۱۶



شکل ۲-۱۷

۲-۲-۱-تشخیص عیوب نابالانسی و ناهم محوری از یکدیگر

ناهم محوری نیز مانند نابالانسی، یکی ازعیوب بسیار رایج است. علائم ارتعاشی این عیب، گاهی می‌تواند شبیه علائم عیب نابالانسی باشد. در سیستم‌های خطی و با ناهم محوری اندک، ممکن است هارمونیک‌ها خیلی ضعیف باشند وقله نسبتاً بزرگی در 1X وجود داشته باشد. برعکس، نابالانسی شدید در سیستم‌های غیر خطی، گاهی باعث ایجاد هارمونیک‌های نسبتاً قوی وارتعاشات محوری می‌شود. با توجه به این مطلب، تشخیص این دوعیب از یکدیگر، گاهی به راحتی امکان پذیر نیست و نیاز به تکنیک‌های خاصی دارد. به منظور تشخیص این دوعیب از یکدیگر، برخی از خصوصیات این دوعیب، درجدول (۲-۱) آورده شده است.

گاهی دو عیب نابالانسی و ناهم محوری، به صورت هم زمان در سیستم وجود دارند. پس از پی بردن به این هم زمانی، ترتیب برطرف کردن این عیوب، نکته مهمی است که رعایت آن، در کاهش زمان وهزینه تعمیر، بسیار مؤثر است. در این موارد، ابتدا باید ناهم محوری را بر طرف نمود وسپس،

عملیات بالانس در محل را انجام داد. علت این کار، ساده است ؛ برطرف کردن ناهم محوری به صورت استاتیکی و بدون استارت ماشین صورت می‌گیرد و در نتیجه، نابالانسی، هیچ تأثیری درعملیات هم محور کردن ندارد. ولی اگر بخواهیم ابتدا نابالانسی را بر طرف نماییم، با توجه به این که رفع نابالانسی نیاز به اندازه‌گیری دامنه ارتعاشات در 1X دارد، ارتعاشات ناشی از ناهم محوری بر روی اطلاعات به دست آمده از ارتعاشات ماشین در 1X تأثیر قابل توجهی می‌گذارد. این کار، انجام عملیات بالانس را بسیار مشکل می‌سازد. البته می‌توان در برخی موارد که هم محور سازی کار دشواری است، برای تشخیص عیب از یک جرم گذاری آزمایشی استفاده نمود.

ناهم محوری	نابالانسی
هارمونیک‌های نسبتاً قوی	پیک نسبتاً قوی در 1X
ارتعاشات محوری زیاد	ارتعاشات محوری کم
وابستگی ارتعاشات به دما	عدم وابستگی ارتعاشات به دما
عدم وابستگی ارتعاشات به سرعت روتور	وابستگی ارتعاشات به سرعت روتور
وابستگی ارتعاشات به بار	عدم وابستگی ارتعاشات به بار

جدول ۲-۱- مقایسه رفتارهای دینامیکی دوعیب نابالانسی وناهم محوری

۲-۳- خمیدگی شافت

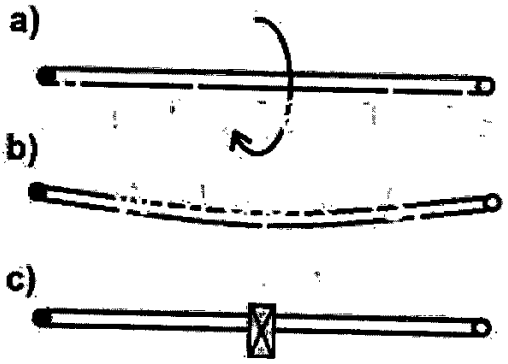
زمانی که یک روتور سنگین، برای مدت زمان طولانی، بدون چرخش و ساکن بماند، در اثر نیروی وزن خود مقداری کمانش پیدا می‌کند و به اصطلاح، خم می‌شود. این مشکل، برای روتورهایی که انبار می‌شوند نیز، اتفاق می‌افتد. برای جلو گیری از چنین اتفاقی، باید دستگاه‌هایی که از آن‌ها برای مدت زیادی استفاده نمی‌شود، به صورت دوره‌ای، روتورشان چرخانده و در زوایای مختلف قرار گیرد.

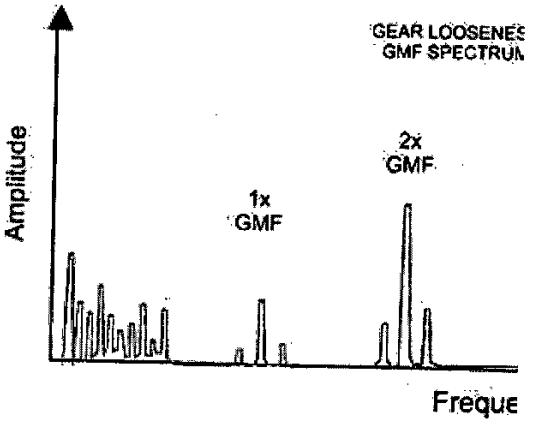
روتورهایی که انبار می‌شوند نیز بهتر است به صورت عمودی نگهداری شوند واگر این امر امکان پذیر نبود، به صورت ،دوره‌ای چرخانده شوند. همچنین باید دقت کرد که لنگی روتورهای انبار شده، قبل از نصب روی ماشین، توسط ساعت اندیکاتور اندازه‌گیری شود.

دراثر بروزاین عیب، درواقع یک نابالانسی شدید در روتور ایجاد شده که علائم آن نیز با نابالانسی، یکسان است. درچنین مواردی، اگر میزان خمیدگی شافت، کم باشد، ممکن است با بالانس مجدد، مشکل حل شود. البته برای بالانس، اصلاح جرمی بزرگی نسبت به وزن روتور نیاز خواهد بود.

اما اگر خمیدگی شافت، زیاد است، برای اصلاح آن باید ابتدا روتور را صاف وسپس روی آن عملیات بالانس انجام داد.

عیب خمیدگی شافت، باعث رشد ارتعاشات محوری و شعاعی در تکیه گاه‌ها می‌شود. معمولاً در طیف به دست آمده از اندازه‌گیری محوری، قله‌های بسیار بزرگی در 1X و 2X وجود دارد. اختلاف فازنزدیک به ۱۸۰ درجه برای ارتعاشات محوری و هم فاز بودن ارتعاشات شعاعی در تکیه گاه‌های دو سمت، از ویژگی‌های بارز این عیب است. اگر خمیدگی، در نزدیکی مرکز شافت باشد، ارتعاشات غالب در1X واگر خمیدگی در نزدیکی جزء کوپل شده باشد، قله غالب در 2X ظاهر می‌گردد (شکل ۲-۱۸).





شکل ۲-۱۸- خمیدگی شافت و اثرات آن در طیف فرکانس

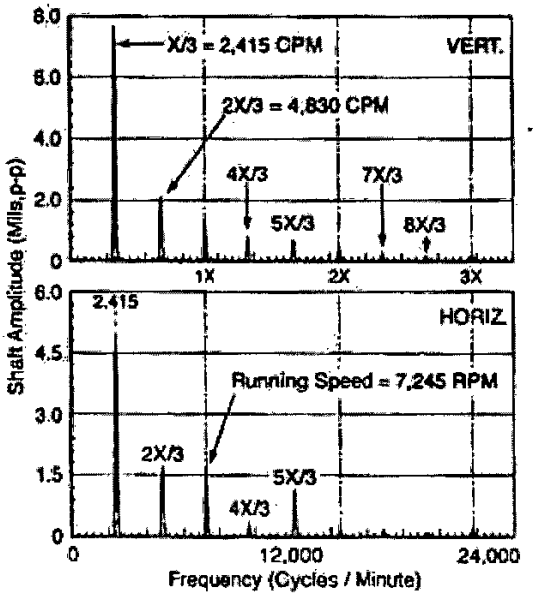
۲-۴-لقی

لقی مکانیکی و عمل کوبیدن یا ضربه زدن ناشی از آن، ارتعاشاتی ایجاد می‌کند که غالباً دارای فرکانس ۲x یا مضارب بیشتر دور شافت می‌باشد. این ارتعاشات، ممکن است ناشی از شل بودن پیچ‌های نصب، لقی بیش از اندازه یاتاقان و یا ترک خوردگی در پایه یاتاقان و سازه باشد.

مشخصات ارتعاشات ناشی از لقی، توسط یک نیروی محرک دیگر، مثل نابالانسی و یا ناهم محوری، به وجود می‌آید. درواقع لقی مکانیکی، شرایط عیب را تشدید می‌نماید. به عبارت دیگر، سبب افزایش دامنه ارتعاشات ناشی ازعوامل دیگر می‌شود. بدین جهت، می‌توانیم بگوییم لقی مکانیکی اجازه می‌دهد عیوب، ارتعاشات بیشتری را نسبت به حالت عدم و جود لقی به وجود بیاورند.

درهر ماشین، مقداری تولرانس مجاز لقی بین اجزای آن و جود دارد. در نتیجه، هرجا که مقداری نابالانسی یا نا هم محوری وجود داشته باشد، یافتن ارتعاشاتی در فرکانس ۲x عادی خواهد بود. به طور کلی، اگر دامنه ارتعاشات در ۲x، بیش از نصف دامنه ارتعاشات در ۱x باشد، لقی مکانیکی می‌تواند عامل اصلی ارتعاشات باشد.

هنگامی که بین اجزای ماشین، مثل یاتاقان‌ها در هوزینگ، لقی غیرمجاز وجود داشته باشد، معمولاً زیر هارمونیک‌ها (nX/ ۱ و هارمونیک‌های آن) در طیف فرکانسی، دارای دامنه بالاتری هستند و فرکانس غالب، خواهند بود. درحالت‌هایی که لقی مربوط به فونداسیون و یا سازه نگهدارنده دستگاه باشد، فرکانس غالب، در ۲x واقع خواهد شد. برای نمونه، در شکل (۲-۱۹)، طیف فرکانسی به دست آمده از اندازه‌گیری بر روی یک توربین بخار با دور ۷۲۴۵ rpm آورده شده است. وجود زیرهارمونیک‌های فرکانس اصلی در آن طیف، به دلیل لق شدگی هوزینگ یکی از یاتاقان‌ها، کاملاً مشهود است.



شکل ۲-۱۹- طیف فرکانس در جهت عمودی و افقی یک توربین بخار

۲-۵-تشدید

تشدید یا رزوناس، زمانی رخ می‌دهد که فرکانس نیروی اعمالی، با فرکانس طبیعی سیستم برابر شود. این امر، باعث تقویت دامنه ارتعاش می‌گردد و احتمال دارد سبب خرابی و یا حتی انهدام تجهیز

گردد. فرکانس طبیعی، غالباً مربوط به روتور است، ولی می‌تواند ناشی از بدنه، فونداسیون، یا حتی تسمه‌های محرک نیز باشد. اگر محدوده کاری یک روتور، در نزدیکی رزوناس باشد، کوچک ترین تحریک می‌تواند دامنه نوسانات در دور اصلی را افزایش دهد.

بنابراین ،گاهی اتفاق می‌افتد که دامنه‌های بزرگ در دور اصلی، ناشی از نزدیک بودن دور روتور به فرکانس تشدید خود ویا قسمتی از مجموعه باشد. در این موارد، بالا بردن دقت بالانس، کمک زیادی نمی‌کند. برای تشخیص این موضوع، باید فرکانس‌های تشدید سیستم، از طریق آزمایش شناسایی شوند.

یکی از روش‌های تشخیص فرکانس‌های طبیعی سیستم، استفاده از تست مودال با چکش یا لرزاننده است. ولی باید به این نکته دقت کرد که فرکانس‌های طبیعی یک روتور درحال چرخش، با فرکانس‌های طبیعی آن در حال سکون، متفاوت است. این امر، به دلیل اثرات کوپل ژیروسکوپی روی روتور اتفاق می‌افتد. لازم به ذکر است که فرکانس‌های طبیعی به دست آمده از تست مودال در حالت سکون، تا حدود زیادی به فرکانس‌های روتور دوار نزدیک است. همچنین، وقتی با یاتاقان ژورنال سروکار داریم، درحالت سکون، فیلم روغن تشکیل نمی‌شود ولذا سختی تکیه گاه مذکور با حالت روتور چرخان، متفاوت است. البته فرکانس‌های سازه ماشین رابا روش تست مودال، می‌توان با دقت بالایی تعیین نمود.

روش دیگر برای تعیین فرکانس‌های طبیعی روتور، استفاده از آنالیز دنبال نمودن مرتبه اول است. با خاموش کردن دستگاه، دور روتور تدریجاً کاهش می‌یابد. با ثبت ارتعاشات ماشین که با استفاده از یک فیلتر روی دور اصلی به دست آمده است، می‌توان نمودار دامنه برحسب دور و فاز بر حسب دور را برای آن ترسیم نمود. با بررسی این دو نمودار، جایی که ماکزیمم نسبی دامنه رخ داده و هم زمان، فاز نیز ۱۸۰ درجه تغییر می‌کند، فرکانس طبیعی مجموعه سیستم است. این فرآیند را می‌توان در حین بالا بردن دور ماشین نیز انجام داد.

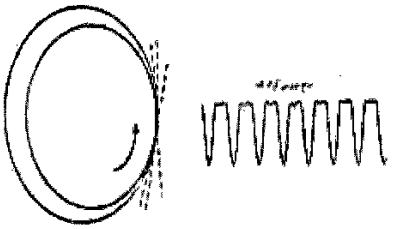
با اطلاع از محل فرکانس‌های طبیعی، چنانچه متوجه شویم که ارتعاشات ماشین در دور نامی، غالباً ناشی از نزدیکی دور آن به فرکانس تشدید است، می‌توان با تغییر جرم سیستم ویا افزایش سختی آن

در برخی نقاط، محل این فرکانس‌ها را جابجا نمود. همچنین در صورت امکان، می‌توان با تغییر دور کارکرد دستگاه، آن را از فرکانس‌های طبیعی دورکرد.

۲-۶-اصطکاک روتور

اصطکاک روتور با اجزای ثابت، جزو عیوب محسوب نمی‌شود؛ بلکه نشانگر رشد شدید یک یا چند عیب درسیستم است. به عبارت دیگر، جزو آخرین علائم عیب قبل از برخورد روتور و خرابی سیستم است. در نتیجه، درصورت بروز چنین اتفاقی، باید به دنبال عیبی گشت که با رشد خود، باعث اصطکاک روتور با سایر قسمت‌ها شده است.

اصطکاک روتور، طیفی را مشابه طیف لقی مکانیکی تولید می‌کند. اصطکاک که ممکن است در قسمتی و یا در تمام مسیر حرکت اتفاق بیفتد، معمولاً باعث تحریک یک یا چندین رزوناس در سیستم می‌شود. مشاهده قله‌های ناپایدار درفرکانس‌های بالا، مؤید همین مطلب است.مضارب صحیحی از زیرهارمونیک‌های دور اصلی، می‌تواند ازعلائم این برخوردهای خفیف باشد. شکل(۲-۲۰)، نمونه‌ای از طیف زمانی سینوسی اصطلاحاً کوتاه شده یک روتور را که در اثر تماس‌های خفیف با اجزای ساکن حاصل شده است، نمایش می‌دهد.



شکل ۲-۲۰- سیگنال زمانی ناشی از اصطکاک روتور

۲-۷- تسمه‌ها

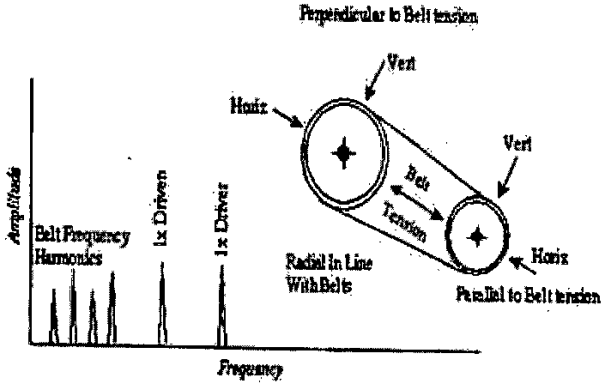
مسائل ارتعاشی مرتبط با تسمه ها، به طور کلی به دو دسته تقسیم می‌شوند: عکس العمل تسمه به نیروهای محرک تولید شده توسط قسمت‌های دیگر وارتعاشات ناشی از خرابی‌های خود تسمه.

تسمه‌های V شکل، به دلیل نمایان بودن لرزش و حالت شلاق زدن آن‌ها بین پولی ها، غالباً به عنوان منبع ایجاد ارتعاشات معرفی می‌شوند. از آن جا که ارتعاشات در تسمه ها، بیشتر از سایر قسمت‌ها به چشم می‌آید و البته، تسمه‌ها ساده ترین قسمت ماشین برای تعویض نیز هستند، تعویض تسمه معمولاً یکی از اولین اقدامات برای رفع مسائل ارتعاشی است؛ اگر چه بسیار محتمل است که تسمه، تنها به نیروهای محرک تولید شده در قسمت‌های دیگر ماشین، عکس العمل نشان دهد. نابالانسی، پولی‌های خارج از مرکز، عدم هم محوری و لقی مکانیکی، ازجمله مسائلی هستند که می‌توانند ارتعاشات قابل رؤیت تسمه را باعث شوند. در این حالات، ارتعاش تسمه، بیانگر وجود یک عیب است، ولی خود تسمه به وجود آورنده آن عیب نیست. به همین دلیل، همیشه قبل از تعویض تسمه، باید ارتعاشات کلی ماشین بررسی شود.

درسیستم‌های چند تسمه‌ای، یکسان بودن کشش تسمه‌ها اهمیت زیادی دارد. اگر یک یا چند تسمه شل باشند، ارتعاشات زیادی را به همراه خواهند داشت. این وضعیت، باعث سر خوردن تسمه و تسریع در سایش تسمه و پولی می‌شود.

تشخیص ارتعاشات ناشی از عیوب تسمه از عوامل دیگر، نسبتاً ساده است. فاکتوراصلی تشخیص در این مورد، فرکانس دور تسمه است. در صورت و جود هرگونه عیب در تسمه، ارتعاشات یا فرکانسی برابر مضارب صحیح دور تسمه، رشد زیادی خواهند نمود.

اندازه گیری نوسانات تسمه را می‌توان با قرار دادن حسگر روی یاتاقان، درجهت عمود بر کشش تسمه و یا موازی با آن، انجام داد. شکل (۲-۲۱)، بیانگر این موضوع می‌باشد.



شکل ۲-۲۱- اثرات عیوب تسمه‌ها در طیف فرکانسی

عیوب متداول تسمه‌ها می‌تواند شامل ترک خوردگی، برجستگی درپهلوهای تسمه و کنده شدن قسمت‌هایی از آن باشد. همچنین، تسمه‌هایی که در نتیجه بسته بندی و در زمان انبار شدن، پیچ و تاب خورده و تغییر شکل داده اند، می‌توانند تا زمانی که درکار، شکل واقعی خود را باز نیافته اند، دامنه ارتعاشی بالایی ایجاد کنند. تسمه‌هایی که پهنای یکسان ندارند نیز می‌توانند باعث ارتعاش شوند. این تسمه ها، درشیار پولی، بالا و پایین رفته و به دلیل تغییر کشش، ارتعاش ایجاد می‌کنند. علامت بارز همه این عیوب، ایجاد دامنه‌های بزرگ و ناپایدار ارتعاشی در فرکانس دور تسمه و هارمونیک‌های آن است.

سرخوردن تسمه، به دلایلی از جمله، کافی نبودن کشش تسمه، هم محورنبودن پولی ها، نامناسب بودن تسمه و بار بیش ازحد روی آن، ممکن است به وجود آید. سر خوردن تسمه، گاهی ارتعاشات و صدا با فرکانس بالا ایجاد می‌کند. کلاً ارتعاشات ناشی از تسمه ها، دارای دامنه ناپایدار است.

سرخوردن تسمه‌ها را می‌توان به روش زیر تشخیص داد درحالتی که ماشین خاموش است، به وسیله گچ، یک خط راست، به صورت عرضی، روی تمام تسمه‌ها می‌کشیم وماشین را روشن می‌کنیم. سپس، سرعت نوسان نور استروبوسکوپ را روی سرعت دوران تسمه تنظیم و در زیر نور استروسکوپ،

تسمه‌ها را مشاهده می‌کنیم. اگر تسمه‌ها، نسبت به یکدیگر دارای حرکت باشند، علامت‌ها زیر نور استروسکوپ، جابجا خواهند شد.

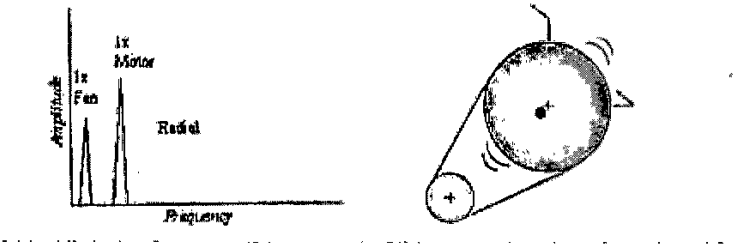
۲-۸-خارج از مرکز بودن روتور

خارج از مرکز بودن یک روتور، به معنای وجود فاصله بین محور دوران بعضی از اجزا و محور تقارن آن است. در این موارد، معمولاً یا قطعه حالت دایره‌ای خود را از دست داده وتغییر فرم پیدا کرده است و یا سوراخ وسط قطعه -که محل سوار شدن آن روی شافت است، بر مرکز هندسی آن منطبق نیست. این عیب در پولی‌ها بسیار رایج است.

اثر این عیب، کاملاً شبیه نابالانسی است و یک قله بزرگ در 1X (قطعه معیوب)، از علائم آن می‌باشد. البته در مورد قطعاتی مثل پولی‌ها که پولی معیوب، با یک پولی دیگر در ارتباط است، قله مربوط به پولی دیگر نیز در طیف مشاهده خواهد شد؛ چون تغییرات نیروی وارد بر پولی معیوب، از طریق تسمه، به پولی دیگر نیز منتقل خواهد شد(شکل ۲-۲۲).

این قطعات را اگر چه ممکن است بتوان کاملاً بالانس نمود، ولی جرم تصحیح مورد نیاز آن ها، بسیار زیاد خواهد بود و از آن مهم تر، این که با بالانس کردن، مشکل کاملاً حل نشده و قله مذکور، فقط ممکن است اندکی کاهش پیدا کند.

گاهی اوقات، خارج از مرکزی ،بین رتور و استاتور موتورهای الکتریکی نیز رخ می‌دهد. درچنین مواردی، ارتعاشات ایجاد شده در 1X، با افزایش بار موتورافزایش می‌یابد. برای تشخیص این عیب از نابالانسی، باید به موارد زیر توجه نمود؛ اگر با قطع جریان الکتریکی، ارتعاشات از بین رفته و یا کاهش قابل ملاحظه‌ای یافت، ارتعاشات مذکور ناشی از خارج از مرکزی است. درغیر این صورت، عیب مربوط به نابالانسی است.

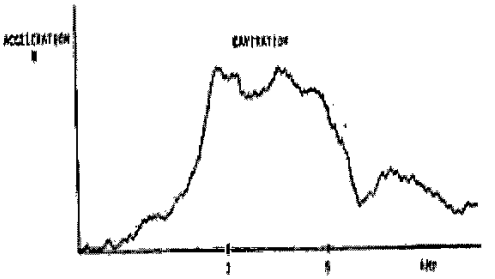


شکل ۲-۲۲- اثرات خارج از مرکزی بر طیف فرکانسی

۲-۹-کاویتاسیون

تبخیر سیال داخل پمپ یا توربو ماشین، کاویتاسیون نامیده می‌شود. این اتفاق، زمانی رخ می‌دهد که فشار سیال، از فشار بخار درآن دما، کمتر باشد. درواقع، کاهش فشار، باعث جوشش سیال می‌شود. کاویتاسین می‌تواند برای قسمتهای داخلی پمپ، بسیار مخرب باشد ودر صورت عدم تصحیح، باعث خوردگی وفرسودگی پره‌ها می‌گردد. کاویتاسیون، صدایی تولید می‌کند که شبیه برخورد سنگ ریزه به پره‌های پمپ است. این عیب، اغلب به دلیل عدم جریان کافی وکاهش فشار در ورودی پمپ به وجود می‌آید.

این پدیده، معمولاً ارتعاشات تصادفی پر انرژی با پهنای باند نسبتاً وسیع در فرکانس‌های بالا، به خصوص درمحدوده ۳ تا ۵ کیلوهرتز تولید می‌کند. درشکل (۲-۲۳)، نمونه‌ای از طیف فرکانسی به دست آمده درا ثر وقوع این پدیده ،نمایش داده شده است.



شکل ۲-۲۳- طیف فرکانسی پدیده کاو یتاسیون

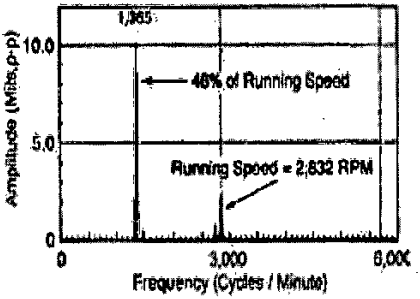
۲-۱۰-چرخش روغن

چرخش روغن، در واقع، ناشی از کارکرد نامناسب و مخصوص یاتاقان‌های ژورنال می‌باشد. این پدیده، ناشی از حرکت شافت در داخل یاتاقان و بر روی قسمت پرفشار روغن به وجود می‌آید. روغن، یک حرکت چرخشی درجهت مخالف چرخش شافت و با سرعتی درحدود ۴۵٪ سرعت شافت خواهد داشت. این پدیده، بیشتر به دلیل زیاد در نظر گرفتن بار روی یاتاقان در فرآیند طراحی، سایش یاتاقان و یا تغییرات لزجت اتفاق می‌افتد.

تصحیح دائمی این عیب را می‌توان به وسیله طراحی مجدد و استفاده از یاتاقان باریک تر و دارای شیارهای محوری انجام داد. بعضی از تغییرات موضعی نیز می‌توانند پدیده چرخش روغن را به صورت موقتی حذف کنند. تغییر ویسکوزیته روغن از طریق تغییر دما با استفاده از روغن متفاوت، ایجاد یک نابالانسی با ناهم راستایی کم برای افزایش بار و همچنین، ایجاد شیار در سطح یاتاقان، از نمونه این تغییرات هستند.

مسئله چرخش روغن، با افزایش لقی، بدتر می‌شود. البته این لقی، در طیف فرکانسی شرایط خاص خود را ایجاد می‌نماید.

علامت بارز این پدیده در طیف فرکانسی، افزایش دامنه نوسانات در فرکانس حدود ۳۵ تا ۴۹ درصد فرکانس شافت می‌باشد. شکل (۲-۲۴)، پدیده چرخش روغن را در یاتاقان یک ماشین با دور ۲۸۳۲rpm نشان میدهد. دامنه ایجاد شده در فرکانس ۱۳۶۵rpm که در ۴۸٪ سرعت کارکرد اتفاق افتاده است، علامت بروز این عیب است.



شکل ۲-۲۴- طیف فرکانسی پدیده چرخش روغن

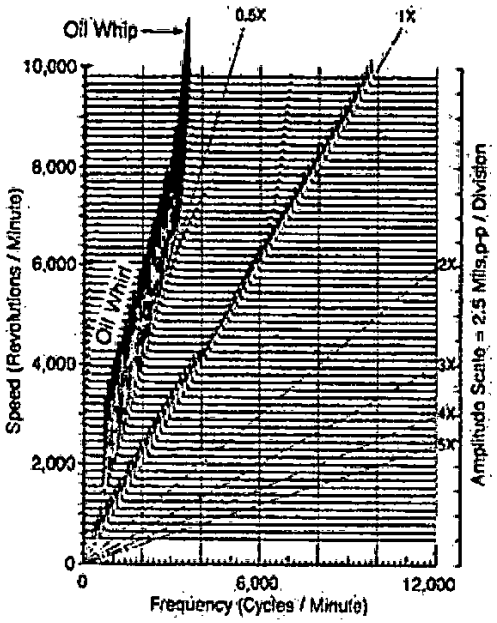
حرکت شافت در داخل یاتاقان را می‌توان با افزایش بار ،کاهش داد. زیرا افزایش بار باعث می‌شود شافت ،در یک طرف یاتاقان بماند و آزادی حرکتی کمتری داشته باشد. بنابراین ،یک آزمایش ساده برای تشخیص چرخش روغن ،افزایش بار و مشاهده کاهش ارتعاشات در فرکانسی حدود ۵۰ درصد فرکانس چرخش شافت می‌باشد.

زمانی که چرخش روغن شدید می‌شود ،شافت ،با بدنه ژورنال تماس پیدا می‌کند. اصطکاک ایجاد شده باعث رشد دامنه ارتعاشات با فرکانس بالا ،در طیف فرکانسی می‌شود.

گاهی تحریک در ماشین ممکن است به وسیله ارتعاشات با فرکانسی معادل فرکانس چرخش روغن صورت گیرد. در این صورت باید دقت نمود که این حالت ،با چرخش روغن اشتباه نشود. این ارتعاشات ممکن است در داخل خود ماشین ایجاد شده باشد و یا ارتعاشات منتقل شده از ماشین آلات مجاور باشد. به همین دلیل ،در مواقعی که به پدیده چرخش روغن در ماشینی مشکوک هستیم ،ابتدا باید یک بررسی اجمالی از ارتعاشات کل سیستم و ماشین‌های مجاور و همچنین ارتعاشات انتقالی توسط تاسیساتی مثل لوله‌ها به عمل آورده شود.

روتوری که در آن چرخش روغن اتفاق افتاده است ،وقتی به دوری در حدود ۲ برابر سرعت بحرانی خود میرسد ،فرکانس چرخش روغن ،به فرکانس بحرانی روتور نزدیک شده و دیگر افزایش پیدا نمی‌کند و اصطلاحاً در این فرکانس ،قفل می‌شود. دامنه ارتعاشات ایجاد شده در اثر این پدیده ،به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته و ارتعاشات بسیارمخربی را تولید می‌کند. چنین پدیده‌ای را اصطلاحاً

شلاق روغن می‌نامند. شکل (۲-۲۵)، نحوه افزایش ارتعاشات در فرکانس چرخش روغن تا رسیدن آن به فرکانس بحرانی روتور وایجاد پدیده شلاق روغن را نمایش می‌دهد.



شکل۲-۲۵- تبدیل پدیده چرخش روغن به شلاق روغن در اثر افزایش دور روتور تا دو برابر فرکانس تشدید

۲-۱۱-ارتعاشات درموتورهای الکتریکی

علاوه بر نابالانسی، ناهم محوری،تشدید، خارج از مرکزی و سایر مشکلات موجود در اغلب ماشین ها، تحریک‌های دیگری نیز در ماشین‌های الکتریکی، به دلیل وجود میدان‌های مغناطیسی، وجود دارد. به همین دلیل، دراغلب موارد تشخیص این که یک عیب ناشی از مشکلات مکانیکی است یا الکتریکی، کار دشواری است.

قبل از مطرح کردن مشکلات ماشین‌ها ی الکتریکی، ابتدا به بررسی تفاوت‌های اساسی بین موتورهای القایی وسنکرون می‌پردازیم.

ازماشین‌های سنکرون، اغلب برای توازن‌های بالا و دورهای پایین استفاده می‌شود. دور این موتورها، مستقل از بار آن هاست ومستقیماً از فرکانس برق شبکه و تعداد قطب‌های آن‌ها به دست می‌آید. رابطه (۳-۲) برای به دست آوردن فرکانس سنکرون که برابر دور این موتورها است، استفاده می‌شود:

$$F_{sync} = \frac{۱۲۰ \times F_{line}}{N_p} \qquad (۲-۳)$$

که درآن F_{sync} فرکانس سنکرون برحسب دور بر دقیقه و F_{line} فرکانس شبکه بر حسب هرتز وNP تعداد قطب‌های موتور است. از آن جایی که موتورهای بزرگ، تعداد قطب‌های زیادتری دارند، دور آن‌ها نیز کمتر است.

دسته دوم، موتورها و ژنراتورهای القایی هستند. دور این ماشین‌ها، ثابت نیست و با تغییرات بار، تغییر میکند. یک موتور القایی درحالت بدون بار، درنزدیکی دور سنکرون کار می‌کند. با اعمال بار بر روی موتور، دورآن کاهش پیدا می‌کند. تفاوت بین دور سنکرون و دور واقعی یک موتور القایی، فرکانس، لغزش نامیده می‌شود که از رابطه (۴-۲) قابل محاسبه است.

$$F_{slip} = F_{line} \times \left[۱ - \frac{F_{rotor}}{F_{sync}} \right] \qquad (۲-۴)$$

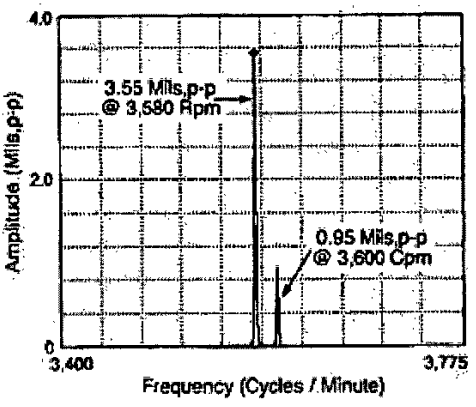
که در آن F_{rotor} سرعت دوران شافت برحسب دور بر دقیقه است. با استفاده از رابطه (۴-۴) داریم:

$$F_{slip} = \frac{N_p}{۲} \times \left[F_{sync} - F_{rotor} \right] \qquad (۲-۵)$$

فرکانس لغزش، پارامتر مهمی است که به عنوان ابزاری برای تشخیص عیوب مختلف در ماشین‌های الکتریکی مورد استفاده قرار می‌گیرد. فرکانس سنکرون و فرکانس دور شافت، هر دو در طیف دیده

میشوند. معمولاً اگر دامنه ارتعاشات در فرکانس دور شافت، از دامنه ارتعاشات در فرکانس سنکرون، به طور قابل تو جهی بیشتر باشد، به احتمال زیاد عیب موجود مکانیکی است.

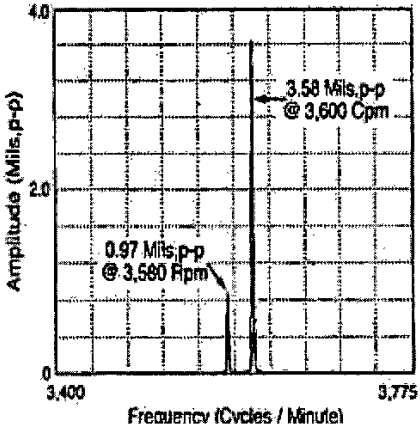
شکل (۲-۲۶)، این موضوع را در مورد یک موتور القایی دو قطب که با فرکانس ۶۰ هرتز کار می‌کند (دارای فرکانس سنکرون rpm ۳۶۰۰) و فرکانس کارکرد آن rpm ۳۵۸۰ است، نمایش می‌دهد.



شکل۲-۲۶- بدلیل وجود عیب مکانیکی دامنه ارتعاشات در فرکانس دور شافت از دامنه ارتعاشات در فرکانس سنکرون بزرگتر است

برعکس، اگر دامنه ارتعاشات در فرکانس سنکرون، از دامنه ارتعاشات در فرکانس دور شافت، به صورت قابل توجهی بیشتر باشد، به احتمال زیاد عیب موجود الکتریکی است. شکل (۲-۲۷)، این موضوع را در مورد همان موتور نشان می‌دهد.

برای تشخیص نابالانسی در ماشین‌های الکتریکی، می‌توان از روش‌های مختلفی استفاده نمود. عدم حساسیت نابالانسی به تغییرات دما و تغییرات بار می‌تواند معیارهای خوبی برای تشخیص این عیب باشد. همچنین، عدم تغییر زیاد در قله موجود در 1X، با قطع کردن جریان الکتریکی، از نشانه‌های نابالانسی است.



شکل۲-۲۷- بدلیل وجود عیب الکتریکی دامنه ارتعاشات در فرکانس سنکرون از دامنه ارتعاشات در فرکانس شافت بزرگتر است

شکستن میله‌های روتور را نمی‌توان درحالت بدون بار تشخیص داد. وارد شدن بار به موتور، دامنه کلی نوسانات را افزایش می‌دهد. مشخصه بارز این عیب، وجود یک قله بلند در 1X و همچنین، باندهای جانبی در دو طرف آن با فاصله‌ای برابر با تعداد قطب‌های موتور در فرکانس لغزش است.

مشکلات کوچکی در روتور، مثل افزایش مقاومت میله‌ها ی روتور را می‌توان از طریق آنالیز جریان شناسایی نمود. با مشاهده طیف فرکانسی به دست آمده از جریان موتور، چنانچه باند جانبی بلندی توسط فرکانس لغزش در اطراف فرکانس خط مشاهده شود، مشکلی در میله‌های روتور رخ داده است.

یکی ازعیوب رایج در ماشین‌های الکتریکی، از بین رفتن تقارن فاصله هوایی بین روتور و استاتور است. خارج از مرکزی روتور در داخل استاتور، تغییر شکل بدنه ماشین، سیم پیچ استاتور و خرابی یاتاقان‌ها میتواند منجر به بروز چنین مشکلی شود. مشخصه ارتعاشی این عیب، نمایان شدن فرکانسی معادل دوبرابر فرکانس شبکه در طیف فرکانسی سیستم است. این فرکانس، حتی در حالت کارکرد

خلاص ماشین نیز مشاهده می‌شود. به دلیل این که این عیب از تغییرات فلوی مغناطیسی در اطراف روتور ناشی می‌شود، با قطع جریان برق، قله مربوط به این عیب کاملاً محو می‌شود.

تابالانسی در ولتاژ ورودی خط نیز تأثیر دینامیکی‌ای، کاملاً شبیه عیب فوق (عدم تقارن فاصله هوایی) دارد. برای تشخیص این دوعیب از یکدیگر می‌توان تغییرات ولتاژ و جریان ورودی را اندازه‌گیری نمود.

درموتورهای الکتریکی، معمولاً از یاتاقان‌های غلتکی استفاده می‌شود. خرابی این یاتاقان‌ها نیز باعث تولید ارتعاشات مشخصی در موتور می‌شود.

۲-۱۲- پروانه‌ها یا تیغه‌ها

فرکانس گذار پره [۱] (BPF) برابر با حاصل ضرب تعداد پره‌ها (تیغه ها) در دور پروانه است. این فرکانس، به طور طبیعی، در پمپ ها، فن‌ها و کمپرسورها وجود دارد و معمولاً حاکی از وجود مشکل نمی‌باشد. اما دامنه بالا در فرکانس BPF و هارمونیک‌های آن، ممکن است به دلیل عدم و جود فاصله یکسان بین پره‌های متحرک و پره‌های ثابت بوجود آید. گاهی ممکن است BPF یا هارمونیک‌های آن با فرکانس طبیعی سیستم برابر شود و عامل افزایش شدید ارتعاشات گردد. دامنه بالا در BPF می‌تواند ناشی از کاهش قطر پروانه روی شافت، دراثر سایش و یا جدایی اتصالات جوشی پره‌های ساکن باشد. همچنین دامنه بالا در فرکانس BPF می‌تواند به دلیل خمیدگی ناگهانی و تند در لوله‌ها و یا موانعی که باعث اغتشاش سیال می‌شوند و یا خارج از مرکزی روتور پروانه یا پمپ، باشد.

[۱] -Blade Pass Frequency

۲-۱۳- ارتعاشات ناشی از عیوب بیرینگهای غلطکی
Vibration Due to Fauity Roling-Element Bearings

عیوب قطعات مختلف بیرینگهای غلطکی ارتعاشات با فرکانس بالا ایجاد می‌کنند؛ فرکانس ارتعاشات لزوماً مضربی از دورشافت نیست. برای مثال درحالاتی که رولر و یا ساچمه‌های بیرینگها تمایل به چسبیدن یا سر خوردن پیدا می‌کنند، فرکانس ارتعاشات مستقیماً با عمل سائیدن و برخورد (impact) مرتبط خواهد بود با دور شافت.

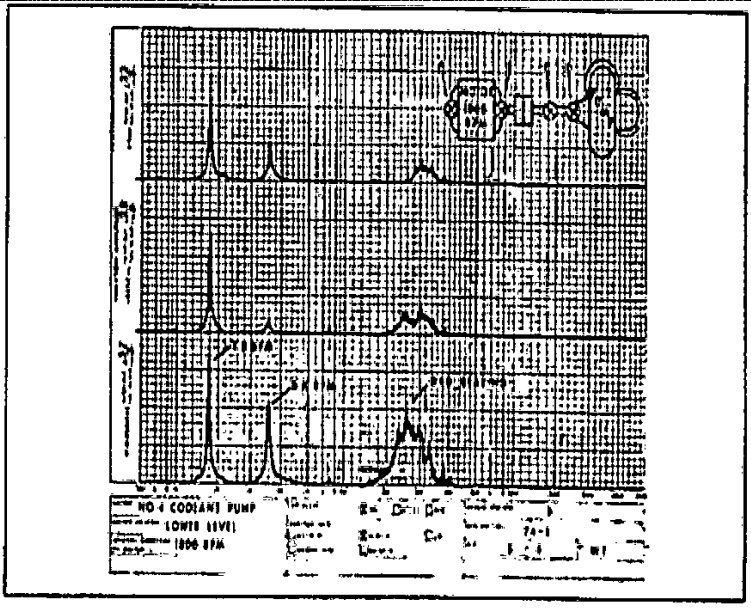
دامنهٔ ارتعاشات بستگی خواهد داشت به میزان خرابی بیرینگ. همچنین impactهای لحظه‌ای ممکن است فرکانسهای طبیعی قطعات را تحریک کند. این impactها و قتی بوجود میآیند که المنتهای غلطکی بیرینگ با عیوب سطحی Racewayها برخورد می‌کنند. اینگونه ارتعاشات نوعاً درفرکانسهای بین ۱۰۰۰۰ تا CPM ۱۰۰۰۰۰ به صورت Peakهای ارتعاشی حادث می‌شوند.

بعلاوه، عیوب قطعات مختلف بیرینگها ممکن است peakهای ارتعاشی در فرکانسهائی که با شکل هندسی بیرینگ مرتبط می‌باشد ایجاد کنند.

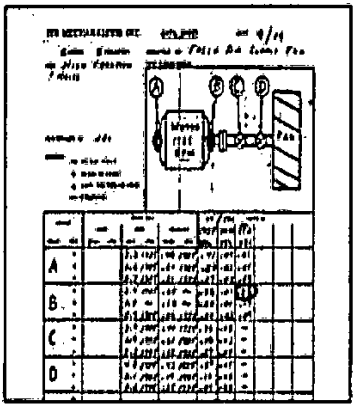
آنالیز فرکانسی شکل(۲-۲۸) روی ماشینی با بیرینگ معیوب گرفته شده است. از روی منحنی‌ها آشکار است که خرابی بیرینگ چندین فرکانس بالا را ایجاد کرده است. اینها فرکانسهای طبیعی مختلف بیرینگ و احیاناً قطعات دیگری است که درحالت تحریک شدن هستند. در این مورد تنها تعبیری که از ارتعاشات فرکانس بالا می‌توان داشت و جود بیرینگ خراب است.

ارتعاشاتی که بیرینگها ایجاد می‌کنند معمولاً به قسمتهای دیگر ماشین منتقل نمی‌شود. بنابراین بیرینگ خراب ،آن بیرینگی است که به محل بیشترین ارتعاشات از این نوع نزدیک تر است.

در شکل ۲-۲۹ شما می‌بینید که دامنهٔ ارتعاشات فرکانس بالا در یک نقطه از ماشین بالا ولی درنقاط دیگر به سختی قابل اندازه گیریست. این به روشنی نشان می‌دهد که بیرینگ مربوطه عامل بوجود آورندهٔ این ارتعاش می‌باشد.



شکل ۲-۱۵
این Data Sheet نشان می‌دهد که ارتعاشات
بیرینگ خراب، نشانه‌های دیگر متداول نمیباشد.



شکل ۲-۲۸- این منحنی ارتعاشات خرابی بیرینگ را نشان می‌دهد

۲-۱۴- ارتعاشات ناشی از عیوب بیرینگهای نوع Sleeve
Vibration Due to Faulty Sleeve Bearings

ارتعاشات بالا در بیرینگهای نوع Sleeve معمولاً به دلیل میزان لقی (Clearance) بیش از اندازه، لقی بیرینگ در محفظهٔ بیرینگ و یا مسائل مربوط به روغنکاری است.

۲-۱۴-۱-لقی بیش از حد Excessive Bearing Clearance

لقی بیش از اندازه در یک بیرینگ اسلیو ممکن است باعث شود که یک نیروی ارتعاشی ناشی ازعواملی چون مقادیرجزئیUnbalance, Misalignment ونظایر آن موجب لقی مکانیکی(Mechanical loosenesss) و یا کوبیدن (Pounding) شود.

درچنین شرائطی ،بیرینگ عامل اصلی ارتعاشات نیست، اگر چه، دامنهٔ ارتعاشات اگر میزان لقی (Clearance) صحیح بود بسیار کمتر می‌بود.

شما غالباً می‌توانید با مقایسهٔ میزان ارتعاشات درجهات افقی وعمودی به وجود بیرینگ با لقی بیش از حد، مثل بیرینگ سائیده شده، پی ببرید. ماشین آلات در صورتیکه به یک فونداسیون Rigid محکم شده باشند ارتعاشاتشان معمولاً درجهت عمودی کمی کمتر از جهت افقی است. یک بیرینگ سائیده شده غالباً باعث ارتعاشات بیش از اندازه درجهت عمودی مثل جهت افقی می‌شود.

۲-۱۵- ارتعاشات ناشی از مسائل چرخ دنده ها
Vibration Due to Gear Problems

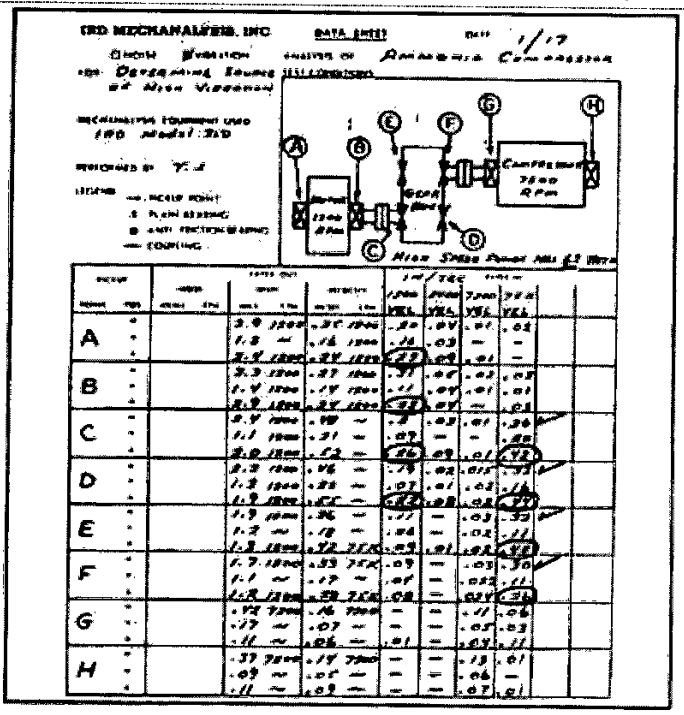
ارتعاشات ناشی از مسائل چرخ دنده‌ها به آسانی قابل شناسایی است زیرا این ارتعاشات معمولاً در فرکانسی برابر با فرکانس Gear mesh بوجود می‌آید. فرکانس Gear mesh حاصلضرب تعداد دندانه‌ها در دور چرخ دندهٔ معیوب است.

مسائل متداولی که باعث ارتعاشات در فرکانس Gear mesh می‌شود عبارتند از سایش بیش از اندازه چرخ دنده، دقیق نبودن دندانه ها، اشکال روغنکاری واجسام خارجی که در دندانه‌ها گیر کرده باشند.

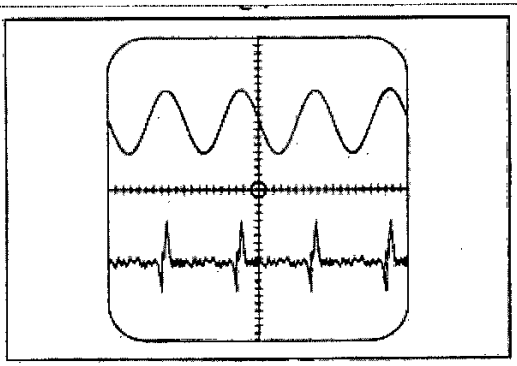
درمجموعه‌های پیچیدهٔ چرخ دنده‌ها، جائیکه چندین فرکانس Gear mesh وجود دارد، بررسی نقشه‌ها یا Blue printهای گیربکس، دور و تعداد دندانه‌های چرخ دنده‌های مختلف را نشان خواهد داد. از این اطلاعات برای محاسبه فرکانس‌های Gear mesh استفاده کنید تا بتوانید چرخ دنده‌هایی را که باعث ایجاد ارتعاشات می‌شوند را تشخیص دهید.

اگرچه، شما باید دقت کنید که نیروهای مزاحم دیگر هم می‌توانند باعث شوند چرخ دنده‌ها در فرکانس Gear mesh ایجاد ارتعاشات بکنند. درچنین شرائطی چرخ دنده‌ها تنها به این نیروها که ا ز عواملی چون عدم وجود هم خطی و یا خمیدگی شافت ایجاد می‌شوند عکس العمل نشان می‌دهند. خارج از مرکز بودن (Eccentricity)، عدم تعادل و شافتهای خمیده می‌توانند در Sub-multipleهای فرکانس Gear mesh ایجاد ارتعاشات نمایند.

برای مثال اطلاعات مربوط به آنالیز ارتعاشات شکل ۲-۲۹ را درنظربگیرید که درآن ارتعاشات فرکانس بالائی در گیربکس موجود است که بیانگر احتمال وجود اشکال درچرخ دنده هاست. ولی همچنین دقت کنید که ارتعاشات محوری درفرکانس دور موتور هم روی موتور وهم روی گیربکس نسبتاً بالا می‌باشد. این بیانگر آنست که عدم وجود هم خطی عامل اصلی ارتعاشات است و نه چرخ دنده ها. در این مورد ابتدا باید حالت عدم وجود هم خطی راتصحیح کرد وبعد مجدداً آنالیز ارتعاشات دیگری به عمل آورد. احتمال زیاد وجود خواهد داشت که اینبار مشخصات ارتعاشات ناشی از چرخ دنده‌ها دیده نشود.



شکل۲-۲۹- اطلاعات نشان می‌دهد عدم هم محوری باعث ایجاد فرکانس چرخ دنده شده است



شکل ۲-۳۰- شکل موج ارتعاشات عدم تعادل و دنده شکسته در منحنی روی اسیلوسکوپ

همهٔ مسائل چرخ دنده‌ها ارتعاشات در فرکانس Gear mesh ایجاد نمی‌کنند. اگر چرخ دنده‌ای تنها یک دندانه شکسته شده یا تغییر شکل داده شده داشته باشد، ممکن است ارتعاشات با فرکانس 1xRPM ایجاد شود. مشاهده شکل موج (Waveform) این نوع ارتعاش روی اسیلوسکوپ وجود جهش‌های پریودیکی را به شما نشان خواهد داد که در نتیجه شما قادر می‌شوید وجود چنین اشکالی در چرخ دنده را از مسائل دیگری که ارتعاشات در1xRPMایجاد می‌کنندتشخیص دهید(شکل ۲-۳۰)بدیهی است اگرتعداد دندانه‌های معیوب بیش از یکی باشد، فرکانس ارتعاشات مضربی از تعداد آنها خواهد بود.

دامنه و فرکانس ارتعاشات ناشی ازچرخ دنده‌ها در برخی موارد ممکن است نامنظم (Erratic) باشد. این شرائط معمولاً زمانیکه یک مجموعه چرخ دنده تحت بارهای بسیار سبک کار میکند پیش میاید. دراینجا بار (Load) ممکن است از یک دنده به دیگری در پریودهای نامنظم به صورت رفت و برگشتی جابجا شود. ضربه هائی که در نتیجه جابجا شدن بار پیش میاید فرکانس طبیعی چرخ دنده‌ها، بیرینگ وقطعات دیگر ماشین را تحریک می‌کند. تشخیص این مسئله از مسئله مشابهی که روی بیرینگها پیش میاید با دقت روی این نکته خواهد بود که مسائل بیرینگها روی خود بیرینگ معیوب بیش از سایر نقاط آشکار می‌باشد، حال آنکه مسائل چرخ دنده‌ها روی دونقطه یانقاط بیشتر دیگر روی ماشین هم قابل تشخیص می‌باشد.

از آنجا که گیربکس‌ها خود به خانواده ماشین آلات دوار تعلق دارند لذا برخی از مسائلی که در مورد ماشین آلات دوار به طور کلی تشریح گردید درخصوص گیربکس‌ها نیز می‌تواند صادق باشد. برای مثال یک چرخ دنده ممکن است به صورت Eccentricنصب شده باشد و یا Unbalance باشد و درنتیجه ارتعاشات با فرکانس 1xRPM دور چرخ دنده ایجاد کند.

ارتعاشات فرکانس بالای چرخ دنده‌ها همچنین یک عامل متداول ایجاد صدای بیش از اندازه نیز هست به همین دلیل کاهش ارتعاشات زیاد چرخ دنده‌ها باعث کاهش قابل ملاحظهٔ صدای آنها نیز میشود

۲-۱۶-ارتعاشات ناشی از نیروهای آئرودینامیکی و هیدرولیکی
Vibration Due to Aerodynamic and Hydraulic Forces

ماشین آلاتی که با سیالات مثل آب، روغن، هوا و انواع گازها کار می‌کنند غالباً ارتعاشات و صدای ناشی ازعکس العمل پره‌ها که با سیال برخورد می‌کنند خواهند داشت. این نوع ارتعاشات برای پمپ ها، فن‌ها و Blowerها بسیار متداول و به سرعت قابل تشخیص است زیرا فرکانس آنها مساوی حاصلضرب تعداد پره‌ها یا Vaneها در دور ماشین می‌باشد.

این ارتعاشات ناشی از نیروهای ذاتی هیدرولیکی است و بندرت مسئله زاست مگرآنکه باعث تحریک فرکانس طبیعی ماشین ویا قسمتهای جانبی از جمله لوله‌ها و کانالها گردد. هرگاه با این نوع ارتعاشات برخورد کردید، ابتدا با روشی که در بخش پیشین اشاره شد با تعیین فرکانس طبیعی قطعات مختلف، قطعه‌ای را که مسئله ایجاد کرده شناسایی کنید.

اگر ارتعاشات آئرودینامیکی یا هیدرولیکی زیاد بوده و شما حالت تشدید را نمیابید، مسئله ممکن است ناشی از طراحی نامناسب ماشین، لوله و یا کانال کشی باشد. این مسائل میتواند ناشی از کاویتاسیون، چرخش دوباره (Recirculation) و توربولانس باشد.

کاویتاسیون معمولاً در شرائطی که پمپ ظرفیت اضافی داشته ویا فشار درمکش (suction) کم باشد پیش میاید. به این ترتیب سیالی که وارد پمپ می‌شود برای پرکردن جای خالی ازهم کشیده

می‌شود. و این باعث می‌شود pocket و یا Cavityهای خلا که بسیار ناپایدار بوده و می‌توانند بسرعت Collapse کنند بوجود آید. این ترکیدن‌ها (Collapse) از آنجا که حالت ضربه زدن دارند فرکانسهای طبیعی محفظهٔ پمپ، پروانه وقطعات مربوطهٔ دیگر را تحریک می‌کند. چون ترکیدن‌ها ممکن است درمحل‌ها وفواصل نامشخص (Random) پیش آیند در نتیجه ارتعاشات و صدای حاصله هم از نظر دامنه وفرکانس Random می‌باشد.

چرخش دوباره (Recirculation) میتواند زمانیکه پمپ با ظرفیتهای پائین (Low capacity) و یا فشارهای ورودی بالا کار می‌کند پیش آید. درحالیکه پمپ سعی می‌کند مقادیر اضافی سیال را از پمپ خارج کند، مقداری از سیال از خروجی پمپ به پروانه باز می‌گردد. این جریان معکوس و مخلوط شدن دو جریان که در دو جهت متقابل حرکت می‌کند ایجاد ارتعاشات و صدا می‌کند.

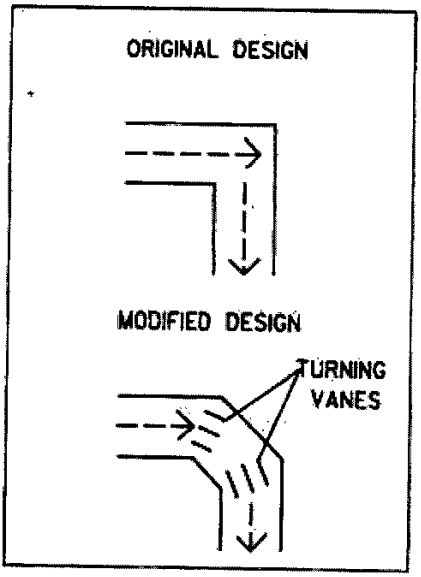
چرخش دوباره گاهی در پمپ‌های چند مرحله‌ای که دارای clearance بیش از اندازه بین رتور و محفظهٔ پمپ هستند پیش میاید. این نوع چرخش دوباره می‌تواند فرکانس نسبتاً پایداری که با دور پمپ مرتبط نیست ایجاد کند.

بطورمعمول، ارتعاشات ناشی از چرخش دوباره تغییرات Random در دامنه وفرکانس ارتعاشات نشان میدهد که مشابه وضعیتی است که به وسیلهٔ کاویتاسیون بوجود میاید.

توربولانس جریان نتیجهٔ مقاومت در مقابل جریان عادی سیال می‌باشد. این مقاومت می‌تواند بوسیله گرفتگیها، پیچهای تند و یا اصطکاک بین سیال و جداره لوله یا کانال باشد. شکل ۲-۳۱ یک علت و نحوهٔ تصحیح توربولانس جریان را نشان میدهد. در طراحی اولیه پیچ ۹۰ درجه‌ای عامل ایجاد توربولانس و ارتعاشات بیش از حد کانال بوده است. بکار بردن دو قسمت ۴۵ درجه و نصب پره‌ها باعث کاهش توربولانس و ارتعاشات به میزان بسیار زیادی می‌گردد.

توربولانس از مخلوط شدن سیالات با سرعت بالا باسیالات با سرعت کم هم میتواند بوجود آید. برای مثال در یک موتور جت گازهای خروجی سرعت بالا با هوای نسبتاً ساکن بیرون مخلوط می‌شود. اگرچه صدای بوجود آمده ناشی از توربولانس خیلی زیاد است ولی میزان ارتعاشات روی خود ماشین نسبتاً کم می‌باشد. دلیل آنست که شرائط توربولانس درخارج ماشین واقع می‌شود.

صدا و ارتعاشات ناشی از کاویتاسیون، چرخش دوباره و توربولانس جریان مشخصات ارتعاشی مشابهی دارند. این نوع ارتعاشات معمولاً طبیعت Random دارند. برخلاف ارتعاشات پایدار ناشی از unbalance و Misalignment، ارتعاشات ناشی از منابع Random دارای فرکانس و دامنهٔ ناپایدار هستند. ارتعاشات نمایش داده شده در شکل۲-۳۱ ناشی از کاویتاسیون است. شما می‌توانید ارتعاشات پایدار در ۳۶۰۰ دور را ببنید که احتمالاً نتیجه کمی unbalance و Misalignment است. اگر چه ارتعاشات Random با باند فرکانس عریض از ۳۰ تا ۱۰۰۰۰۰CPM نمایشگر ارتعاشات ناشی از عوامل آئرودینامیک وهیدرولیک است.



شکل ۲-۳۱-نحوه تصحیح توربولانس جریان در یک کانال هوا

۲-۱۷- ارتعاشات ناشی از نیروهای رفت و آمدی
Vibration Due to Reciprocating Action

ماشین آلات مانند کمپرسورهای رفت و آمدی، پیستون پمپ ها، موتورهای بنزینی و یا گازوئیلی معمولاً ارتعاشاتی ناشی از حرکت رفت و آمدی خود دارند. این ارتعاشات ذاتی ناشی از اینرسی قطعات مختلف رفت و آمدی و تغییرات گشتاور ناشی از تغییرات فشار روی پیستونها ست.

آنالیز ارتعاشات ماشین‌های رفت و آمدی می‌تواند بدلیل فرکانسهای مختلفی که وجود دارد گاهی نسبتاً پیچیده شود. فرکانسهائی که به طور نرمال با آنها برخورد می‌شود ۱ و ۲ برابر دور RPM اند؛ اگرچه مضارب بالاتر هم بسته به تعداد پیستون‌ها وارتباطشان با یکدیگر متداول می‌باشد.

برای مثال، یک موتور ۶ سیلندر چهار زمانه، سه پالس قدرت در هر دور میل لنگ دارد. این طبیعتاً ارتعاشاتی در فرکانس 3xRPM ایجاد می‌کند. از طرف دیگر یک موتور ۸ سیلندر که چهار پالس قدرت در یک دور دارد ارتعاشات 4xRPM ناشی از این پالسها خواهد داشت.

به طور کلی فرکانسهای ارتعاشی با مضارب بالاتر درماشینهای رفت و آمدی ذاتی بوده و بندرت مسئله زا هستند مگر آنکه باعث ایجاد شرائط تشدید شوند.

مسائل ارتعاشی حاد روی ماشینهای رفت و آمدی میتواند ناشی از مسائل مکانیکی یا عملیاتی باشد. مسائل مکانیکی شامل Unbalance, Misalignment، خمیدگی شافت، لقی بیرینگها و غیره است. مسائل عملیاتی کم کردن روغن، سوپاپهای معیوب و مسائل تزریق سوخت و احتراق را در بر می‌گیرد. در بسیاری موارد مشخصه‌های ارتعاشی مسائل مکانیکی و عملیاتی مشابه است. از این جهت بعضی اوقات تشخیص علت اصلی مسئله بدون بررسی‌های تفصیلی بیشترچند راه برای تشخیص مسائل مکانیکی از عملیاتی وجود دارد.

برای مثال یک مسئله اشکال درجرقه زدن معمولاً علاوه بر ارتعاشات کاهش شدید راندمان ماشین را هم به همراه دارد. از طرف دیگر، یک مسئله مکانیکی مثل unbalance ممکن است هیچ اثری روی راندمان کلی نداشته باشد.

همچنین نیروهای رفت و آمدی ناشی از مسائل عملیاتی درجهات مختلف نابرابر است. شما می‌توانید انتظار داشته باشید که درجهت موازی حرکت رفت و آمدی افزایش ارتعاشات زیاد و درجهت عمود به این حرکت تنها افزایش کمی داشته باشید. این درحالیست که مسائل مکانیکی مثل Unbalance و Misalignment معمولاً در دو و یا چند جهت افزایش قابل ملاحظه نشان می‌دهند.

۲-۱۸-ارتعاشات ناشی از سایش

Vibration Due to Rubbing

تماس قسمتهای دوّار با قسمتهای ثابت ماشین می‌تواند ارتعاشات در 2xRPM,1xRPM و فرکانسهای بالاتر بوجود آورد. اگر تماس Rubbing پیوسته باشد بوجود آمدن ارتعاشات با مشخصه‌های معین غیر محتمل است. اگرچه، اصطکاک پیوسته ناشی از Rubbing می‌تواند حالت تشدید فرکانس بالا در قطعات دیگر ماشین را سبب شود. همچنین پایدار بودن دامنه و زاویه فاز ارتعاشات غیر محتمل خواهد بود.

درمورد توربینهای بخار وماشینهای بزرگ مشابه معلوم شده است که rubbing در نشت گیرها (Seals) باعث می‌شود دامنه و زاویهٔ فاز ارتعاشات در یک دور با روشن و خاموش کردن تغییر کند حتی جائیکه هیچ تغییری در سیستم داده نشده باشد. برای مثال روی یک توربین بخار آنالیز ارتعاشات در دور RPM ۳۰۰۰ میزان ارتعاشات و فاز پایداری را نشان میداد؛ بعد ازکم کردن دور ماشین به RPM ۱۸۰۰ برای یک مدت کوتاه و بازگشت به دورRPM ۳۰۰۰، میزان ارتعاشات و زاویهٔ فاز در اندازه‌گیری مجدد کاملاً تغییر نموده بود. این بیانگر آنست که نقطه‌ای که rubbing درآن صورت می‌گیرد از یک دور به دور دیگر تغییر مکان می‌دهد.

معمولاً تماس rubbing ناشی از خمیدگی شافت، قطعات صدمه دیده یا شکسته، و تغییر شکل سیستم می‌باشد. این عیوب با ر وشهای آنالیز قابل شناسائی هستند.

۲-۱۹- ارتعاشات ناشی از تداخل شدت صوت

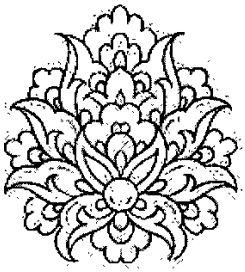
Beat Vibration

علاوه برمسائل متداول برقی و مکانیکی که قبلاً تشریح شد نوع دیگر ارتعاشات نیز وجود دارد که فرم Beatها و یا پالسهائی که در فواصل منظمی بوجود می‌آیند را می‌گیرد. این ارتعاشات می‌تواند ناشی ازیک نیروی محرک منفرد که دامنه و فرکانس آن به طور پیوسته تغییر می‌کند باشد ؛ اگرچه بیشتر ناشی از تداخل ارتعاشات پایدار با فرکانسهای نامساوی از دو ویا چند منبع مختلف می‌باشد.

یک مثال از ارتعاشات Beat صدا و ارتعاشات نوسانی Pulsating در موتورهای اندوکسیونی است. در این حالت یک نیرو در فرکانس الکتریکی خط ونیروی دیگر در فرکانس دور می‌باشد.

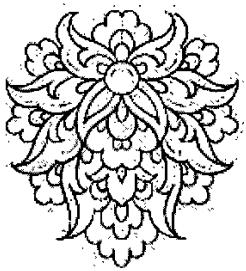
ارتعاشات Beat همچنین می‌تواند جائی که دو و یا چند ماشین درکنار هم در سرعتهای کمی متفاوت کار می‌کنند بوجود بیاید. دوماشین مشابه را که روی یک سازه (Structure) درکنار هم نصب شده‌اند را در نظر بگیرید. اگر یک ماشین در دور RPM ۳۶۰۰ و دیگری در دور RPM ۳۵۰۰ کار کنند و ارتعاشات شان در دورهای مربوطه قابل ملاحظه باشند، شما میتوانید یک ارتعاشات Beat با فرکانس CPM ۱۰۰ که اختلاف دورهای دو ماشین است انتظار داشته باشید.

به طور کلی، فرکانس ارتعاشات Beat برابر اختلاف فرکانسهای دو نیروی محرک است. در پاره‌ای موارد ممکن است ارتعاشاتی با فرکانس مجموع فرکانسهای محرک ملاحظه شود. همیشه فرکانس Beat بالاتر کمتر قابل تشخیص است مگر آنکه این فرکانس ایجاد تشدید کند.

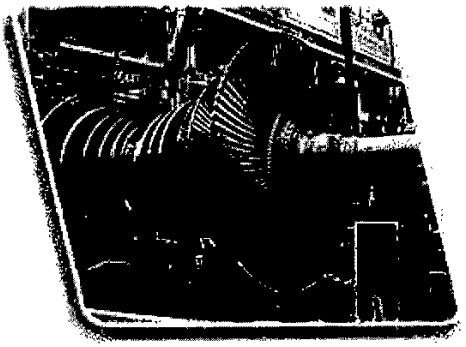


فصل سوم

بررسی برخی از عیوب متداول در توربین‌ها

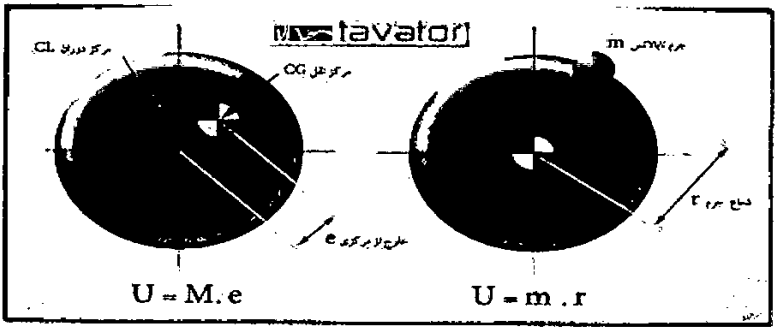


دراین قسمت عیوب اصلی ومتداول توربینها که کارکرد این ماشینها را تحت تأثیر قرار می‌دهند بررسی وسپس روشهای مختلف تشخیص آنها ارائه می‌شوند. عیوب نامیزانی، عدم هم محوری، خمیدگی شفت، تماس و سایش، لقی مکانیکی، ترک محور وچرخش روغن ازجمله عیوبی هستند که بررسی خواهند شد. همچنین عیوب مشابه مکانیکی توربینها بررسی و نحوه تشخیص عیوب گفته خواهد شد برای هر عیب، علت بوجود آمدن، مشخصه‌های ارتعاشی، نحوهٔ شناسایی و چگونگی رفع آن توضیح داده می‌شود و درجدول عیب‌یابی در توربینها با آنالیز ارتعاشات به صورت جمع بندی آشنا خواهیم شد.



۳-۱-۱- نامیزانی جرمی در توربین‌ها

شایعترین عامل لرزش در توربینها نامیزانی جرمی است. نامیزانی درتوربینها عیبب ناشی از قرار نگرفتن محور اینرسی روتور بر محور تقارن آن می‌باشد. در همه توربینها مقداری نامیزانی اولیه وجود دارد و رفع کامل نامیزانی در سیستمهای واقعی امکان پذیر نیست. غالباً دراستانداردها برای ارتعاش سیستم در اثر نامیزانی محدوده‌های مجاز دامنه ارتعاش تعریف می‌گردد. همچنین نامیزانی در اثر کارکرد. تعمیر ونگهداری نیز بوجود می‌آید. این عیب درنهایت باعث سایش آب بندها، شکست یاتاقانها یا تشدید می‌شود.

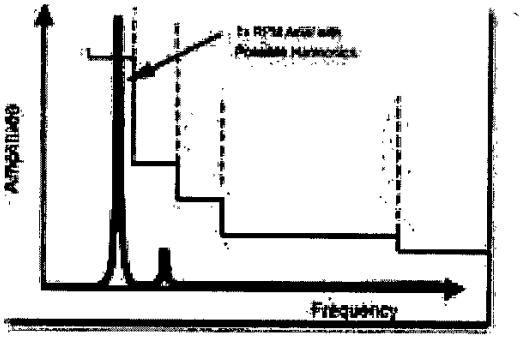


***مشخصه‌های ارتعاشی عیب نامیزانی**

ارتعاشات ناشی از نامیزانی غالباً در فرکانس 1xRPM روی می‌دهد، و دامنهٔ آن در راستای شعاعی بیشتر از دامنه در راستای محوری است. دامنه ارتعاشات با افزایش سرعت به طور غیر خطی با شیب تند شونده، زیاد می‌شود وبا کاهش سرعت به طور غیر خطی با شیب تند شونده کم می‌شود. دامنه ارتعاشات ناشی از نامیزانی متناسب با مقدار جرم و شعاع نامیزانی و سرعت دورانی تغییر خواهد کرد. با افزایش سرعت، دامنه متناسب با مجذور سرعت درجهت شعاعی افزایش می‌یابد. درسرعتهای زیر سرعت بحرانی با افزایش سرعت، زاویه فاز نیز افزایش می‌یابد و بعد از سرعت بحرانی اختلاف فاز به ۱۸۰ درجه خواهد رسید.

با فرض اینکه ارتعاشات مهم دیگری در سیستم وجود نداشته باشد، حرکت مقطع شفت دایره‌ای یا تا حدی بیضوی میباشد. اگر مسیر حرکت شکل بیضوی به خود بگیرد بطوریکه نسبت قطر بزرگ به

کوچک نسبتاً بالا باشد، احتمالاً ماشین در محدودهٔ یک فرکانس تشدید سازه‌ای کار می‌کند و نباید باعیب نامیزانی اشتباه گرفته شود. این نکته را با توجه به اثر تغییر در سرعت دورانی بر شکل مسیر می‌توان کنترل کرد.



۳-۱-۲ خمیدگی محور

تغییر شکل شفت در توربینها در اثر عدم گرمایش یکنواخت محور مخصوصاً در راه اندازی سیستم، نیروی وزن زیاد، نامیزانی زیاد و نصب انقباضی حاصل میگردد. خمیدگی شفت علاوه بر ایجاد ارتعاش غیر مجاز در سیستم، سبب تماس شفت با آب بند و یانوک پره با پوسته شده و گرمای حاصله مشکل را دو چندان میکند. علاوه بر موارد ذکر شده خمیدگی موجب آسیب دیدگی کوپلینگها و یاتاقانها نیز می‌گردد. رفع این عیب، علاوه بر مرتفع ساختن آن از آسیب دیدگی بقیهٔ قسمتها نیز جلو گیری می‌کند.

***مشخصه‌های ارتعاشی عیب خمیدگی محور**

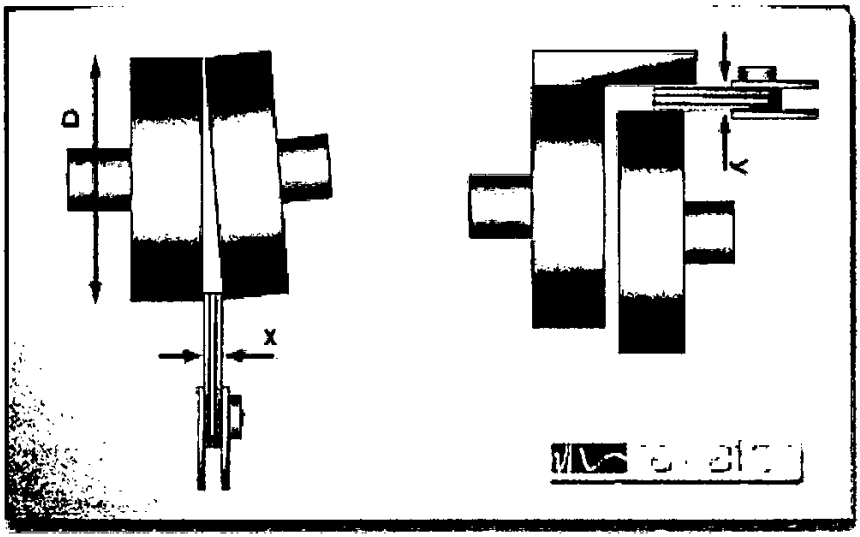
این عیب فقط با فرکانس lxRPM رخ می‌دهد که ارتعاشات حاصله بیشتر در محور و کمی هم در یاتاقان ظاهر می‌شود. این عیب از نظر مشخصات ارتعاشی خیلی شبیه به نامیزانی وعدم هم محوری یاتاقانها میباشد. شکل موج زمانی دامنهٔ پاسخ سیستم، سینوسی بوده و با گذشت زمان تغییر نخواهد کردو پاسخ سیستم ماندگار خواهد بود. حرکت مقطع شفت بیضوی و یادایره می‌باشد.

۳-۱-۳- عدم هم محوری در توربین‌ها

یکی دیگر از عیوب شایع در توربینها، عدم هم محوری درمحل کوپلینگها می‌باشد. علیرغم وجود یاتاقانهای خود تنظیم و کوپلینگهای انعطاف پذیر هم محور کردن دوشفت و یاتاقانهایشان تا اینکه هیچ نیرویی برای ارتعاشات وجود نداشته باشد، خیلی مشکل است. وهمچنین اگر روشی برای کنترل انبساط گرمایی موضعی لوله ها، پایه و فونداسیون توربینها پیش بینی نشده باشد کرنش بیش از اندازهٔ لوله و یا فونداسیون باعث بوجود آمدن این عیب می‌شوند. عدم هم محوری، حتی با کوپلینگهای انعطاف پذیر، باعث پیدایش دو نیروی محوری و شعاعی می‌شود که باعث ارتعاشات محوری و شعاعی می‌شوند. این نیروها حتی وقتی که عدم هم محوری در محدودهٔ انعطاف پذیری کوپلینگها باشد، نیز وجود دارند. نیروها و بنا براین مقدار ارتعاشات با افزایش عدم هم محوری، افزایش می‌یابند. اصولاً دو نوع عدم هم محوری و جود دارد :

الف) عدم هم محوری زاویه‌ای : بطوریکه خطهای مرکزی دو شفت، همدیگر را با یک زاویه قطع می‌کنند.

ب) عدم هم محوری موازی: بطوریکه خطهای مرکزی دو شفت موازی یکدیگرند ولی نسبت به یکدیگر جابجا شده اند.



کوپلینگهای چند بیتی یا چند دندانه‌ای ارتعاشات با فرکانس بیشتری را تولید می‌کنند. عدم هم محوری کوپلینگ موجب نیروهای اصطکاک یا خیز در کوپلینگ می‌شود. این عیب در چرخش محور، باعث خیز سیستم محور و یاتاقان می‌شود و این نیروها را تقویت می‌کند. همچنین ممکن است باعث پدیده‌های ثانویه از قبیل تشدیدهای هارمونیک شود. این عیب درنهایت باعث شکستگیهایی در آب بندها، کوپلینگها، پیچهای کوپلینگ، یاتاقان یا دو انتهای شفت می‌شود.

***مشخصه‌های ارتعاشی عیب عدم هم محوری**

عدم هم محوری باعث ایجاد ارتعاش با فرکانسهای 1xRPM و 2xRPM می‌گردد ولی با پیشرفت این عیب، نرخ افزایش دامنه با فرکانس 2xPRM، بیشتر است همچنین ارتعاشات ناچیز هم با فرکانس مضارب بالاتر دارد. دامنهٔ ارتعاشات ناشی از عدم هم محوری، در راستای محوری بزرگتر از راستای شعاعی می‌باشد. همچنین بیشتر دامنهٔ ارتعاشات درمحور و کمی هم در یاتاقان و پوسته ظاهر می‌شود.

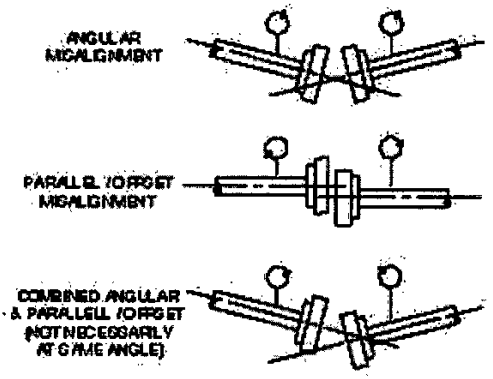


Fig. 1. "ACROSS THE COUPLING"
PHASE RELATIONSHIPS BASED ON
DIFFERENT KINDS OF MISALIGNMENT

اگرفرکانس ارتعاشات 1xRPM باشد، حرکت مقطع شفت الگویی شبیه به یک موز دارد، ولی در فرکانسهای بالاتر (مثلاً مضارب ۲ یا ۳) حرکت مقطع شفت الگویی شبیه 8 خوابیده دارد.

فرکانس 1xRPM در حالت نامیزانی نیز اتفاق می‌افتد و تفاوت این دو حالت در این است که در نامیزانی دامنه با مجذور سرعت تغییر می‌کند در حالیکه در عدم هم محوری این مؤلفه تقریباً ثابت است. (جز در نزدیکی سرعت بحرانی). خمیدگی شفت خیلی شبیه به عدم هم محوری زاویه‌ای عمل می‌کند و بنابر این مشخصات ارتعاشاتی مشابه دارند. عموماً هر وقت که دامنهٔ ارتعاشات محوری بزرگتراز نصف ارتعاشات شعاعی ماکزیمم باشد، درآن صورت احتمال عدم هم محوری یا خمیدگی شفت وجود دارد. درعدم هم محوری تغییر فاز وجود ندارد و فاز در راستای محوری حول یاتاقان شفت تقریباً ثابت است.

۳-۱-۴- تماس وسایش

تمام تلاش‌ها در طراحی، کاربری و نگهداری، جز در مورد سایش‌های کوچک و کم اهمیت که خود تصحیح هستند، پرهیز از سایش می‌باشد. سایش آخرین مرحلهٔ قبل از شکست نهایی می‌باشد و علائم ارتعاشی آن، آخرین هشدار محسوب می‌شود.

از آنجائیکه سایش نتیجهٔ نهایی چند مشکل دیگر از قبیل نامیزانی، عیوب لوله کشی و پایه ها، شوکهای حرارتی وغیره می‌باشد، تقریباً هر عیبی از دستگاه در نهایت باعث سایش می‌شود.

*مشخصه‌های عیب تماس و سایش

چون عیب تماس و سایش نتیجهٔ عیوب دیگر است بنابراین مشخصه‌های ارتعاشاتی آن نیز متأثر از منبع ایجاد آن می‌باشد. فرکانس غالب در این عیب همان فرکانس عیب اصلی خواهد بود. در توربینها عامل اصلی تماس و سایش نامیزانی زیاد در محور می‌باشد .بعلت ماهیت غیر خطی تماس و سایش، هارمونیکهای مختلفی از سرعت دورانی شفت در پاسخ سیستم مشاهده خواهد شد. تغییرات پیوسته سختی و میرایی سبب تغییر رفتار سیستم در دور ثابت و همچنین تغییر فرکانس سیستم می‌گردند. پاسخ سیستم در این حالت گذرا بوده و تکرار نمی‌شود و غالباً همهٔ مؤلفه‌های هم فرکانس، زیر فرکانس و بالا فرکانس را در بر می‌گیرد. در یک دور ثابت ممکن است دامنهٔ بعضی از فرکانسها افزایش و یا کاهش یابد از دیگر مشخصه‌های این عیب پیدایش دامنه‌های بزرگ در حوالی فرکانسهای طبیعی و یا مضارب آن است.

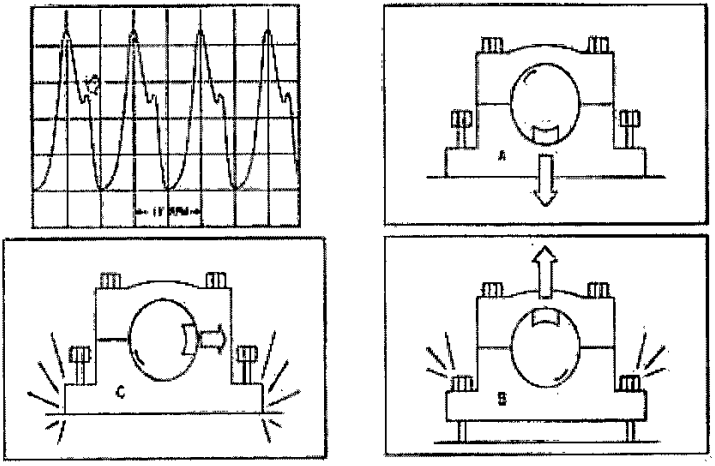
سایش بین قسمتهای دوار و ثابت، الگوهای مختلفی را برای تغییرات در مقطع شفت تولید می‌کند.

۳-۱-۵ -لقی مکانیکی در توربین‌ها

لقی مکانیکی شامل لقی در اتصال به فونداسیون، قطعات متصل به شفت و یاتاقانها می‌باشد. پاسخ سیستم به عیب لقی در اتصال به فونداسیون تکرار شونده و دائمی می‌باشد. لقی قطعات دوار سبب افزایش نامیزانی سیستم می‌گردد و در دور ثابت با گذشت زمان اختلاف بین فرکانس قطعهٔ لق ومحور دوار ثابت شده و پاسخ سیستم درحوزهٔ زمانی به شکل پدیدهٔ ضربان ظاهر خواهد شد. لقی در یاتاقان و اتصالات آن سبب تغییر سختی سیستم می‌شود.

دیسکها و یاتاقانهای بوشی (حلقوی) ممکن است در اثر تغییرات ناگهانی دما دچار لقی شوند. برای تصحیح این عیب معمولاً باید محور باز شود. مشخصهٔ ارتعاشات ناشی از لقی اتصالات انقباضی محور اینست که فرکانس ارتعاشات ناشی از آن فرکانس بحرانی محور یا تکیه گاه است.

درمورد لقی یاتاقان چون مشخصات مشابهی با چرخش روغن دارد معمولاً با هم اشتباه می‌شوند.



***مشخصه‌های ارتعاشی لقی مکانیکی**

ارتعاشات ناشی از لقی مکانیکی معمولاً با فرکانس 2xRPM تولید می‌شود اما گاهی با مضارب بالاتر هم تولید می‌شود. دامنهٔ ارتعاشات بیشتر در راستای شعاعی است و مقدار ناچیزی در راستای محوری است. تغییر فاز هم معمولاً نامنظم است. تغییر در میزانی و هم محوری عموماً بر ارتعاشات ناشی از لقی تأثیر میگذارد. مشاهدهٔ اختلاف فاز زیاد بین قسمتهای مختلف سیستم می‌تواند دلیلی بر عیب لقی باشد.

۳-۱-۶- ترک محور درتوربین‌ها

مشکل مهم دیگر در توربینها پیشرفت مقطعی ترک درشفت می‌باشد. این مشکل در مقایسه با سایر مشکلات توربینها بندرت اتفاق می‌افتد ولی درصورت بروز این مشکل، علاوه بر از بین رفتن محور، سبب آسیب دیدگی سایر قسمتها نیز خواهد شد. این عیب عموماً در اثر خستگی همچنین تغییرات ناگهانی دما یا بار و یا تنش بیش ازحد درمحور بوجود می‌آید.

ترک باعث پیدایش ارتعاشاتی درمحور می‌شود که دامنه اش به عمق وشکل ترک و همچنین به موقعیت ترک در ارتباط با شکل مد شفت بستگی دارد. بنابر این تشخیص به موقع ترک و انجام تعمیرات لازم برای جلوگیری از خسارات بیشتر، اهمیت فراوانی دارد.

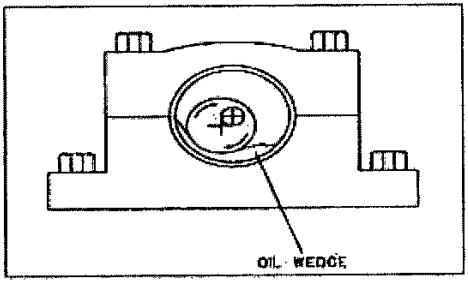
وجود ترک باعث عدم تقارن درسختی محور می‌شود که تحت شرایط کاری وبا استفاده از تکنیکهای عیب‌یابی معمول به سختی قابل شناسایی می‌باشد. زیرا که در یک دوران، سختی شفت حین باز و بسته شدن ترک تغییر می‌کند.

۳-۱-۷- مشکلات مربوط به چرخش روغن وناپایداری در یاتاقانهای توربین

چرخش روغن و ناپایداری در یاتاقانهای ژورنال یکی ازعیوب خود تحریک است که در اثر تغییر بعضی خواص نظیر درجه حرارت پدید می‌آید. سرعت نسبی شفت و یاتاقان و همچنین حرکت لنگ زنی شفت سبب می‌گردد که در دورهای بالا زمان لازم جهت توزیع فشار روغن در داخل یاتاقان فراهم نگردد و سیستم خود بخود تحریک شود. دریاتاقانهایی که پایدار نیز هستند به علت عدم نصب صحیح

یاتاقان، تغییرات دما و یا بروز مشکلات دیگر ممکن است این عیب پدید آید. در سرعتهای پایین این عیب چندان مشخص نمی‌شود ولی با افزایش سرعت، زمان لازم جهت توزیع فشار روغن فراهم نمی‌گردد. ارتعاشات چرخش روغن غالباً خیلی شدید (با دامنهٔ زیاد) است، اما بسادگی قابل شناسایی است زیرا فرکانس ارتعاشات آن کمی پایین تر از نصف سرعت کاری شفت است.

چرخش روغن معمولاً در اثر طراحی نادرست یاتاقان بوجود می‌آید. سایش بیش ازحد یاتاقان مشکل دیگری است که به چرخش روغن کمک می‌کند. از آنجائیکه چرخش روغن به اندازهٔ خارج از مرکزی شفت درون یاتاقانها بستگی دارد، با سایش یاتاقان، خروج از مرکزی شفت زیادتر می‌شود و در نتیجه حساسیت ماشین به چرخش روغن بیشتر می‌شود. بنابراین، اگر عملکرد ماشین قبلاً رضایتبخش بوده و چرخش روغن آن زیادتر شده باشد، باید یاتاقانها را درمورد سایش بیش از حد کنترل کنیم.



افزایش در فشار روغنکاری یا ویسکوزیته روغن ممکن است باعث افزایش حساسیت به چرخش روغن شود. بنابراین برای رفع این عیب باید فشار و ویسکوزیته و دمای لایهٔ روغن را کنترل کنیم. در برخی موارد، راه حل موقتی برای این عیب افزایش دمای روغن می‌باشد که باعث کاهش ویسکوزیتهٔ آن می‌شود. افزایش بارگذاری بر یاتاقان با ایجاد یک نامیزانی کوچک یا عدم هم محوری ناچیز نیز می‌تواند موقتاً چرخش روغن را کاهش دهد. ممکن است ماشینی که کاملاً پایدار بوده، علائم ارتعاشات چرخش روغن را از خود نشان دهد. این مورد ممکن است در اثر انتقال ارتعاشات از یک منبع خارجی از طریق فونداسیون یا سیستم لوله کشی پدید آید.اگر این ارتعاشات زمینه درست با همان

فرکانس چرخش روغن باشد، مثل این است که چرخش روغن اتفاق افتاده است. این حالت را چرخش تحریک شدهٔ خارجی می‌نامند.

هرگاه که مشخصات ارتعاشی چرخش روغن مشاهده شد، باید یک بازدید ارتعاشی کامل ازمنابع خارجی، فونداسیون، و لوله کشی انجام شود.

***مشخصه‌های ارتعاشی چرخش روغن**

در این حالت حرکت مقطع شفت شبیه یک دایره یا بیضی همراه با یک حلقهٔ داخلی می‌شود. همچنین چون فرکانس ارتعاشات دقیقاً نصف دور کاری نیست بنابراین حلقهٔ داخلی درجهت لنگ زنی و یا دوران سیستم حول حلقهٔ خارجی می‌گردد.

۳-۲- تشخیص عیوب مشابه

همانطور که گفته شد اکثرعیوب مکانیکی توربینها به صورت علائم ارتعاشی و یا تغییر درمشخصه‌های ارتعاشی ظاهر می‌گردند. اما تعدادی ازعیوب مانند نامیزانی و خمیدگی محور دارای مشخصه‌های یکسان هستند که تشخیص آنها را مشکل می‌نماید.

دراین قسمت به بررسی و نحوهٔ تشخیص عیوب مشابه پرداخته می‌شود.

۳-۲-۱- نامیزانی و خمیدگی

عیوب نامیزانی و خمیدگی درجهت شعاعی در حوزهٔ فرکانس رفتار مشابهی نشان می‌دهند. از آنجائیکه خمیدگی باعث ایجاد مولفه ارتعاشی در جهت محوری می‌شوند تشخیص این عیوب درتوربینها به کمک اندازه‌گیری درجهت محوری امکان پذیر است. در بعضی از شرایط امکان اندازه‌گیری درجهت محوری وجود ندارد، در این حالت تشخیص نامیزانی و خمیدگی درجهت شعاعی با تحلیل دامنه و زاویه فاز برحسب سرعت در شرایط راه اندازی میسر می‌باشد.

۳-۲-۲- نا میزانی و عدم هم محوری

درتوربین‌ها و دیگر ماشینهای دوار تشخیص این دو بخاطر ایجاد مؤلفه‌ای در جهت محوری در عیب عدم هم محوری امکان پذیر است ولی دربعضی از ماشینها به علت عدم وجود امکان اندازه‌گیری در جهت محوری و یا کم اثر بودن این مؤلفه تشخیص دو عیب مذکور با تحلیل درجهت محوری امکان پذیر نیست دراین حالت جهت تشخیص آن باید تحلیل دامنه برحسب سرعت صورت گیرد. در عیب نامیزانی با تغییر سرعت تنها فرکانس 1xRPM درجهت شعاعی مشاهده خواهد شد. ولی با تغییر سرعت در عیب عدم هم محوری تغییرات مؤلفه 2xRPM بسیار زیاد خواهد بود.

۳-۲-۳- عدم هم محوری و لقی در اتصال به فونداسیون

درپیدایش عیوب لقی در اتصال به فونداسیون وعدم هم محوری درحوزهٔ فرکانسی، مضارب صحیحی از فرکانس دور شفت مشاهده خواهد شد. در این حالت نحوه اندازه‌گیری این دو عیب را از یکدیگر متمایز خواهد کرد. درعیب عدم هم محوری باید اندازه‌گیری حرکت مطلق ویا نسبی شفت صورت گیرد ولی در اندازه‌گیری لقی در اتصال به فونداسیون، اندازه‌گیری حرکت مطلق و یا نسبی شفت کمکی به تشخیص عیب نخواهد کرد دراین حالت باید اندازه‌گیری مطلق یاتاقان و یا مجموعه در اتصال به فونداسیون بخصوص درجهت قائم صورت گیرد .لقی درا تصال ممکن است در سرعتهای پایین که نیروی گریز از مرکز کافی جهت حرکت مجموعه وجود ندارد ظاهر نگردد.

۳-۲-۴- ناپایداری و قطعات لق دوار

دوعیب ناپایداری و قطعات لق دوار، ایجاد فرکانس زیر سرعت در پاسخ فرکانسی سیستم می‌کنند. قطعات لق دوار ایجاد نامیزانی اضافی در سیستم می‌کنند و با گذشت زمان روند حرکت ثابت شده و پدیده ضربان مشاهده خواهدشد. لقی در اتصال یاتاقان و اجزای آن ممکن است خود باعث ناپایداری گردد و تشخیص این دو از یکدیگر امکان پذیر نخواهد بود.

۳-۲-۵-تماس و سایش و ترک شفت

پیدایش مؤلفه‌های زیر سرعت، بالا سرعت و هم سرعت و همچنین مضاربی از فرکانس طبیعی در پاسخ فرکانسی سیستم تشخیص دوعیب تماس و سایش و ترک شفت را از یکدیگر مشکل می‌سازد با ثبت دامنه ارتعاش قبل از بروز عیب و محاسبه اختلاف آن با مؤلفه ارتعاشی بعد از پیدایش عیب درسرعت بالای فرکانس طبیعی و مشاهده مؤلفه 2xRPM پاسخ سیستم میتواند دلیلی بر ترک با عمق کم باشد. نرخ تغییرات مؤلفه‌های ارتعاشی در شفت ترک دار نسبت به حالت تماس و سایش بسیار کم است. در سرعتهای بالای سرعت بحرانی اثر مؤلفه‌های زیر سرعت در شفت ترک دار بسیار ناچیز است. ترک سبب کاهش فرکانس طبیعی سیستم شده ولی درتماس و سایش ممکن است این مقدار افزایش یابد اندازه‌گیری در موقعیت‌هایی که احتمال برخورد وجود دارد کمک مؤثری به تشخیص عیب تماس و سایش خواهد کرد.

۳-۲-۶- ترک و خمیدگی

ترک و خمیدگی شفت در بسیاری از موارد عارضه‌های یکسان ایجاد می‌کنند. با تغییرات سرعت و ثبت فرکانسهای مؤثر می‌توان این دو عیب را از یکدیگر تشخیص داد. شفت خمیده تنها مؤلفه 1xPRM را در همه سرعت‌های سیستم در برخواهد داشت ولی درشفت ترک دار مؤلفه‌های زیر سرعت و بالا سرعت مشاهده خواهد شد.

۳-۲- ۷- ترک و عدم هم محوری

دوعیب ترک وهم محوری در نمایش دامنه بر حسب فرکانس رفتار مشابه از خود نشان می‌دهند. پیدایش مؤلفه‌های 1xRPM و 2xRPM درپاسخ سیستم از مشخصه‌های این دوعیب می‌باشد. با تحلیل زاویه فاز وهمچنین پیدایش مؤلفه زیرفرکانس، مؤلفه در فرکانس صفر و توجه به موقعیت‌های اندازه‌گیری این دوعیب را از یکدیگر مجزا می‌سازد.

۳-۳- جدول عیب‌یابی

درقسمت‌های قبل، عیوب اصلی ومتداول توربینها که کارکرد این ماشینها را تحت تأثیر قرار می‌دهند بررسی شد وسپس روشهای مختلف تشخیص آنها ارائه گردید. عیوب نامیزانی، عدم هم محوری، خمیدگی محور، تماس و سایش، لقی مکانیکی، ترک محور، لقی یاتاقانها و چرخش روغن از جمله عیوبی هستند که بررسی شدند.

برای درک بهتر از علل بوجود آمدن، مشخصه‌های ارتعاشی و نحوهٔ شناسایی هر عیب کلیه اطلاعات در جدول عیب‌یابی درتوربینها با آنالیز ارتعاشات، آورده شده است. درجدول (۳-۱) علل ایجاد عیب، پدیده‌های ثانویه و راه رفع آنها و درجدول (۳-۲) مشخصات ارتعاشی عیوب از قبیل فرکانسهای غالب ارتعاشات، راستای دامنهٔ غالب (شعاعی، محوری) و مسیر حرکت شفت، برای هر عیب توضیح داده شده است.

علت ارتعاشات	علل ایجاد عیب	توضیحات(پدیده‌های ثانویه، راه رفع عیب)
نامیزانی	تلرانس در ساخت تغییرات در مواد بکار رفته، ایجاد شیار روی شفت عدم و جود تقارن در طراحی، کاربرد نادرست ماشین، تغییر طول قطعات، تغییر درجهٔ حرارت، خمیدگی شفت، سوراخهای بوجود آمده هنگام ریخته گری، پره‌های ضخیم تر، سوراخ خارج از مرکز، و...	برای تصحیح نامیزانی دو روش وجود دارد: ۱- میزان کردن درجا ۲-میزان کردن به کمک ماشین میزان کننده معمولاً محورهای بلند با سرعت بالا را در سرعت کامل درجا میزان می‌کنند. هنگام تولید موتورها و پمپها و توربینها و -محورها را قبل از سوار کردن روی ما شین به کمک ماشین میزان کننده میزان می‌کنند. این عیب درنهایت باعث سایش آب بندها، شکست یاتاقانها یاتشدید می‌شود.
عدم هم محور	کرنش بیش از اندازهٔ لوله ویا فوندانسیون، مونتاژ ونادرست، گرمای موضعی	این عیب باعث تولید نیروهای اصطکاک یا خیز درکوپلینگها می‌شود. یا ممکن است باعث تشدیدهای هارمونیک شود همچنین درنهایت باعث شکستگیهایی در آب بندها، کوپلینگها، یاتاقانها، یا دو انتهای شفت می‌شود.
خمیدگی محور	عدم گرمایش یکنواخت محور، نیروی وزن زیاد، نامیزانی زیاد، نصب انقباضی	این عیب علاوه برایجاد ارتعاش غیر مجاز درسیستم، باعث تماس شفت یا آب بند ویانوک پره با پوسته می‌شود همچنین باعث آسیب دیدگی کوپلینگها و یاتاقانها نیز می‌شود. راه حل موقت آن کاربرد روش نقطهٔ گرم است.
سایش	معمولاً هرعیبی از دستگاه در نهایت باعث تماس و سایش می‌شود. اما غالباً نامیزانی زیاد عامل اصلی این مشکل است.	سایش آخرین مرحلهٔ مشکل قبل از شکست نهایی است. سایشهای کوچک معمولاً توسط خودشان تصحیح می‌شوند ولی در مورد سایشهای مهم باید علت اصلی را پیدا کرد و آنرا تصحیح کرد.

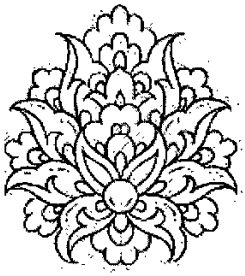
علت ارتعاشات	علل ایجاد عیب	توضیحات(پدیده‌های ثانویه، راه رفع عیب)
لقی مکانیکی	شل بودن پیچ و مهره‌ها واندازه نبودن اتصالات انقباضی و همچنین تغییرات ناگهانی دما نیز می‌تواند باعث لقی شود (خصوصاً در دیسکها و یاتاقانهای بوشی)	لقی قطعات دوار باعث نامیزانی می‌شود. برای تصحیح لقی باید سفت بودن تمام پیچها را کنترل کرد یا اگر مشکل طراحی وجود داشته باشد، باید طراحی قطعه را تصحیح کرد.
ترک محور	تغییرات ناگهانی دما، بار و یا تنش‌های بیش از حد درمحور و یابارهای تناوبی (در اثر خستگی)	ترک باعث تغییر سختی محور شده و درنهایت باعث از بین رفتن محور می‌شود و ممکن است به قسمتهای دیگر نیز آسیب برساند. برای اصلاح باید قسمت ترک خورده(از قبیل شفت، پره‌ها، دیسکها و ...) را عوض کرد.
چرخش روغن	این عیب بوسیلهٔ خود سیستم روغنکاری در یاتاقانها ومعمولاً در سرعتهای بالا تحریک می‌شود	این عیب باعث ارتعاشات با دامنهٔ زیاد درمحور می‌شود برای اصلاح می‌توان فضای لقی بین یاتاقان وشفت را کاهش داد یا از یاتاقانهای کفشکی استفاده کرد.
لقی یاتاقانها	شل بودن قطعات داخلی و یا اتصالات یاتاقان	لقی دریاتاقانها واتصالات آن سبب تغییر سختی سیستم می‌شود .این عیب معمولاً با چرخش روغن اشتباه می‌شود برای تصحیح باید یاتاقان را باز کرد و از محکم بودن اتصالات آن اطمینان حاصل کرد.

جدول ۳-۱- معرفی عیوب مکانیکی توربینها

علت ارتعاشات	فرکانسهای غالب									راستای دامنه		مسیر حرکت مقطع
	فرکانس کلری ۰-۴۰٪	فرکانس کلری ۴۰-۵۰٪	فرکانس کلری ۵۰-۱۰۰٪	فرکانس کلری ۱×	فرکانس کلری ۲×	مضارب بالاتر	هارمونیکهای فرد	فرکانس خیلی زیاد		شعاعی	محوری	
نامیزانی				●	□	□				●	□	دایروی یا بیضوی (اگرنسبت اقطار زیاد باشد، درحالت تشدید است)
عدم هم محوری				○	●	□				○	●	موزی شکل، یا حلقه‌های متصل به هم
خمیدگی شفت				●	□	□				●	○	دایروی‌یا بیضوی (شبیه نامیزانی)
سایش	□	□	□	○	□	□	□	□		○	○	نامنظم – ابتدا شبیه نامیزانی وبعد شبیه چرخش روغن وبعد نامنظم می‌شود.
لقی مکانیکی					●	□	□			●	□	نامنظم
ترک محور			□	○	○	□				●	□	نامنظم
چرخش روغن		●								●	□	دایروی یا بیضوی با یک حلقه داخلی
لقی یاتاقانها		●								●	□	نامنظم

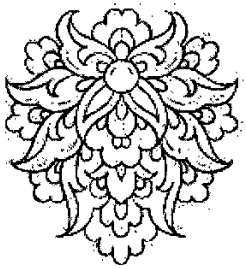
غالباً ○احتمالاً □ بندرت

جدول ۳-۲ جدول عیب‌یابی



فصل چهارم

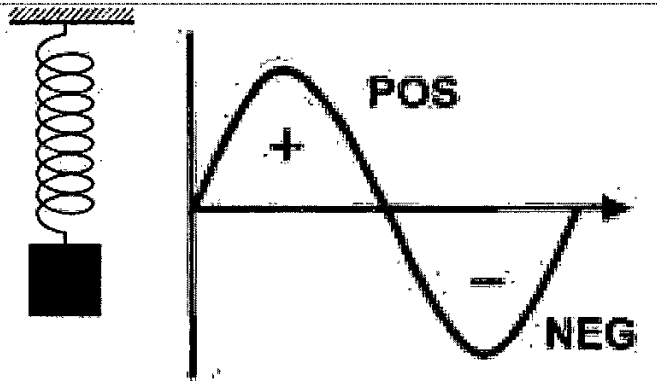
اصول ارتعاشات



ارتعاشات چیست؟

ارتعاشات، به عبارتی ساده، حرکت متفاوت جلو به عقب و بالعکس ماشین یا قطعه‌ای از ماشین از حالت سکون آن می‌باشد. ساده ترین راه نمایش ارتعاشات از طریق بررسی حرکت یک سیستم وزن و فنر مطابق شکل ۴-۱ است.سیستم وزنه وفنرسیستمی مشابه همه ماشین آلات است زیراآنها هم دارای جرم و خواص فنری می‌باشند.

تازمانی که نیروئی به وزنهٔ M وارد نشده که آنرا به حرکت درآورد ارتعاشی نخواهیم داشت. با اعمال نیروئی به سمت بالا، وزنه به طرف بالا رفته و فنر را جمع می‌کند.



شکل ۴-۱- ارتعاشات یک سیستم ساده جرم و فنر

با رها کردن وزنه (برداشتن نیرو) وزنه به پائین افتاده و از نقطه سکون اولیه و یا موقعیت خنثی Nautral Position گذشته به پائین ترین حد حرکت خود، جائیکه فنر وزنه را متوقف می‌کند، می‌رسد .سپس وزنه دوباره به طرف بالا به حرکت درآمده و پس از گذر از موقعیت خنثی به حد بالائی حرکت رسیده و این رفت و برگشت دقیقاً در تبعیت از نیروئی که به وزنه اعمال می‌شود ادامه می‌یابد.

بنابراین ارتعاشات عکس العمل سیستم به یک نیروی محرکه خارجی و یا داخلی است که به سیستم اعمال میشود.

معمولاً مشکلات مکانیکی در ماشین آلات باعث ایجاد ارتعاشات می‌شوند. لیستی از متداول ترین عوامل ایجاد ارتعاشات ذیلاً ارائه شده است:

-Unbalance یا عدم تعادل جرمی

-Misalignment

-شافت‌های تاب دار

-نیروهای الکترو مغناطیسی

-نیروهای آئرودینامیکی

-نیروهای هیدرولیکی

-چرخ دنده‌های سائیده شده -لقی

-بیرینگهای سائیده شده و خراب -تشدید

-تماس رتور با بدنه Eccentricity-

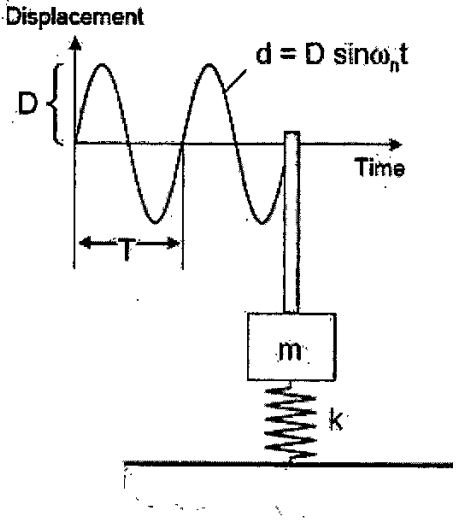
مشخصات ارتعاشات

The Characteristics of Vibration

عامل بوجود آورنده ارتعاشات بدون توجه به نوع آن ،نیروئی است که مقدار ویا جهت آن متغیر است، و مشخصات ارتعاشات حاصله تابع این نیرو خواهد بود. در نتیجه هر عاملی ارتعاشات با مشخصات خاص خود را ایجاد میکند. با بازگشت به مثال نوسانات جرم و فنر، می‌توانیم با رسم حرکت وزنه نسبت به زمان مشخصات ارتعاشات را به تفصیل مطالعه کنیم.

درشکل ۲-۴ حرکت وزنه از موقعیت خنثی (یا موقعیت سکون اولیه) به طرف حد بالایی حرکت و بازگشت آن به طرف پائین یا عبور از موقعیت خنثی به حد پائینی حرکت و بازگشت مجدد آن به موقعیت خنثی، یک سیکل حرکت کامل را نمایش می‌دهد.

این سیکل کلیه مشخصات لازم برای اندازه‌گیری ارتعاشات را داراست. ادامه حرکت وزنه تنها تکرار این سیکل با مشخصات یکسان خواهد بود.



شکل ۴-۲- جابجایی یک وزنه در حال ارتعاش نسبت به زمان

مهمترین مشخصات ارتعاشات عبارت‌اند از:

فرکانس Frequency	شتاب Acceleration
جابجائی Displacement	زاویه فاز Phase Angle
سرعت Velocity	انرژی اسپایک Spike Energy

ذیلاً یک به یک این مشخصات معرفی می‌شوند:

فرکانس ارتعاشات
Vibration Frequency

همانطور که در شکل ۲-۴ نمایش داده شده است مدت زمان لازم برای انجام یک سیکل کامل حرکت ارتعاشی را پریود ارتعاشات می‌نامند. مثلاً اگر یک ماشین (و یا سیستم وزنه و فنر مثال قبل)

یک سیکل ارتعاشی را در ۱/۶۰ (یک شصتم) ثانیه تکمیل کند، پریود ارتعاشات آن یک شصتم ثانیه است.

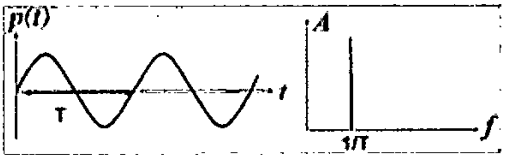
مشخصه‌ای که در اندازه‌گیری و آنالیز ارتعاشات بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرد فرکانس ارتعاشات است. فرکانس تعداد سیکلهائی است که در طول یک مدت زمان مشخص انجام می‌شود. فرکانس با فرمول ساده زیر به پریود ارتعاشات مرتبط می‌گردد.

فرکانس = پریود / ۱

فرکانس ارتعاشات را معمولاً با تعداد سیکلهای ارتعاشات (یا درواقع تعداد نوسانات) که درمدت یک دقیقه انجام می‌شود بیان می‌کنند .

در این صورت واحد فرکانس را CPM، تعداد نوسانات در دقیقه یا Cycles per Minute، می‌گویند.

استفاده از واحد CPM ارتباط این مشخصه مهم ارتعاشی را به مشخصه مهم دیگری برای ماشین آلات دوار به نام RPM تسهیل می‌کند. RPM تعداد دور ماشین در دقیقه و یا Revolutions per Minute می‌باشد. بنابراین اگر دور یک ماشین ۳۶۰۰ RPM باشد شما می‌توانید انتظار داشته باشید که ارتعاشاتی با فرکانس 3600 CPM، که ناشی از مسائل خاصی است، روی آن ماشین مشاهده کنید.



شکل ۴-۳- پریود ارتعاشات

واحد دیگری که برای فرکانس بکار می‌رود تعداد نوسانات یا سیکلها در یک ثانیه می‌باشد. این واحد را هرتز Hertz که مخفف آن را به صورت HZ نمایش می‌دهند می‌نامند ۱۰ هرتز (یعنی یک سیکل

در ثانیه) مساوی ۶۰ سیکل در دقیقه یا ۶۰ CPM است. در فرمولهای زیر نحوهٔ تبدیل Hz به CPM وبرعکس مشخص گردیده است:

$$CPM=Hertz \times 60$$

$$Hertz = CPM/60$$

جابجایی ارتعاشات

Vibration Displacement (Peak to Peak)

میزان کلی جابجایی و یا حرکت قطعه‌ای را که درحال نوسان است، جابجایی Peak to peak یا pp مینامند. در شکل۴-۲ جابجایی pp نمایش داده شده است. میزان جابجائی peak to peak را معمولاً با واحد mils بیان می‌کنند. یک mils برابر یک هزارم اینچ (۰/۰۰۱) است.

در سیستم آحاد متریک جابجائی را با واحد میکرومتر یامیکرون بیان می‌کنند. یک میکرون برابر یک هزارم میلیمتر (۰/۰۰۱) است. برای تبدیل mils به میکرون وبرعکس از فرمولهای زیر استفاده می‌شود.

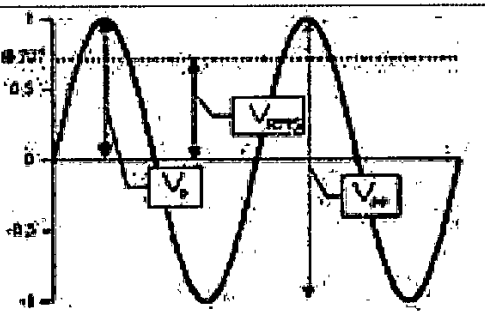
$$1 \text{ mils} = 25.4 \text{ microns}$$

$$1 \text{ micron} = 1 \text{ mils}/254$$

سرعت ارتعاشات

Vibration Velocity (Peak)

از آنجا که وزنه درحال نوسان، شکل ۴-۴، درحال حرکت می‌باشد بنابراین بایستی با یک سرعتی حرکت کند. ولی سرعت وزنه ثابت نبوده و به طور پیوسته درحال تغییر است.



شکل ۴-۴- سرعت یک قطعه در حال ارتعاش

درحد بالایی حرکت سرعت صفر است زیرا وزنه ناچار است متوقف شود تا بتواند جهت حرکت خود را به طرف پایین تغییر دهد. میزان سرعت وزنه در هنگام عبور از موقعیت تعادل حداکثر میباشد.

سرعت حرکت وزنه یک مشخصه ارتعاشی است، ولی از آنجا که مرتباً درحال تغییر می‌باشد حداکثر سرعت (Peak Velocity) برای اندازه‌گیری انتخاب می‌شود.

واحد اندازه‌گیری سرعت در سیستم انگلیسی اینچ در ثانیه (in/sec) و در سیستم متریک میلیمتر در ثانیه (mm/sec) است. معمولاً کلمه Peak هم بعد از ذکر واحد سرعت قید می‌شود یعنی mm/sec peak یا In/sec peak.

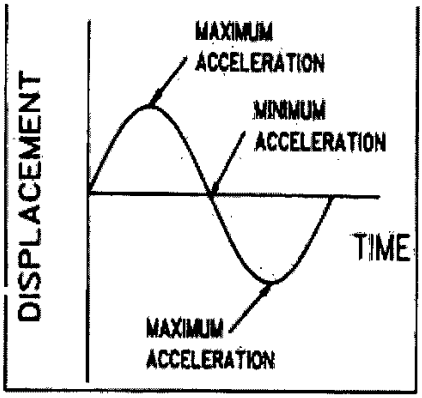
شتاب ارتعاشات

Vibration Acceleration Peak

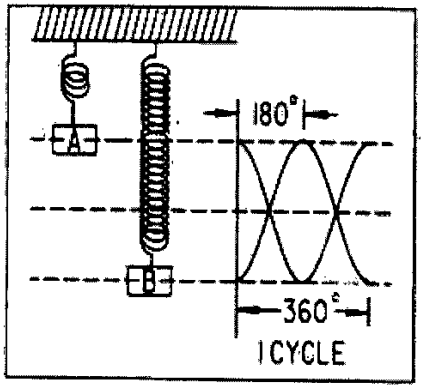
درقسمت سرعت ارتعاشات اشاره کردیم که سرعت قطعه درحدود بالائی و پائینی حرکت به صفر می‌رسد. طبیعتاً هر بار که قطعه به سرعت صفر می‌رسد میبایستی برای بدست آوردن سرعت برای حرکت به سمت انتهای دیگر مسیر Accelerate کند. شتاب ارتعاشات مشخصه مهم دیگر ارتعاشات است.شتاب در واقع نرخ تغییرات سرعت با زمان است.

با مراجعه به شکل ۴-۵ ملاحظه می‌کنیم که شتاب حرکت درحدود بالائی و پائینی حرکت حداکثر بوده و در موقعیت خنثی که سرعت حداکثر است شتاب صفر خواهد بود.

شتاب ارتعاشات معمولاً باواحدg نمایش داده میشودکه شتاب ثقل زمین است.مقدارg درسیستم متریک(m/sec^2) ۹/۸ یا cm/sec^2 ۶۶۵ /۹۸۰ ودرسیستم انگلیسی $feet/sec^2$ ۳۲/۱۷۳۹ یا in/sec^2 ۳۸۶/۰۸۷ می‌باشد.



شکل ۴-۵- شتاب یک قطعه در حال ارتعاش



شکل ۴-۶

زاویه فاز ارتعاشات

Vibration Phase

مشخصه مهم دیگر ارتعاشات زاویه فاز است. تعریف زاویه فاز عبارتست از : موقعیت (Position) یک قطعه نوسانی در یک زمان معین نسبت به یک نقطه ثابت و یا یک قطعه نوسانی دیگر.

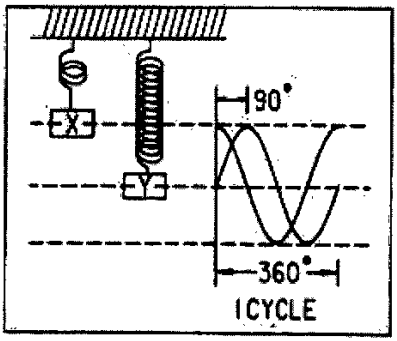
زاویه فاز درعمل راه ساده‌ای برای مقایسه دو حرکت نوسانی به دست میدهد و یا نحوهٔ نوسان یک قطعه رانسبت به قطعهٔ دیگر تعیین می‌کند. برای مثال دو قطعه در شکل ۴-۶ با فرکانس و جابجائی

یکسان درحال نوسان هستند، اگرچه، وقتی قطعه A درحد بالای حرکت خود است قطعهٔ B درحد پائین حرکت است.

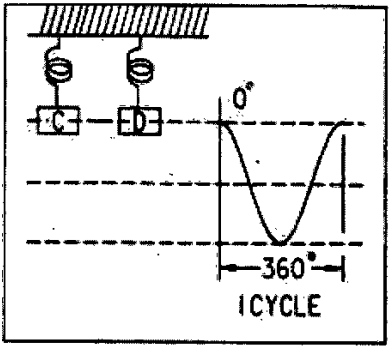
ما میتوانیم به کمک زاویهٔ فاز حرکت این دو قطعه را مقایسه کنیم. با رسم سیکل کامل حرکت دو قطعه، با شروع سیکلها از یک زمان مشخص، می‌بینیم که جابجایی Peak دو قطعه ۱۸۰ درجه از یکدیگر فاصله دارند (یک سیکل کامل ۳۶۰ درجه است). بنابراین می‌گوئیم این دو وزنه با یکدیگر ۱۸۰ درجه اختلاف فاز دارند.

درشکل ۴-۷ دوقطعه ۹۰ درجه اختلاف فاز دارند و در شکل ۴-۸ دو قطعه هم فاز هستند.

اندازه گیری زاویهٔ فاز در آنالیز ارتعاشات ماشین آلات اهمیت ویژه‌ای دارد.



شکل ۴-۷-دو قطعه در حال نوسان با ۹۰ درجه اختلاف فاز



شکل ۴-۸-دو قطعه ارتعاشی هم‌فاز

انرژی اسپایک

Vibration Spike Energy

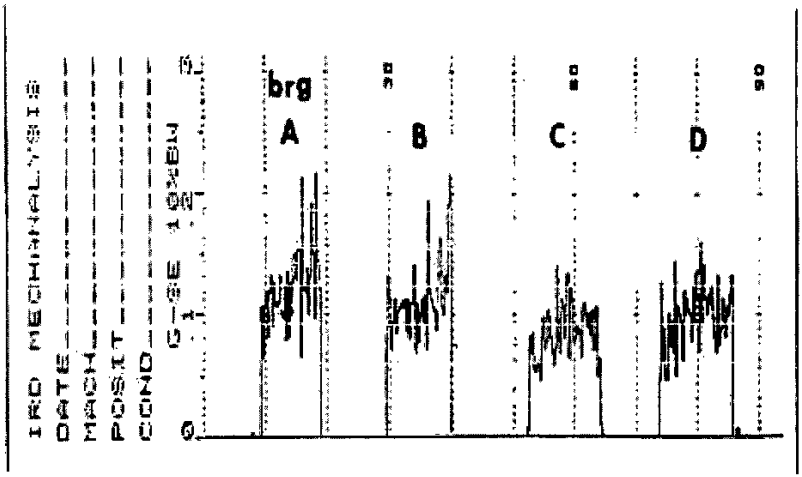
مشخصهٔ دیگر ارتعاشات انرژی اسپایک است. انرژی اسپایک پالسهای انرژی ارتعاشی است (شکل ۴-۹) که در فرکانسهای بالا در مدت زمانی بسیار کوتاه بدلائل زیر درماشین آلات حادث می‌شود.

۱-عیوب سطحی در قطعات بیرینگهای غلطکی (Roling) یا چرخ دنده‌ها

۲-تماس فلز با فلز، Rubs, impacts

۳-نشت بخار یا هوای فشار بالا

۴-کاویتاسیون



شکل ۴-۹- نمونه یک منحنی انرژی اسپایک

تا قبل از معرفی انرژی اسپایک (SE) کشف عیوب بیرینگها و چرخ دنده‌ها در مراحل اولیه مشکل بود. با اندازه‌گیری انرژی اسپایک ارتعاشات فرکانس بالای ناشی از عیوب بیرینگها و چرخ دنده‌ها به آسانی قابل کشف میباشد. انرژی اسپایک واحد اندازه‌گیری مختص به خود را دارد. اگرچه اسپایک

انرژی اساساً اندازه‌گیری شتاب ارتعاشی است، ولی سیستم مخصوص الکترونیکی که سیگنال ارتعاشی را پروسس می‌کند به ارتعاشات فرکانس بالائی که توسط عیوب بیرینگها و چرخ دنده‌ها ایجاد می‌شود حساسیت خاصی دارد. به این دلیل است که واحد اندازه‌گیری انرژی اسپایک به g-SE بیان می‌شود.

مشخصات دیگر

Other Characteristics

چند مشخصه دیگر نیز هست که لازم است برای درک ارتعاشات ماشین آلات با آنها آشنا شوید:

ارتعاشات اجباری (Forced Vibration) منظور ارتعاشات ناشی از نیروئی ارتعاشی است که ماشین را وادار به ارتعاش در فرکانس خود می‌کند، مانند ارتعاش ناشی ازعدم تعادل جرمی یا Unbalance.

ارتعاشات آزاد (Free Vibration) ارتعاشاتی که در غیاب نیروی خارجی انجام می‌شود، مثل حالتی که نیروئی به ماشین اعمال وسپس برداشته شود.

فرکانس محرک (Driving Frequency) فرکانس ارتعاشات اجباری است.

فرکانس طبیعی (Natural Frequency) فرکانس ارتعاشات آزاد است. فرکانسی است که ماشین ترجیح میدهد درآن فرکانس نوسان کند. برای مثال وقتی ضربه‌ای به یک زنگوله ویا هرقطعه‌ای وارد می‌کنیم آن قطعه با فرکانس طبیعی خود شروع به نوسان می‌کند. بیشتر ماشین آلات چندین فرکانس طبیعی دارند. هرضربه‌ای می‌تواند یک یا چند فرکانس طبیعی را تحریک کند.

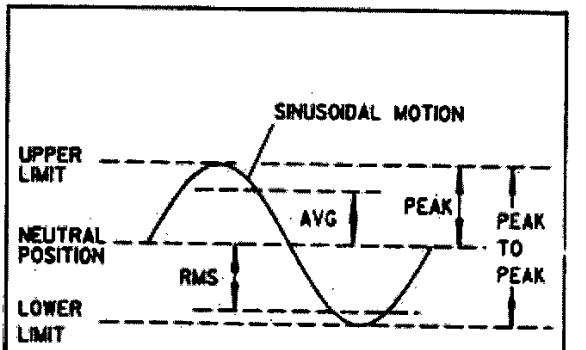
فرکانس تشدید (Resonant Frequency) فرکانسی است که درآن، فرکانس طبیعی وفرکانس محرک (Driving Frequency) برابر می‌شوند. معمولاً با نزدیک شدن فرکانس محرک به فرکانس طبیعی دامنه ارتعاشات افزایش یافته و موقعیکه با فرکانس طبیعی یکی می‌شود دامنه به حداکثر میزان خود میرسد.

سرعت بحران(Critical Speed) زمانی که دور ماشین با فرکانس طبیعی ماشین برابر باشد آن دور را دور بحرانی می‌گوئیم. اغلب این برابری با فرکانس طبیعی رتور یا شافت صورت می‌گیرد که باعث خمیدگی شافت و میزان بالای ارتعاشات می‌گردد.

پارامترهای اندازه‌گیری

Peak- to – Peak, Peak, RMS, Average

برای اندازه‌گیری ارتعاشات آحاد مختلفی بکار گرفته می‌شود. شکل (۴-۱۰) ارتباط بین آحاد مختلف را برای یک موج سینوسی نمایش می‌دهد.



MULTIPLY NUMBER OF BY — TO OBTAIN ↓	PEAK-TO-PEAK	PEAK	RMS	AVERAGE
PEAK-TO-PEAK	1.000	2.000	2.828	3.142
PEAK	.500	1.000	1.414	1.571
RMS	.354	.707	1.000	1.11
AVERAGE	.318	.636	.900	1.000

شکل ۴-۱۰- آحاد اندازه گیری

به غیرازآحاد Peak و Peak- to – peak ،گاهی از واحد دیگری به نام RMS یا Root- Mean- Square نیز برای بیان میزان ارتعاشات استفاده می‌شود. دستگاه‌های اندازه‌گیری الکتریکی

نیز غالباً مقدار متوسط Average امواج را می‌خوانند. درفرمولهای زیر ارتباط این دو واحد با مقدار Peak نشان داده شده است:

$$RMS = 0.707 \times Peak$$

$$Average = 0.637 \times Peak$$

تبدیل پارامترهای اندازه‌گیری

معادلات زیر نحوهٔ تبدیل جابجایی، سرعت و شتاب را به یکدیگر برای ارتعاشات ساده سینوسی نمایش میدهد:

D_m= Displacement (um pk- pk) V_m= Velocity (mm/sec pk) A = Acceleration (g pk)	D= Displacement (mils pk-pk) V= Velocity (in/sec pk) A = Acceleration (g pk)
$D_m = 19.10 \times 10^3 (V_m/(RPM)$ $D_m = 1.79 \times 10^{۹} (A) / (RPM)^2$ $Vm = 52.36 \times 10^{-6}(D_m)(RPM)$ $Vm = 93.58 \times 10^3 (A)/ (RPM)$ $A = 0.56 \times 10^{-9} (DM) (RPM)$ $A = 10.69 \times 10^{-6} (V_m) (RPM)$	$D = 19.10 \times 10^3 (V) / (RPM)$ $D = 70.40 \times 10^6 (A) / (RPM)^2$ $V = 52.36 \times 10^{-6} (D) (RPM)$ $V = 3.87 \times 10^3 (A) / (RPM)$ $A = 14.20 \times 10^{-9} (D) (RPM)^2$ $A = 0.27 \times 10^{-3} (V) (RPM)$

اهمیت مشخصه ارتعاشات

Singificance of Vibration Characteristics

اهمیت واقعی مشخصه‌های مختلف ارتعاشات در آن است که از آنها برای کشف و تشریح حرکت ارتعاشی نامطلوب ماشین آلات استفاده می‌شود. درجدول زیر خلاصه‌ای از مشخصه‌های اصلی ارتعاشات با آحاد متداول اندازه‌گیری ارائه شده است.

VIBRATION CHARACTERISTICS	COMMON UNITS OF ENGLISH	MEASUREMENT METRIC
FREQUENCY	CPM	CPM
DISPLACEMENT	MLS PEAK. TO-PEAK	MM PEAK.TO- PEAK
VELOCITY	IN/SEC RMS IN/SEC PEAK	MM/SEC RMS MM/SEC PEAK
ACCELERATION	G PEAK	G PEAK
PHASE	DEGREES	DEGREES
SPIKE ENERGY	G-SE	G-SE

جدول ۴-۱-پارامترها و آحاد مختلف اندازه‌گیری ارتعاشات

اطلاعاتی که فرکانس ارتعاشات فراهم می‌آورد

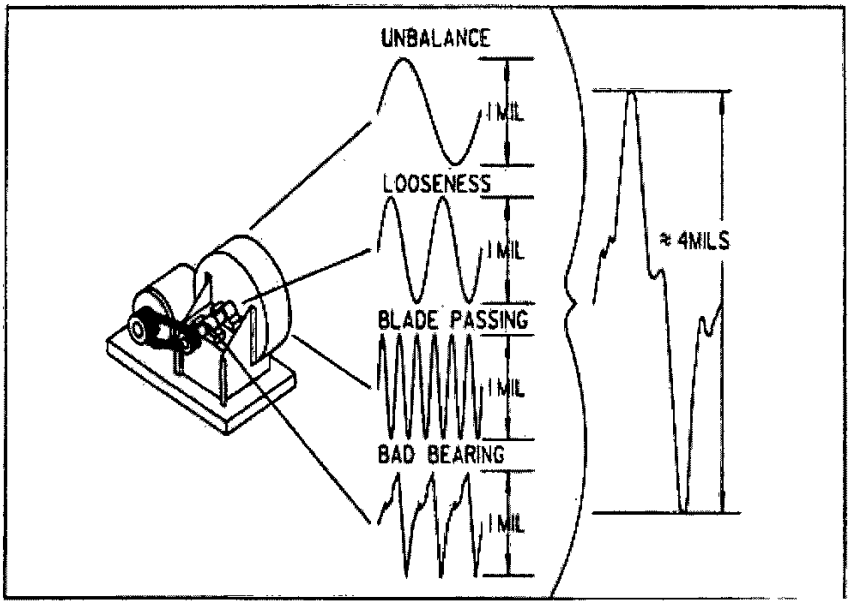
Information Provided by Vibration Frequency

هنگام آنالیز ارتعاشات ماشین آلات برای تعیین عیب، آگاهی از فرکانس ارتعاشات ضروریست. آگاهی از فرکانس به شما کمک می‌کند که مسئله و قطعه‌ی معیوب را شناسایی کنید.

نیروهائی که ارتعاشات را پدید می‌آورند از طریق حرکت دورانی قطعات ماشین بوجود می‌آیند. از آنجا که مقدار وجهت این نیروها متناسب با سرعت دورانی قطعات تغییر می‌کند، نتیجه گرفته می‌شود که

بسیاری از مسائل ارتعاشی دارای فرکانسهایی هستند که با سرعت دورانی ماشین ارتباط دارند. شما می‌توانید با دقت روی فرکانس ارتعاشی و ارتباط دادن آن با دور ماشین و یادورهای قسمتهای مختلف ماشین، قطعه بوجود آورنده ارتعاشات را شناسایی کنید.

برای مثال فرض کنید که شما با یک موتور فن باسیستم انتقال حرکت تسمه‌ای کار می‌کنید، شکل۴-۱۱ دور موتور ۳۶۰۰ و دور فن را ۲۴۰۰ فرض کنید.



شکل ۴-۱۱- فرکانس‌های مختلف ارتعاشی در یک سیستم

اگرچنانچه این سیستم دارای ارتعاشات بالا در دور RPM ۲۴۰۰ باشد شما می‌توانید بلافاصله فن را مقصر دانسته و مطمئن شوید که موتور ایرادی ندارد.

ولی تمامی مسائل ارتعاشات با فرکانس مساوی دور قطعات ماشین ایجاد نمی‌کنند. درک این مسئله بسیار مهم است که مسائل مختلف ارتعاشات با فرکانسهای مختلف ایجاد می‌کنند. تسمه‌های

خراب و Oil Whirl فرکانس ارتعاشی کمتر از 1x RPM ایجاد می‌کنند، درحالیکه لقی و Misallgnment می‌توانند ارتعاشات در فرکانسهای مختلف (۱ و یا ۲ ویا PRM ×۳) ایجاد کنند.

شکل ۴-۱۱- نشان می‌دهد ارتعاشات ماشین آلات از فرکانسهای مختلفی تشکیل می‌شود. یک چنین امواج ارتعاشی پیچیده غالباً فرکانسهای هارمونیک (Harmonics) را در بر می‌گیرند. هارمونیک فرکانسی است که مضرب صحیحی از فرکانس پایه (Fundamental) دور شافت می‌باشد. برای مثال ممکن است مقادیر قابل توجه ارتعاشات در هارمونیکهای، 3 x RPM و 2xRPM یا بیشتر یافت شود. در این صورت فرکانس 1x RPM هارمونیک اول نامیده می‌شود. به خاطر بسپارید که در امواج پیچیدهٔ ارتعاشی فرکانسها لزوماً محدود به فرکانس پایه وهارمونیکهای آن نمی‌باشند.

دریک موج پیچیدهٔ ارتعاشی، اگرچه تمامی فرکانسها می‌توانند برای بررسی مسائل ماشین اهمیت داشته باشند ولی دو فرکانس از اهمیت ویژه‌ای بر خوردارند: فرکانس پایه و فرکانس غالب.

فرکانس پایه همانطور که در بالا آمد مساوی دور شافت یا 1xRPM است. فرکانس غالب آن فرکانسی است که بیشترین دامنه ارتعاشی را داراست.

فرکانس پایه و فرکانس غالب همواره یکی نیستند. درمواردی که فرکانس غالب با فرکانس پایه (1xRPM) تفاوت داشته باشد، همیشه فرکانس غالب بیشتر بیانگر عیب خواهد بود.

اطلاعاتی که دامنهٔ ارتعاشات فراهم میاورد

Information Provided by Vibration Ampirtude: Displacement, Velocity and Acceleration

جابجایی، سرعت و شتاب ارتعاشات برای تعیین شدت ارتعاشات اندازه‌گیری می‌شوند. به این مشخصه‌ها غالباً دامنه Amplitude ارتعاشات گفته می‌شود.

دامنهٔ ارتعاشات اساساً بیانگر وضعیت سلامت ماشین است. هرچه مقدار دامنه بیشتر باشد شدت یا میزان ارتعاشات بیشتر است. اینکه دامنهٔ ارتعاشات می‌تواند برحسب سرعت، جابجائی و یا شتاب باشد این سوال را ایجاد می‌کند که کدام یک را باید بکار برد؟

برای پاسخ به این سوال، فرض کنید قطعه ورق فلزی را متناوباً خم و راست می‌کنیم. این عمل درنهایت باعث می‌شود که قطعه درمحل خمش بدلیل خستگی بشکند. از بسیاری جهات، این مشابه حالتی است که قطعه‌ای در یک ماشین بدلیل سیکل‌های مکرر خمش ناشی از ارتعاشات بیش از حد خر اب می‌شود و یا Fail میکند.

برای طولانی کردن زمان شکستگی سیم و یا قطعهٔ فوق دو راه وجود دارد:

راه اول آنست که مقدار یا میزان خمش را کاهش دهیم؛ هرچه فلز را کمتر خم کنیم زمان بیشتری طول خواهد کشید تا بشکند. راه دوم آنست که تعداد دفعات خم و راست کردن را کاهش دهیم. هرچه این تعداد را در دقیقه کمتر کنیم به زمان بیشتری برای شکستن قطعه نیاز خواهد بود.

شدت این عمل خمش بنابراین تابع میزان خمش (میزان جابجایی) و تعداد دفعات خمش درهر دقیقه (فرکانس) می‌باشد. و این دقیقاً به ارتعاشات ماشین آلات مربوط می‌گردد.

شدت ارتعاشات تابع میزان جابجایی و فرکانس است. افزایش فرکانس یا افزایش جابجائی و یا افزایش هر دو شدت ارتعاشات یا عمل خمش را افزایش داده و عمر قطعه تا رسیدن به شکستگی ناشی از خستگی Fatigue کاهش می‌یابد. ولی از آنجا که سرعت ارتعاشات هم جابجائی وهم فرکانس را در بر می‌گیرد می‌توان نتیجه گرفت که میزان سرعت ارتعاشات به تنهائی معرف شدت ارتعاشات نیز خواهد بود.

چه موقع سرعت ارتعاشات را اندازه بگیریم

When to Use Velocity Measurement

ازآنجا که سرعت ارتعاشات مستقیماً با شدت ارتعاشات متناسب است، در بیشتر موارد اندازه گیریهای معمولی ارتعاشات، نسبت به اندازه‌گیری سرعت ارتعاشات ارجح می‌باشد. به عنوان یک قاعدهٔ کلی اندازه‌گیری سرعت برای ارتعاشاتی که در فرکانسهای 600 تا 60000 CPM واقع می‌شود مناسب ترین است.

چه موقع جابجائی را اندازه بگیریم

When to use Displacement Measurement

درشرایط تنشهای دینامیکی، اندازه‌گیری جابجائی به تنهائی می‌تواند بیانگر مناسبتری از شدت ارتعاشات باشد. ما اثر خم وراست کردن مکرر یک قطعه فلز را تشریح کردیم، ولی درمثال مایکی از خواص قطعات Rigid به خوبی نمایش داده نشد.

این خاصیت تردی یا Brittleness است. تردی تمایل به شکستن را گویند و آن وقتی است که بیش از حد مشخصی تنش یا Stress در قطعه ایجاد شود.

برای مثال یک ماشین دوار با سرعت کم، مثل یک غلطک یا قرقره جرثقیل، را درنظر بگیرید که با سرعت 60 RPM دوران میکند و به دلیل Unbalance بودن میزان جابجائی ارتعاشات آن ۲۰mils است.

این میزان ارتعاشات یعنی ۲۰ mils در ۶۰ RPM تنها معادل 0.0585 in/ sec (Peak) سرعت است. که این میزان سرعت ارتعاشات برای ماشین آلات معمولی خوب توصیف می‌شود و نیاز به رسیدگی بیشتر را توجیه نمی‌کند. اگر چه در این مورد باید توجه کنید که بیرینگ این ماشین به اندازه ۲۰mils جابجا می‌شود، تحت این شرائط خرابی Failure می‌تواند ناشی ازتنش (جابجائی) اتفاق بیافتد تا ناشی از خستگی (سرعت).

عموماً جابجایی Displacement درفرکانسهای پائین می‌تواند بهترین بیانگر شدت ارتعاشات باشد، نوعاً درفرکانسهای زیر 600 CPM.

چه موقع شتاب ارتعاشات را اندازه بگیریم

When to Use Acceleration Measurement

شتاب مستقیماً متناسب با نیروست، ودرفرکانسهای بالا نیروهای بطور نسبی بزرگی ممکن است ایجاد شود، اگرچه در این فرکانسها مقادیر سرعت و جابجائی ممکن است کم باشد. برای مثال فرض کنید در ۶۰۰۰ CPM ارتعاشاتی به میزان ۱/۵ mils اندازه‌گیری شده است. سرعت این میزان ارتعاشات معادل 0.471 in/sec است که برای ماشین آلات معمولی این ارتعاشات شدید (rough) تعریف می‌گردد. این میزان ارتعاشات معادل شتاب 0.7g است. حال فرض کنید در فرکانس 600000CPM ارتعاشاتی به میزان 0.015 mils اندازه‌گیری شده است. سرعت این میزان ارتعاشات باز هم همان 0.471in/sec است ولی مقدار شتاب آن 70g می‌باشد.

در 6000 CPM احتمال بروز خرابی (Faillure) ناشی از خستگی Fatigue وجود دارد، درحالیکه درفرکانس 600000 CPM بروز خرابی به احتمال بسیار زیاد ناشی از نیروی اعمال شده خواهد بود. نیروی زیاد می‌تواند باعث شکسته شدن فیلم روغن و نهایتاً خرابی سطح بیرینگها شود. بنابراین برای فرکانسهای بالانوعاً بیش از 60000 CPM ، شتاب ارتعاشات بهترین معرف شدت ارتعاشات خواهد بود.

اطلاعاتی که زاویهٔ فاز فراهم می‌آورد

Information Provided by Phase

آنالیز ارتعاشات اندازه‌گیری زاویهٔ فاز برای تشخیص مسائل خاصی از ماشین آلات نقش اساسی دارد. مواردی که در اندازه‌گیری زاویه فاز مورد استفاده قرار می‌گیرد به شرح زیر است:

بالانس کردن- از زاویهٔ فاز برای تعیین نوع عدم تعادل (Unbalance)، استاتیک یا دینامیک، و محاسبهٔ زاویهٔ محل تعبیه وزنه‌های تصحیح عدم تعادل استفاده میشود.

عدم هم خطی (Misalignment) – اندازه‌گیری زاویهٔ فاز نوع عدم هم خطی، Offset یا Angular و محل آنرا تعیین می‌کند.

لقی- زاویهٔ فاز برای پیدا کردن حرکتهای نسبی قطعات مختلف ماشین ناشی از عیوب فونداسیون، Grout وغیره بکار می‌رود.

مطالعات مودال (Modal) – اندازه گیری‌های مقایسه‌ای زاویهٔ فاز می‌تواند اشکال Mode را درقطعات آشکار کند.

اطلاعات زاویهٔ فاز به کمک یک چراغ Stroboscope که با سیگنال ارتعاشات Triger می‌شود و یک پیک آپ مرجع Phase Reference pick up، یا در برخی موارد یک اسیلوسکوپ به دست میآید.

ارزیابی شدت ارتعاشات

Assessing Vibration Severity (How much vibration is too much)

ازآنجا که دامنهٔ ارتعاشات معرف شدت ارتعاشات است، سؤال بعدی که پیش میآید آنست که چه میزان ارتعاشات زیاد است وچه میزان کم؟

برای پاسخ به این سؤال، بسیار مهم است که به این نکته توجه داشته باشید که هدف اصلی از اندازه‌گیری ارتعاشات کشف مسائل و عیوب درمراحل اولیه جهت برنامه ریزی برای اقدام اصلاحی است ونه تعیین اینکه یک ماشین تا قبل از خرابی چه میزان ارتعاشات را تحمل می‌کند.

هیچ ارقام واقعی برای تعیین حدود ارتعاشاتی که اگر از آن حدود فراتر رویم خرابی آنی ماشین پیش آید وجود ندارد. مسائلی که باعث بروز یک خرابی مکانیکی می‌شوند پیچیده تر از آن هستند که بتوان حدود قابل اعتمادی تعیین کرد. از طرف دیگر داشتن معیاری کلی برای تعیین شرائط ماشین آلات از روی میزان ارتعاشات آنها ضروری است .بدین منظور می‌توان از راهنماهای عمومی که به طور تجربی طی سالهای متمادی توسعه یافته‌اند استفاده نمود.

چارتهای عمومی شدت ارتعاشات

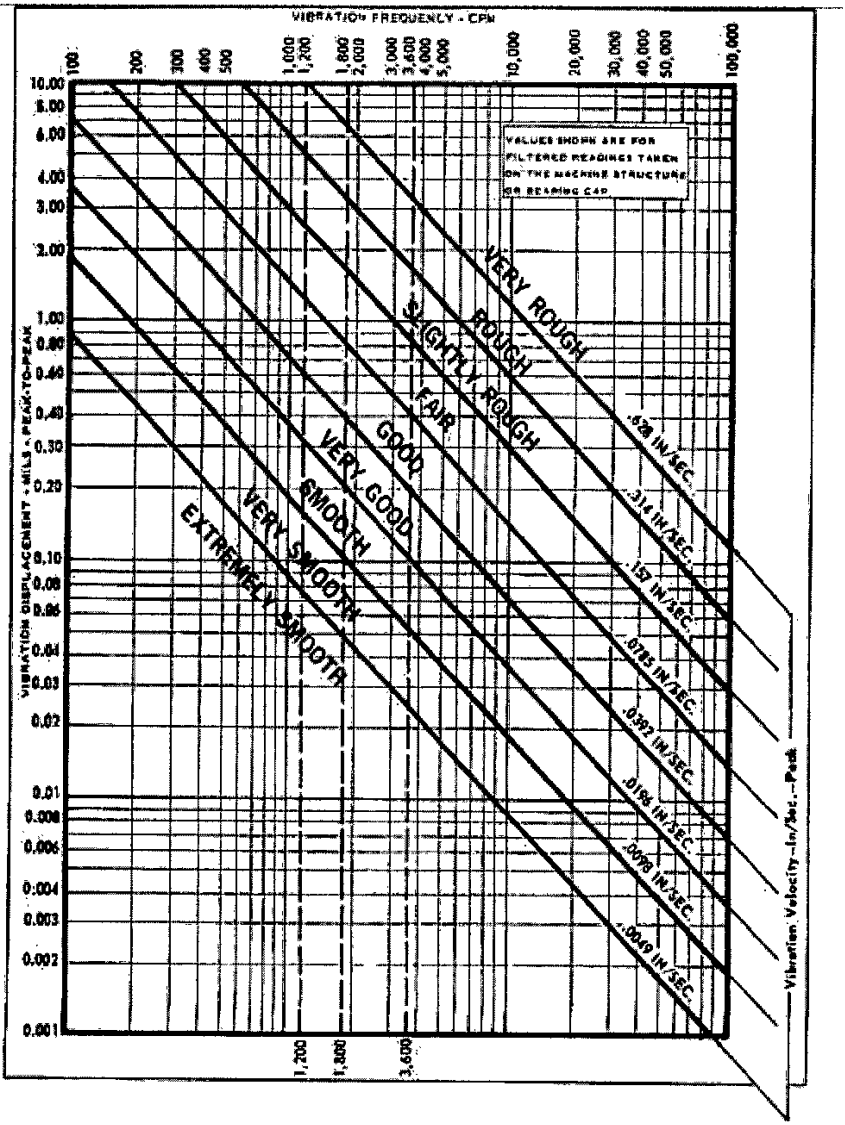
General Vibration Severity Chart

چارت شدت ارتعاشاتی که درشکل ۴-۱۲ نمایش داده شده، نمونه‌ای از یک راهنمای کلی برای تعیین وضعیت ماشین می‌باشد. در این چارت محور افقی فرکانس و محورهای عمودی میزان جابجایی و سرعت ارتعاشات میباشند. برای مثال اگرمیزان جابجائی 0.3 mils p-p درفرکانس ۳۶۰۰ CPM اندازه‌گیری شود محل تلاقی این دو مقدار در منحنی در محوطه خوب(Good) می‌باشد، یعنی وضعیت ارتعاشی ماشین خوب است.

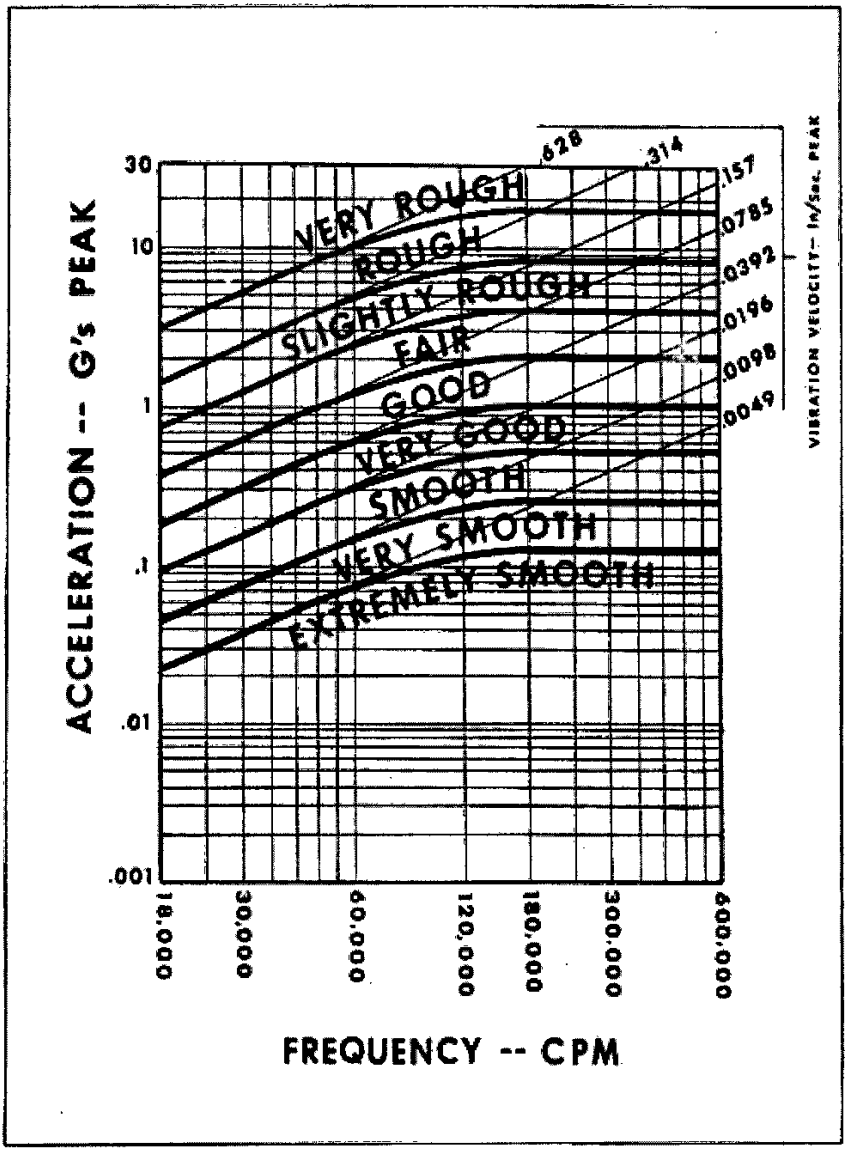
این منحنی به وضوح نشان می‌دهد که شدت ارتعاشات ماشین هم به میزان جابجائی وهم به فرکانس ارتعاشات وابسته است. هر قدر فرکانس ارتعاشات افزایش یابد میزان جابجایی قابل قبول درهر محدوده، مثلاً خوب، کاهش می‌یابد.

استفاده از این چارت در صورت بکار گیری سرعت ارتعاشات بسیار ساده تر خواهد بود. در این منحنی روی هریک از خطوطی که محوطه‌های مختلف را ازهم جدا میکند یک مقدار مشخصی از سرعت ارتعاشات نوشته شده است. برای مثال محوطه خوب با سرعت 0.0392 in/sec شروع و به 0.0785 in/sec ختم می‌شود. درنتیجه اگر سرعت ارتعاشات بین این دو رقم باشد وضعیت ارتعاشات علی الرغم اینکه فرکانس چقدر باشد خوب خواهد بود.

درشکل ۴-۱۳ چارت دیگری نمایش داده شده که درآن پارامترهای شتاب و سرعت ارتعاشات بکار گرفته شده اند. این چارت محدودهٔ فرکانس بالاتری را پوشش می‌دهد. برای تعیین شدت ارتعاشات با استفاده از شتاب لازم است فرکانس ارتعاشات نیز مشخص باشد. ولی درصورت استفاده از سرعت ارتعاشات، این پارامتر به تنهائی برای تعیین شدت ارتعاشات کافیست.

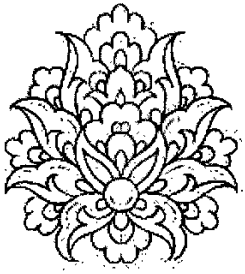


شکل ۴-۱۲ چارت شدت ارتعاشات (سرعت - جابجایی)



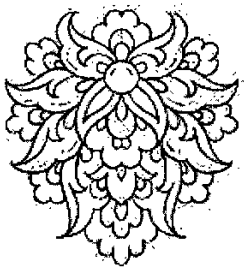
شکل ۴-۱۳ چارت شدت ارتعاشات (سرعت - شتاب)

چارتهای شدت ارتعاشات نمایش داده شده برای ماشین آلات عمومی دواریست که در آنها میزان ارتعاشات مستقیماً روی کیفیت تولید شان اثر نمی‌گذارد –مانند موتورها، پمپ ها، فن‌ها و غیره. بدیهی است که این چارتها برای ماشین آلاتی که طبیعتاً ارتعاشات بالا دارند مثل دستگاه‌های خرد کنندهٔ سنگهای معدنی و امثالهم معنائی ندارند. این راهنماها جائی مفیدند که تجربه، سوابق تعمیراتی و تاریخچهٔ تکنولوژی بیانگر اعتبار آنها باشند.



فصل پنجم

آنالیز ارتعاشات



آنالیز ارتعاشات چیست ؟

آنالیز ارتعاشات یک پروسس دو مرحله ایست که مرحله اول آن جمع آوری اطلاعات و مرحلهٔ دوم تجزیه و تحلیل این اطلاعات است.

هدف آنالیز ارتعاشات تعیین وضعیت مکانیکی ماشین وتعیین عیوب مکانیکی یا عملیاتی است. در این بخش ما ابتدا آنالیز ارتعاشات را بررسی می‌کنیم و سپس به نحوهٔ تجزیه و تحلیل اطلاعات می‌پردازیم.

جمع آوری اطلاعات مرحلهٔ اساسی آنالیز ارتعاشات است، زیرا برای تعیین وضعیت ماشین به اطلاعات مناسب که در شرائط مناسب جمع آوری شده‌اند نیاز است. برای مثال : برای تعیین وضعیت یک موتور الکتریکی با دور RPM ۱۵۰۰، اطلاعات درمورد سرعت ارتعاشات بایستی جمع آوری شود. حال آنکه برای یک گیربکس دور بالا مثلاً RPM ۶۰۰۰، مهم است که اطلاعات مربوط به شتاب و سرعت ارتعاشات جمع آوری گردد.

درجمع آوری اطلاعات نکات زیر را باید قدم به قدم رعایت کنید:

۱-مشخصات طراحی و عملیاتی ماشین را تعیین کنید : دور، نوع بیرینگها، دنده‌ها وغیره؛ تاریخچهٔ تعمیراتی، شرائط ظاهری (صدا، وضعیت فونداسیون ....). شرائط عملیاتی درجه حرارت، بار وغیره.

۲-دلیل یا هدف از اندازه‌گیری را تعیین کنید: اندازه‌گیری سریع پریودیک، بررسی تفصیلی وضعیت ماشین، عیب‌یابی و غیره.

۳-پارامترانداره گیری را انتخاب کنید: جابجائی، سرعت، شتاب، انرژی اسپایک و زاویهٔ فاز.

۴- محل و جهت اندازه گیری‌ها را مشخص کنید.

۵-دستگاه اندازه‌گیری مناسب را انتخاب کنید : لرزش سنج، آنالایزر، اسیلوسکوپ وغیره.

۶-نوع پیک آپ را تعیین کنید: پیک آب سرعت ،شتاب یا Non- contact.

۷-نوع اطلاعات مورد نیاز را مشخص کنید: میزان کلی ارتعاشات، دامنه نسبت به فرکانس، دامنه نسبت به زمان وغیره.

۸-اندازه گیری را انجام دهید: روی نتایج غیر منتظره دقت کنید، برای اندازه‌گیری اضافه ویامجدد آماده باشید، اطلاعات را دوره کنید تا مطمئن شوید قابل اطمینان و کامل است.

درنظر گرفتن مشخصات ماشین از نطر دور، نوع بیرینگها، فرکانسهای چرخ دنده‌ها، فرکانسهای آئرودینامیک، هیدرولیک و غیره برای پیش بینی فرکانسهای ارتعاشی که می‌توان انتظار داشت بسیار مفید است. این کمک میکند دستگاه اندازه‌گیری و پیک آب ارتعاشات مناسبی برای کار آنالیز انتخاب شود.

مشخصات عملیاتی ماشین آلات هم می‌تواند نوع ابزارکار آنالیز را تعیین کند. برای مثال ماشین‌های ابزار خط تولید با سیکلهای کارکرد خیلی کوتاه ممکن است، بدلیل محدودیت زمانی برای کار آنالیز تفصیلی موج ارتعاشات با زمان (Time waveform) نیاز داشته باشند. ماشین آلاتی که دور و یا بار

آنها به طور پیوسته با زمان تغییر می‌کند ممکن است به ابزار آنالیز با فیلتر Tracking احتیاج داشته باشند.

ماشین آلاتی که دارای ارتعاشات بسیار پیچیده و یا Random هستند ممکن است به امکانات معدل گیری اسپکترام ارتعاشات (Spectrum averaging) یا تکنیکهای خاص دیگری برای آنالیز نیاز داشته باشند.

آگاهی از مشخصات ماشین همچنین اطلاعات لازم برای انتخاب بهترین محل و جهت برای نصب پیک آپ را در اختیار می‌گذارد.

هدف از اندازه‌گیری

اهداف اندازه‌گیری ارتعاشات میتواند موارد زیر را شامل شود:

اندازه گیری‌های معمولی پریودیک

اندازه گیری شرائط پایه (Baseline)

تست‌های قبل و بعد از تعمیر (کلی)

عیب‌یابی

اندازه گیری‌های پریودیک

اندازه گیری‌های پریودیک، بطور روتین، باعث می‌شود ما شروع مسائل ماشین الات را به موقع تشخیص دهیم و در نتیجه بتوانیم کار تعمیر مورد نیاز را برنامه ریزی کنیم.

اندازه گیری شرائط پایه

اندازه گیری شرائط پایه (Baseline measurement) به اندازه‌گیری اطلاق می‌شود که روی ماشینی انجام شده باشد که به خوبی بالانس شده، به خوبی Align شده، تحت شرائط عملیاتی نرمال

کار کند و درآخرین وضعیت نصب خود باشد. حدود نرمال ارتعاشات تحت این شرائط معیاری است که نسبت به آن اندازه گیری‌های بعدی را می‌توانیم مقایسه کنیم.

تستهای قبل و بعد از تعمیر (کلی)

اندازه گیری ارتعاشات قبل از تعمیر کلی می‌تواند برای ما مشخص کند که کدام یک از ماشین آلات نیاز به تعمیر دارند، کدام ندارند. اندازه‌گیری بعد از تعمیر مشخص میکند که آیا عیوب بر طرف شده‌اند و آیا کیفیت کار تعمیر مطلوب بوده است یا خیر.

عیب‌یابی

از اندازه‌گیری ارتعاشات غالباً برای تعیین علت ارتعاشات بالای ماشین آلات استفاده می‌شود. همچنین روی برخی ماشین آلات، مثل ماشینهای ابزار، ارزیابی ارتعاشات می‌تواند برای تعیین علت افت کیفیت محصول از نظر تلرانس، Finish و یا علائم ناشی از لرزش باشد.

معمولاً ارتعاشات را روی بیرینگ ماشین آلات اندازه میگیرند. پیک آپ‌ها بایستی روی بیرینگها یا درنزدیکترین نقطه به آنها قرار داده شوند، زیرا ارتعاشات ماشین از طریق بیرینگها منتقل می‌شود. حرکت بیرینگها نتیجهٔ عکس العمل به نیروهای درون ماشین است.

اندازه گیری ارتعاشات درجهات مختلف می‌تواند بسیار مفید باشد. این مشخصهٔ اساسی دیگری را در ارتعاشات بیان می‌کند که آن جهت حرکت است. تجربه نشان داده است که سه جهت مهم برای اندازه‌گیری وجود دارد افقی، عمودی و محوری.

جهات افقی وعمودی را غالباً جهات رادیال می‌گویند. این اندازه گیریهای رادیال در حالتیکه محور پیک آپ درجهت عمود بر محور چرخش شافت است انجام می‌شود.

آشنایی کافی با دستگاه اندازه‌گیری پیش شرط جمع آوری اطلاعات مفید ارتعاشات است. برای مثال :

لرزش سنج‌ها

Vibration Meters

لرزش سنجها دستگاه‌های پورتابل کوچکی هستند که با باطری کار می‌کنند و برای اندازه‌گیری سریع میزان ارتعاشات بکار می‌روند. لرزش سنجها معمولاً دارای یک سویچ برای انتخاب range و سویچی برای انتخاب پارامتر اندازه‌گیری و تست باطری می‌باشند.

خانوادهٔ دیگر از لرزش سنجها دستگاه‌های میکرو پروسسوری Data Collector میباشد. این دستگاه میتواند برای انجام یک سری اندازه گیریها برنامه شود و مقادیر اندازه‌گیری شده را برای انتقال نهائی به یک کامپیوتر درخود ضبط کند.

لرزش سنجها را می‌توان به صورت زیر طبقه بندی کرد:

Meter ساده – که فقط یک یا دو پارامتر مثل جابجایی و یا سرعت را اندازه می‌گیرد.

Meter پیشرفته – سرعت، جابجائی، شتاب و انرژی اسپایک را اندازه می‌گیرد. ممکن است فیلترهای ساده High-pass یا low- pass داشته باشند.

Meterهای مرکب- امکان اندازه‌گیری پارامترهای دیگر، مثلاً صدا، را دارند.

Data collector- لرزش سنج با توانائی برنامه کردن میکروپروسسوری، می‌تواند برای اندازه‌گیری انواع پارامترها از جمله درجه حرارت و مشخصات عملیاتی دیگر برنامه شود و مقادیر زیادی اطلاعات را درخود ثبت کند. Data Collector می‌تواند آنالایزر هم باشد.

آنالایزرها را می‌توان به دو گروه تقسیم کرد: آنالایزر برای تست‌های پیشرفته و آنالایزر با توانائی کامل، امکانات آنالایزر تست پیشرفته به اندازه‌گیری دامنه و فرکانس ارتعاشات محدود است و بسیاری از امکانات آنالایزر کامل را ندارد.

تفسیر اطلاعات

وقتی که شما و جود اشکالی زا که باعث ارتعاشات زیاد شده تشخیص دادید، مراحل شناسایی قطعهٔ معیوبْ میتواند براحتی، معمولاً از طریق روش حذفی، انجام گردد پیش از این نحوهٔ جمع آوری اطلاعات مناسب مطرح گردید. در این جا نحوهٔ تشخیص عیب را تشریح می‌کنیم.

دراین مبحث ابتدا اطلاعات کلی درخصوص آنالیز ارتعاشات ارائه می‌شود وسپس عوامل متداول بوجود آورندهٔ ارتعاشات تشریح می‌گردند.

شما باید به خاطر بسپارید که تعبیر و تفسیر اطلاعات، بررسی دقیق اطلاعات زیر را در بر می‌گیرد:

اندازه گیری دامنه کلی ارتعاشات (Overall amplitude)

اندازه گیری دامنه نسبت به فرکانس

اندازه گیری دامنه نسبت به زمان

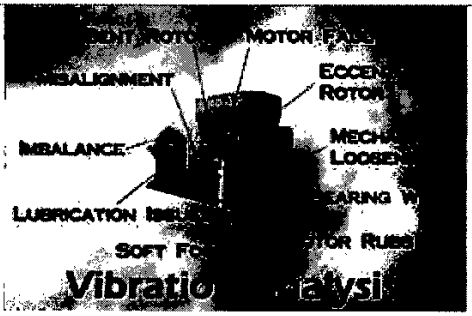
اندازه گیری زاویهٔ فاز

مشاهدات شکل موج (Waveform)

روش کلی آنالیز

معمولاً بالاترین میزان دامنهٔ ارتعاشات نزدیک به قسمتی از ماشین است که در آنجا اشکال وجود دارد. بنابراین اگر یک بررسی اولیه نشان داد که دامنهٔ غالب ارتعاشات در یک فرکانس خاصی واقع می‌شود، محتمل است که اشکال در قسمتی از ماشین باشد که تحت آن فرکانس، یا هارمونیک‌های آن، دوران می‌کند.

برای مثال سیستمی که در شکل ۵-۱ نمایش داده شده استعداد ایجاد اشکال در چند فرکانس مختلف را دارد. تعداد فرکانس‌ها با در نظر گرفتن هارمونیکها و فرکانسهای دیگر بیشتر خواهد بود. بنابراین احتمال دارد وقتی مسئله ارتعاشی روی این سیستم آغاز شد، فرکانس غالب یکی از فرکانسهای نمایش داده شده باشد.



شکل ۵-۱- نمونه‌ای از یک ماشین با منابع فرکانس مختلف

هدف اصلی ازآنالیز ارتعاشات تعیین اقدامهای لازم برای رفع وضعیت ارتعاشی یا کاهش میزان آن به حدود قابل قبول است. بنا بر این موقعیکه شما اطلاعات جمع آوری شده را بررسی می‌کنید، باید اساساً دنبال شناسائی دامنه‌های ارتعاشات غالب باشید، علت آنها را تعیین کنید و مشکلی که ایجاد می‌کنند را بر طرف نمائید. معمولاً نیازی نیست که وقت خود را صرف شناسایی ارتعاشات با دامنه‌های کم نمائید. زیرا اینگونه ارتعاشات تأثیر جزئی در شرائط کلی ماشین دارند.

شناسایی ارتعاشات

ارتعاشات ماشین آلات دارای علت و اثر است. در این مبحث به تفصیل عوامل مختلف بوجود آورندهٔ ارتعاشات و مشخصات ارتعاشات حاصله را بررسی می‌کنیم.

درجدول شکل ۵-۲ فرکانسهای غالب ارتعاشات ناشی از عوامل متداول ایجاد ارتعاشات لیست شده و بعلاوه برای هریک عوامل محتمل دیگر نیز معرفی گردیده‌اند. مشخصات فرکانسی ارتعاشات شما را قادر خواهد ساخت تا از ستون فرکانس جدول بطور مؤثر استفاده کنید.

جدول ۵-۳ که برحسب عوامل متداول بوجود آورندهٔ ارتعاشات تنظیم شده دارای یک ستون اضافه برای زاویهٔ فاز است. این اطلاعات اضافی ارتباط بهتری را بین عوامل ایجاد ارتعاشات و اثرات آنها برقرار می‌کند.

اگرچه چنین جداولی عوامل ممکن در ایجاد ارتعاشات را در یک شکل کلی پیشنهاد می‌کند، ولی غیر ممکن است که بتوان چارتهائی تهیه کرد که کلیه شرائط عملیاتی و مجموعه‌ای از علل واثرات را در بر گیرد. این شما هستید که باید توانائی و مهارت لازم را برای تشخیص عوامل ایجاد ارتعاشات و اثرات آنها را بدست آورید. تجربه نشان داده است که برای شناسایی ارتعاشات، بدست آوردن مهارت لازم برای تشخیص دامنه، فرکانس و زاویهٔ فاز ارتعاشات ناشی از عواملی که نام برده شد الزامی است. برای اینکار شما باید اطلاعات مناسب از ارتعاشات ماشین جمع کنید و آنها را مورد مطالعهٔ دقیق قرار دهید.

Frequency in Terms of RPM	Most Likely Causes	Other possible Causes & Remarks
1× RPM	Unbalance	1)Eccentric journals, gears or pulleys 2)Misalignment or bent shafts… if high axial vibration 3)Bad bells it RPM of beit 4)Resonance 5)Reciprocating forces 6)Electrical Problems
2×RPM	Mechanical looseness	1)Misalignment if high axial Vibration 2)Reciprocating forces 3)Resonance 4)Bad beits if 2 × RPM of belt
3×RPM	Misalignment	usually a combination of misalignment and excessive axial clearances (looseness).
Less than 1×RPM	Oil Whirl (Less than 1/2 RPM)	1)Bad drive belts 2)Background vibration 3)Sub-harmonic resonance 4)"Beal" Vibration

Frequency in Terms of RPM	Most Likely Causes	Other possible Causes & Remarks
Synchronous (A.C. Line Frequency)	Electrical Problems	Common electrical problems include broken rotor bars. eccentric rotor. Unbalanced phases in poly. phase systems. Unequal air gap
2× Synchronous Frequency	Torque Pulses	Rare as a problem unless resonance is excited
Many Times RPM (Harmonically Related Frequency)	Bad Gears Aerodynamic Forces Hydraulic Forces Mechanical Looseness Reciprocating Forces	Gear leeth times RPM of bad gear Number of fan blades times RPM Number of impeller vanes times RPM May occur at 2.3.4 and sometimes higher harmonics if severe looseness
High Frequency (Not Harmonically Related)	Bad Anti. Friction Bearings	1)Bearing vibration may be unsteady… amplitude and frequency 2)Cavitation , recirculation and flow turbulence cause random, high frequency vibration 3)Improper lubrication of journal bearing (Friction excited vibration) 4)Rubbing

شکل ۵-۲چارت شناسائی ارتعاشات از روی فرکانس

Cause	Amplitude	Frequency	phase	Remarks
Unbalance	Proportional to unbalance Largest in radial direction	1× RPM	single Reference m ark-stable repeatable	Most common cause of Vibration
Missalign Couplings or Bearings and Bent Shaft	Large in axial direction 50% or more of radial vibration	1×RPM Usual 2&3× RPM sometimes	Single Double or Triple	Best found by appearance of large axial vibration. Use dial indicators or other method for positive diagnosis. If sleeve bearing machine and no coupling misalignment, balance the rotor.
Bad Bearings Anti-Friction Type	Unsteady-use velocity, acceleration, and Spike Energy Measurements	Very high Several times RPM	Erratic Multiple Marks	Bearing responsible most likely the one nearest pointof largest high frequency vibration. Spike Energy measurement recommended when analyzing beaning failures.

Cause	Amplitude	Frequency	phase	Remarks
Eccentric journals	Usually not large	1× RPM	Single Mark	if on gears largest vibration in line whith gear centers. If on motor of generator vibration disappears when power is turned off. If on pump or blower attempt to balance.
Bad Gears or Gear noise	Low-Use Velocity, Acceleration, and Spike Energy Measurements	Very High Gear Teeth times RPM	Erratic Multiple Marks	Velocity, Acceleration. And Spike Energy measurements recommended when analyzing gear problems. Analyze higher orders and sideband frequencies.
Mechanical Looseness	Sometimes Erratic	2× RPM	Two Reference Marks, slightly Erratic	Usually accompanied by unbalance and / or Misalignment

Cause	Amplitude	Frequency	phase	Remarks
Bad Drive Bells	Erratic of pulsing	1.2.3.&4×RPM of Belts	One or Two depending on Frequency, Usually Unsteady	Strob Light best tool to freeze faulty Belt.
Electrical	Disappears when power is turned off	1×RPM 1 or 2 × Synchronous frequency	Single or Rotating Double mark	If vibration amplitude drops off instantly when power is turned off cause is electrical. Mechanical and electrical problems will produce "beats".
Aerodynamic or Hydraulic Forces	Can be large in the axial direction	1× RPM or Number of blades on fan or impeller × RPM	Multiple Marks	Rare as a cause of trouble except in cases of resonance.
Reciprocating forces	Higher in line with motion	1.2.& higher orders × RPM	Multiple Marks	inherent in reciprocating machines, can only be reduced by design changes of isolation.

شکل ۵-۳-چارت شناسایی ارتعاشات از روی دامنه، فرکانس و زاویهٔ فاز

اندازه گیری زاویه فاز

اصولاً اندازه‌گیری زاویه فاز برای تشخیص عیوب خاص اساسی می‌باشد و برای بالانس کردن قطعات دوار هم بالاخص مفیدند مثل:

- عدم تعادل Unbalance
- عدم وجود هم خطی
- خمیدگی شافت
- لقی looseness
- تشدید
- مطالعهٔ Mode shapes
- خارج ازمرکز بودن
- مسائل برقی

تشخیص حالت عدم وجود هم خطی از حالت خمیدگی شافت

Misalignment vs, Bent Shaft

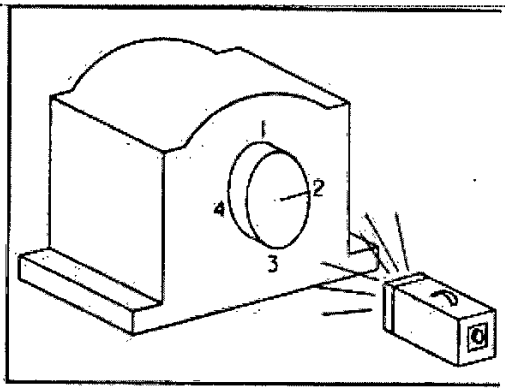
دامنه‌های زیاد ارتعاشات درجهت محوری مثل نمونه‌ای که در شکل ۵-۵ نشان داده شده می‌تواند بوسیلهٔ عوامل زیر ایجاد شود:

-Misalignment کوپلینگ

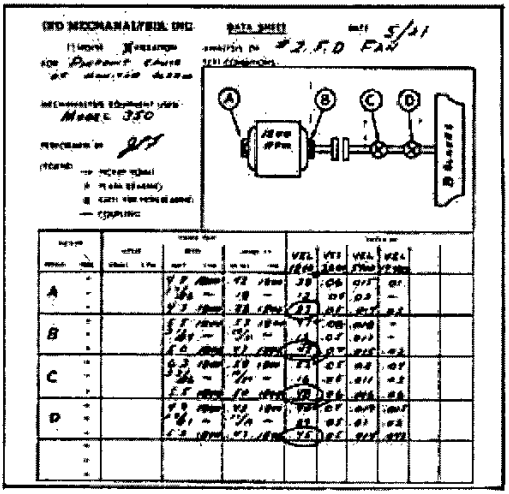
-Misalignment بیرینگ

-خمیدگی شافت

-عدم تعادل رتور یک سر آزاد (Overhung)



شکل ۵-۴- چهار محل اندازه‌گیری محوری



شکل ۵-۵- یک نمونه ارتعاشات محوری شافت و رتور یک سر آزاد

وقتی با دامنه بالای ارتعاشات محوری برخورد می‌کنید، تستهای بیشتری باید به عمل آورید تا تعداد عوامل احتمالی راقبل از متوقف کردن ماشین کاهش دهید. این به خصوص درمورد ماشینهای حساس، خط تولید جائیکه تنها چند ساعت توقف خسارات هنگفتی را باعث می‌شود صادق است.

اولین قدم تعیین محل مناسبی برای اندازه‌گیری زاویهٔ فاز است. معمولاً انتهای شافت و یا یک کوپلینگ در معرض دید می‌تواند برای اینکار استفاده شود؛ ولی در هر صورت مهم است که تمام اندازه گیریهای مقایسه‌ای با یک علامت رفرنس انجام شود.

هدف ما از آنالیز فاز برای تشخیص Misalignment و خمیدگی شافت تعیین دو موضوع است:

۱)اول اینکه چگونه هر یک از بیرینگ‌ها درجهت محوری حرکت می‌کنند. به عبارت دیگر آیا بیرینگ تنها عقب وجلو می‌رود، پائین و بالا می‌شود و یا درحالت پیچشی نوسان می‌کند.

۲) دوم اینکه بیرینگها درجهت محوری نسبت به یکدیگر چگونه حرکت می‌کنند؟ آیا بیرینگها با هم درحال نوسان‌اند (هم فازاند) و یا درجهت مخالف یکدیگر نوسان می‌کنند (خارج از فاز اند).

برای رسیدن به هدف اول، لازم است چندین اندازه‌گیری زاویهٔ فاز محوری روی هر بیرینگ انجام دهیم. معمولاً چهار محل اندازه‌گیری مثل شکل ۵-۴ توصیه می‌شود. با تنظیم فیلتر آنالایزر روی روتور دوار ماشین زاویه‌های فاز را درحالیکه پیک آب را درجهت محوری روی یک نقطه مشخص شده روی بیرینگ قرار می‌دهد قرائت کنید.

مقادیر اندازه‌گیری شده یکی از دو حالت زیر را خواهد داشت:

۱)زوایای فاز درچهار نقطه با هم اختلاف قابل توجه دارند.

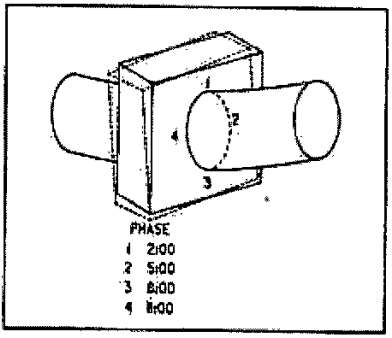
۲)زوایای فاز تقریباً برای چهار نقطه یکسان است.

اگر زوایای فاز روی بیرینگ بطور قابل ملاحظه‌ای متفاوت باشند مثل شکل ۵-۶ این نشان می‌دهد که بیرینگ حرکت پیچشی (Twisting) دارد. این حالت معمولاً ناشی از شافتی است که درمحل و یا نزدیکی بیرینگ خمیدگی دارد.

یک خمیدگی ساده در وسط شافت ممکن است این حالت را ایجاد نکند مگر آنکه خمیدگی شدید باشد. برای ماشین آلات با بیرینگهای غلطکی ممکن است وضعیت مشابهی وقتی که بیرینگ روی شافت و یا در محفظه بیرینگ Cock شده باشد (به یک طرف پیچیده باشد) دیده شود.

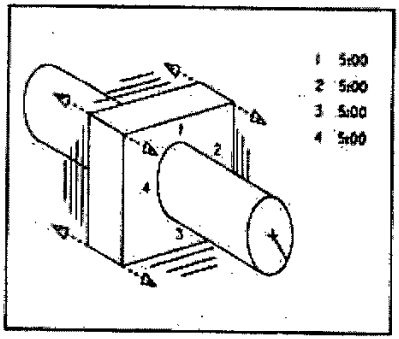
اگر چهار رقم زاویهٔ فاز روی بیرینگ تقریباً یکسان باشند، این نشان می‌دهد که بیرینگ حرکت رفت و برگشتی مثل شکل۵-۷ دارد. این به تنهایی طبیعت مسئله را روشن نخواهد کرد. بنابراین لازم خواهد بود به اندازه‌گیری زاویهٔ فاز درجهت محوری روی سایر بیرینگها هم ادامه داده شود تا علت مسئله پیدا شود.

دقت : اگرچه اولین اندازه‌گیری ما درمثال فوق حالت پیچشی را نشان داد، با این حال به اندازه‌گیریها باید ادامه داد تا معلوم شود آیا مسائل دیگری هم وجود دارد یا خیر.



شکل۵-۶-زوایای فاز یک

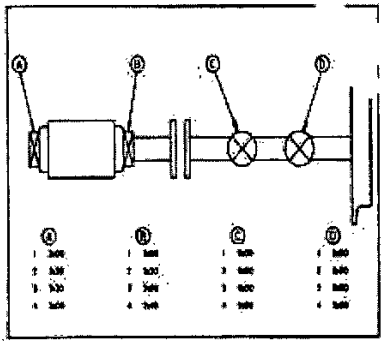
حرکت پیچشی



شکل۵-۷-زوایای فاز یک

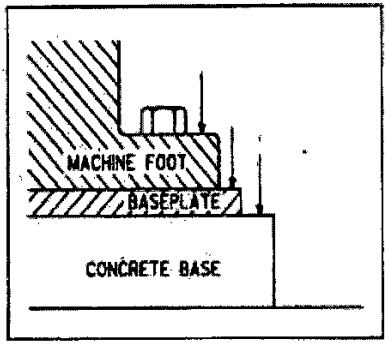
حرکت محوری

بعد از آنکه اندازه‌گیری زوایای فاز روی بیرینگ اول تکمیل شد ،پیک آپ را به بیرینگ‌های دیگر منتقل کنید و اندازه گیری‌های مشابهی در چهار نقطه به عمل آورید. این کار را برای تمام بیرینگ‌ها مثل شکل ۸-۵ تکرار نمایید.



شکل۵-۸-مقایسه فاز

محل حرکت محوری



شکل۵-۹-اندازه‌گیری

وجود لقی

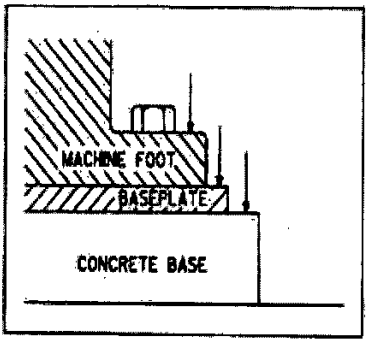
هشدار!

موقعی که پیک آپ را از یک بیرینگ به بیرینگ دیگر منتقل می‌کنید ،احتمال دارد که محور پیک آپ ۱۸۰ درجه تغییر کند ،برای مثال در شکل ۵-۸ موقع اندازه‌گیری روی بیرینگ A پیک آپ احتمالاً به طرف راست نشانه رفته است. اگر چه برای اندازه‌گیری روی بیرینگ B احتمالاً ناچار باید پیک آپ را به شکلی نگه داشت که به طرف چپ نشانه برود در این صورت یک تغییر ۱۸۰ درجه‌ای به صورت اتوماتیک بین دو قرائت (روی A وB) بوجود خواهد آمد در نتیجه زاویه فازی که ما مشاهده می‌کنیم مستقیماً قابل مقایسه با زوایه فاز A نخواهد بود بنابراین هر گاه لازم باشد پیک آپ برای اندازه‌گیری به طور معکوس نگه داشته شود (نسبت به قرائت اول)، لازم است مقدار زاویهٔ فاز ۱۸۰ درجه تصحیح شود. بدیهی است اگر جهت پیک آپ در اندازه گیریها تغییر نکند هیچگونه تصحیحی هم لازم نخواهد بود.

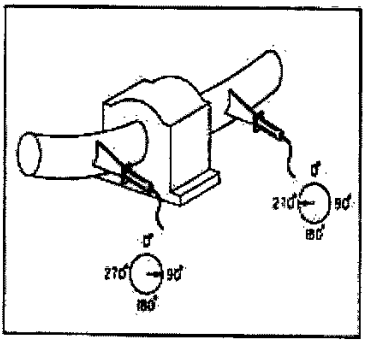
آنالیز زاویه فاز درموارد دیگری نیز می‌تواند بسیار مفید باشد. برای نمونه اندازه‌گیری زاویهٔ فاز با استفاده از Shaft stick درطرفین بیرینگ می‌تواند برای تأیید خمیدگی شافت بکار رود. شکل ۵-۱۰ را ببنید. اگر شافت خمیدگی داشته باشد زاویهٔ فاز در یک طرف بیرینگ حدود ۱۸۰ درجه با زاویهٔ فاز طرف دیگر تفاوت خواهد داشت.

مقایسه دامنه و زاویهٔ فاز در نقاط مختلف ماشین و فونداسیون آن می‌تواند مسائل لقی را روشن کند. برای مثال، زاویهٔ فاز ارتعاشات در سه نقطه مشخص شده در شکل ۵-۱۱ باید مقادیر مشابهی داشته باشد. ولی اگر شرائط لقی وجود داشته باشد دامنه و زاویهٔ فازها به میزان قابل ملاحظه‌ای تفاوت خواهند داشت.

اندازه گیری فاز همچنین برای تعیین شکل ارتعاشی (Mode Shape) سازه‌ها، فونداسیونها ولوله‌ها و امثالهم بسیار با ارزش است. برای تعیین شکل ارتعاشی، مثل شکل ۵-۱۲ نقاط اندازه‌گیری مختلفی را در طول قطعه مربوطه علامت گذاری کرده و سپس دامنه وزاویهٔ فاز ارتعاشات هر نقطه را اندازه بگیرید.

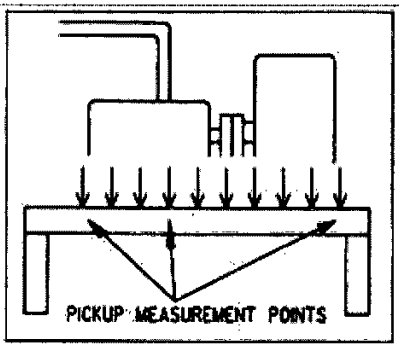


شکل۵-۱۱- اندازه‌گیری فاز وجود لقی را تایید می‌کند

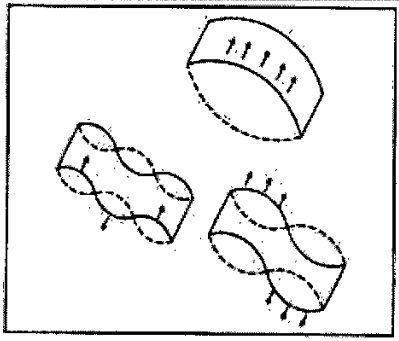


شکل۵-۱۰-اندازه‌گیری فاز به کمک شافت استیک برای تائید خمیدگی شافت

با مقایسه و ترسیم اندازه گیریها شما بایستی بتوانید وجود وضعیت تشدید را تشخیص دهید. شکل ۵-۱۳ اشکال ارتعاشی که بیانگر وضعیت تشدید هستند را نشان می‌دهد.



شکل۵-۱۲-اندازه‌گیری فاز شکل حرکتی ماشین را نشان می دهد



شکل۵-۱۳-اشکال mode در حالتهای تشدید

ارتعاشات زمینه

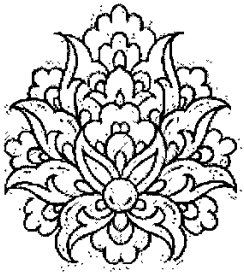
Background Vibration

دربسیاری موارد ارتعاشات زمینه باعث تضعیف بیرینگها و سایر قطعات یک ماشین که درحال کار نبوده شده است. همچنین شواهدی وجود دارد که ارتعاشات زمینه می‌تواند باعث خرابی ماشین درحال کارنیز بشود. از جمله مسئله تشدید ناشی از ارتعاشات زمینه می‌باشد.

ارتعاشات زمینه می‌تواند تغییرات مشخصات ارتعاشی خود ماشین را پنهان کرده ودرنتیجه مانع از آن شود که شما به موقع از بروز مسائل مکانیکی آگاه شوید. از طرف دیگر اگر ارتعاشات زمینه تغییر کند، ممکن است باعث این تصور شود که شرائط مکانیکی خود ماشین تغییر کرده وبه غلط تصور شود ماشین دچار اشکال شده است.

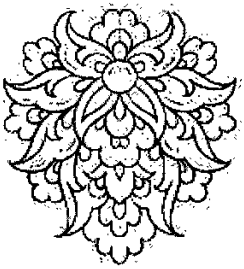
بنابراین هر وقت که به و جود ارتعاشات زمینه شک بردید لازم است در زمانی که ماشین خاموش است یک ست کامل اندازه‌گیری روی آن به عمل آورید.به این ترتیب مشخص می‌شود که آیا ارتعاشات زمینه برای ماشین مزبور خطری محسوب می‌شود یا خیر. و در هرصورت این اطلاعات باعث می‌شود که تفاوت بین ارتعاشات زمینه و ارتعاشات خود ماشین را بشناسید و در مواقع آنالیز این موضوع را در نظر داشته باشید.

محدودیت زمانی مانع ازآن است که بتوانیم هر عامل ایجاد ارتعاشاتی را مورد بحث قرار دهیم. بدین جهت در این فصل فقط به مسائلی پرداختیم که در ماشین آلات دوار خیلی رایج می‌باشد. اگر به مشخصه‌های ارتعاشی برخوردید که با مشخصات معرفی شده در این فصل مطابقت نداشت، تنها به خاطر بیاورید که ارتعاشات را نیروئی بوجود میاورد که ازنظر مقدار و جهت و یا هر دو متغیر است. بنابراین سعی کنید مجسم کنید که چگونه ماشین مورد سوال می‌تواند چنین نیرویی که باعث ایجاد ارتعاشات مزبور شود ایجاد کند.



فصل ششم

بالانس‌های سیستم‌های دوّار



دراین فصل نحوهٔ رفع یکی از متداولترین عیوب یعنی Unbalance (آنبالانسی)تشریح می‌شود.

بسیاری از مسائل ماشین آلات از قبیل عدم وجودهم خطی، مسائل برقی، لقی وغیره با روشهای شناخته شده و معمولی تعمیراتی برطرف می‌شوند. ولی رفع عدم تعادل (Unbalance) نیاز به دانش خاصی دارد که در این فصل به تفصیل مورد بحث قرار می‌گیرد.

به عدم توزیع یکنواخت جرم رتور حول محور گردش آن عالباً عدم تعادل Unbalance می‌گویند. و یا بنا به تعریف سازمان استانداردهای بین المللی (International Standards Orgarization) ISO عدم تعادل Unbalance « آن شرائطی است که در یک سیستم دوار نیرو یا حرکت ارتعاشی در نتیجهٔ نیروهای گریز از مرکز به بیرینگهایش وارد می‌شود» .

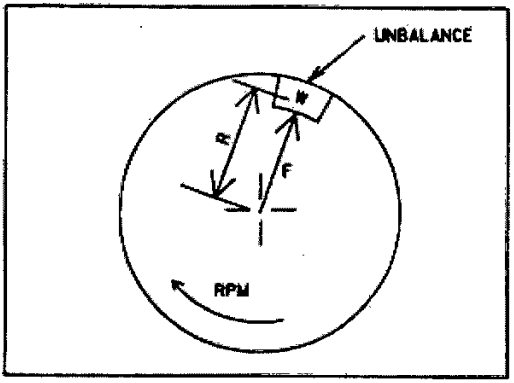
علی الرغم هر تعریفی که شما برای عدم تعادل بکار ببرید، عدم تعادل بیش ازحد باعث ارتعاشات رتور و بیرینگهایش می‌شود. وعدم تعادل می‌تواند نیروهائی را بوجود آورد که برای طول عمر ماشین و قطعات مختلف آن، رتور و بیرینگها و سازه‌های مربوطه، مضر باشد.

میزان نیروئی که بوسیلهٔ عدم تعادل بوجود می‌آید بستگی به سرعت دوران و میزان عدم تعادل دارد. قطعه‌ای که در شکل ۶-۱ نشان داده شده دارای عدم تعادلی است که بوسیلهٔ نقطهٔ سنگین W

(Heavy spot) در فاصلهٔ R از مرکز نشان داده شده است. با داشتن میزان وزن عدم تعادل، شعاع و دور ماشین شما می‌توانید با بکار بردن عبارات جدول ۶-۱ میزان نیروئی که وضعیت عدم تعادل ایجاد می‌کند را محاسبه کنید.

بسیار مهم است که توجه کنید که نیروی عدم تعادل با ربع یاتوان دو دور (RPM) متناسب است؛ برای مثال دو برابر کردن دور باعث چهار برابر شدن نیرو می‌شود. برای درک درست نیروهای عدم تعادل، یک وزنهٔ ۳ اونسی را که در فاصلهٔ ۳۰ اینچی از مرکز یک رتور با دور RPM ۳۶۰۰ قرار دارد را در نظر بگیرید. نیروی ناشی از عدم تعادل ۲۰۰۰ پوند خواهد بود. اگر دور را۲ برابر کنید نیروی عدم تعادل به بیش از ۸۰۰۰ پوند افزایش می‌یابد. بنابراین یک میزان جزئی عدم تعادل می‌تواند نیروهای عظیمی را که غالباً کاملاً مخرب هستند ایجاد کند.

دلیل مهم دیگر برای بالانس کردن یک ماشین آنست که ارتعاشات ناخواسته می‌توانند کیفیت محصول را تضعیف کنند به خصوص درمورد ماشینهای ابزار، یک عدم تعادل جزئی دریک Grinder دقیق، برای مثال، میتواند باعث موجی شکل شدن قطعهٔ کار و یا ایجاد مارکهای لرزشی در آن بشود. بعلاوه، مطالعات نشان میدهد که حتی میزان کم ارتعاشات ناشی از عدم تعادل میزان سایش را روی ابزار برش وچرخهای grinding wheels افزایش می‌دهد.



شکل ۶-۱- بردار نیروی گریز از مرکز

In English units:
$F = 1.77 \times W \times R \times (RPM/1000)^2$
where F = force in pounds
W = weight in ounces
R = radius in inches
In metric units:
$F = 0.01 \times W \times R \times (RPM/1000)^2$
where F = force in kilograms
W = weight in grams
R = radius in centimeters
In gram-inch units of unbalance
$F = 0.0625 \times W \times R \times (RPM/1000)^2$
where F = force in pounds
W = weight in grams
R = radius in inches

جدول ۶-۱ -معادلات نیروی گریز از مرکز

وجود عدم تعادل به دلیل مشخصه‌های خاص ارتعاشی که ایجاد میکند به سهولت قابل تشخیص است. ارتعاشات درفرکانس RPM ×۱ دور قطعهٔ خارج از بالانس همراه با معمولاً دامنه‌های ارتعاشی بالاتر درجهت رادیال به استثناء رتورهای Overhung (یک سرآزاد) که دامنه‌های بالا درجهت محوری هم دارند)، و زوایای فاز پایدار ازمشخصه‌های ارتعاشات ناشی از عدم تعادل است.

شرائط مورد نیاز برای بالانس کردن

عدم تعادل یکی از متداولترین عوامل ایجاد ارتعاشات در ماشین آلات است، که به یک حدی روی تمام ماشین آلات دوار وجود دارد. این بخش برای ارائه اطلاعات اساسی مورد نیاز برای حل بیشتر مسائل بالانس کردن به کمک یک دستگاه آنالایزر- بالانسر تنظیم شده است.

قبل از آنکه قطعه‌ای را بتوانیم به کمک یک آنالایزر ارتعاشات بالانس کنیم شرائط خاصی باید وجود داشته باشد:

۱)ارتعاشات باید ناشی از عدم تعادل باشد، و قبل از بالانس همهٔ عیوب (شیب روتور، مشکل یاتاقانها،عدم هم محوری و...) لازم است رفع شده باشد.

۲) بایستی قادر باشیم روی رتور کار تصحیح وزن را انجام دهیم. در بیشتر موارد تصحیح وزن (Weight corrections) در حالیکه رتور در شرائط عادی کار خود است میسر است. بالانس کردن یک رتور بدون خارج کردن آن از ماشین مربوطه را بالانس درمحل یا in-place balancing می‌گویند. بالانس درمحل کار پرهزینه و وقت گیر می‌باشد ولی باز کردن ماشین و انتقال آن به کارگاه و برعکس و خطرات بروز صدمات احتمالی ناشی از آنرا حذف می‌کند.

۳)بایستی بتوانیم میزان ارتعاشات و زاویهٔ فاز را دقیقاً اندازه بگیریم. این به کمک دستگاه بالانس میسر است. همچنین باید قادر باشیم علامت رفرنس روی شافت را ببینیم. به این منظور معمولاً از یک نوار باریک شبرنگ که روی شافت چسبانده می‌شود استفاده می‌گردد و این نقطه صفر صفحه بالانس فرض می‌گردد و تا پایان پروسه بالانس الزاماً محل آن بایستی ثابت بماند.

روی ماشین آلاتی مثل موتورها، پمپ‌ها و کمپرسورهائی که کاملاً پوشیده هستند و کار تصحیح وزنه در محل میسر نیست رتور بایستی برای بالانس شدن از محل خارج و به کارگاه مجهز به ماشین بالانس منتقل گردد.

بالانس کردن، چه درمحل و چه روی ماشین بالانس یک پروسه مشخصی داشته و چند قاعده ساده را در بر میگیرد. اگرچه، قبل از آنکه بالانس کردن راتشریح کنیم، باید ابتدا عدم تعادل را بشناسیم که از کجا ناشی میشود و برای رفع آن چه باید کرد.

گونه‌های مختلف عدم تعادل

Types of Unbalance

عدم تعادل را می‌توان بطور کلی عدم توزیع یکنواخت جرم یک قطعه حول محور دوران آن دانست.

اگرچه، عدم تعادل را می‌توان شرائطی دانست که درآن محور چرخش(Shaft axis) ومحور مرکزی (Central Principal axis) با هم تطبیق نکند.

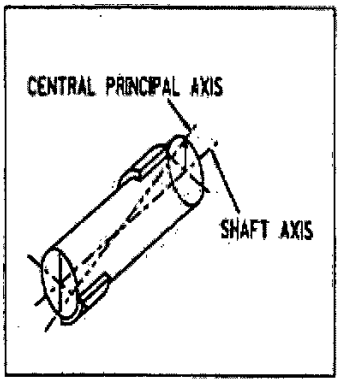
محور مرکزی principal محوری است که وزن رتور حول آن به طور یکنواخت توزیع شده است. محور Principal و محور شافت زمانی که رتور بالانس کامل باشد یکی خواهند بود. درمورد رتور خارج از بالانس، محور Principal جای دیگری قرار خواهد داشت.

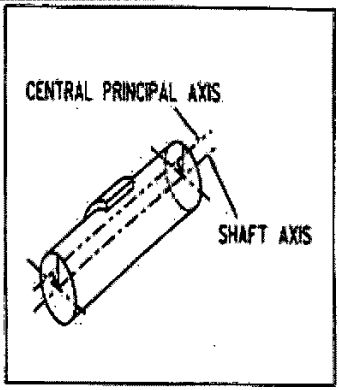
گونه‌های عدم تعادل می‌توانند بسته به رابطه بین موقعیت مکانی محور شافت و محور Principal طبقه بندی شوند. در این صورت چهار نوع عدم تعادل و جود دارد: استاتیک، کوپله (couple)، استاتیک و کوپله که به آن Quasi-Static می‌گویند و عدم تعادل دینامیک.

عدم تعادل استاتیک

Static Unbalance

عدم تعادل استاتیک وضعیت عدم تعادلی است که در آن حول Principal موازی محور شافت است، مثل شکل ۶-۲- این نوع عدم تعادل گاهی force unbalance و یا عدم تعادل سینتیک (Kinetic unbalance) نامیده می‌شود.





شکل ۶-۲-عدم تعادل استاتیک **شکل۶-۳- عدم تعادل کوپله**

عدم تعادل استاتیک را می‌توان با قرار دادن قطعه روی لبه‌های تیغه موازی و توجه به اینکه در اثر نیروی جاذبه سمت سنگین تر رتور به طرف پائین خواهد چرخید شناسایی کرد. موقعیکه رتور درحال کار است، عدم تعادل استاتیک با مشاهده زوایای فاز مساوی در طرفین رتور شناسائی خواهد شد.

عدم تعادل کوپله

Couple Unbalance

عدم تعادل کوپله شرائطی است که در آن محور principal بامحور شافت در مرکز ثقل رتور تلاقی می‌کند. همانطور که در شکل ۶-۳- دیده می‌شود یک عدم تعادل کوپله وقتی دو نقطه سنگین برابر در طرفین محور مرکزی در دو انتهای رتور قرار دارند به وجود می‌آید.

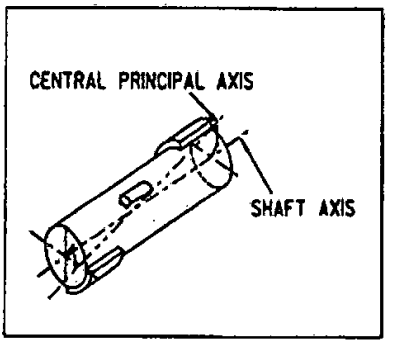
برخلاف عدم تعادل استاتیک، عدم تعادل کوپله را نمی‌توان با قرار دادن قطعه روی تیغه‌ها شناسایی کرد. عدم تعادل کوپله فقط با مشاهده ۱۸۰ درجه اختلاف فاز ارتعاشات در طرفین رتور درحین کار قابل شناسائی است.

عدم تعادل استاتیک -کوپله

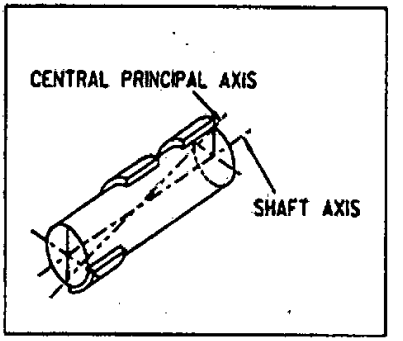
Quasi-Static Unbalance

تنها درموارد بسیار محدودی ممکن است رتور فقط عدم تعادل استاتیک یا کوپله داشته باشد. معمولاً یک رتور Unbalance مقداری از هر دو نوع عدم تعادل را خواهد داشت. این ترکیب راعدم تعادل Quasi-Static مینامند.

شکل ۶-۴- یک وضع عدم تعادل کوازی – استاتیک را نشان می‌دهد. محور Principal محور شافت را قطع میکند ولی نه در مرکز ثقل رتور. اختلاف این نوع عدم تعادل با نوع کوپله در آنست که وزنه‌های طرفین رتور با هم برابر نیستند. این نوع عدم تعادل باعث می‌شود میزان دامنهٔ ارتعاشات در طرفین رتور با هم اختلاف قابل ملاحظه داشته و ۱۸۰ درجه هم اختلاف فاز داشته باشند.



شکل ۶-۴- عدم تعادل Quasi-Static



شکل ۶-۵- عدم تعادل دینامیک

عدم تعادل دینامیک

Dynamic Unbalance

عدم تعادل دینامیک متداولترین نوع عدم تعادل می‌باشد. همانطور که در شکل ۶-۵- نشان داده شده درحالت عدم تعادل دینامیک محور شافت با محور Principal تلاقی نکرده با آن موازی هم نخواهد بود.

تغییر شکل
Distortion

ممکن است قطعه‌ای در زمان ساخت به خوبی بالانس باشد ولی درحین کار به دلائل مختلف شکل آن به هم بخورد.

دلائل متداول چنین تغییر شکلها تنش زدائی (Streess relief)وتغییر شکل گرمائی (Thermal distortion) است.

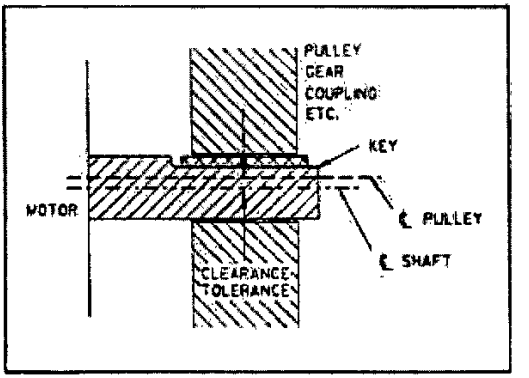
تنش زدائی گاهی در مورد رتورهائی که از طریق جوشکاری ساخته می‌شوند، مسئله زاست، همچنین هر قطعه ایکه با پرس کردن، کشیدن، خم کردن و یا فشردن extruding شکل میگیرد دارای تنشهای درونی بالائی خواهد بود. اگر رتورپا قطعات آن در زمان ساخت تنش زدائی نشود، ممکن است درحین کار خود در طول یک پریود زمانی تنش‌های درونی خود را رها کند. نتیجه یک تغییر شکل مکانیکی خواهد بود که میتوانند باعث Unbalance شود.

برای جلوگیری از بروز این عیوب در قطعات متحرک خاص مثل پروانه‌ها و شافت‌ها می‌بایستی عملیات حرارتی مناسبی مطابق با استانداردهای مهندسی و از طریق کوره‌های کنوکتیو انجام داد.

تغییر شکل در ماشین آلاتی که در درجه حرارتهای بالاکار می‌کنند بسیار رایج است. توربینها، کمپرسورها، موتورهای برقی از این نمونه‌ها هستند. تغییر شکل گرمائی ممکن است بالانس کردن رتور در درجه حرارت عملیاتی را ناگزیر کند اگرچه رتور درحالت سرد به خوبی بالانس شده باشد.

تلرانس‌های Clearance

یکی از متداولترین عوامل ایجاد Unbalance جمع شدن تلرانس‌ها در زمان مونتاژ ماشین است. مثال شکل ۶-۷ نشان می‌دهد که چگونه جمع شدن تلرانسهای مختلف می‌تواند ایجاد Unbalance کند. در این مورد، قطر پولی از قطر شافت بزرگتر است، و وقتی از یک خار یا Setscrew برای محکم کردن آن روی شافت استفاده می‌شود مرکز وزنی پولی به یک طرف مرکز شافت منتقل خواهد شد. طبیعتاً این ایجاد عدم تعادل وزنی خواهد کرد.



شکل ۶-۷ جمع شدن clearance میتواند باعث ارتعاشات شود

علل عدم موفقیت بالانس

شما اگردستورالعمل هائی را که در بالا تشریح شد و آنچه که در ادامه این فصل تشریح میگردد را رعایت کنید به ندرت با مشکلات بالانس کردن روبرو خواهید شد. اگر چه، برخورد با موقعیت هائی که در آنها آنالیز اطلاعات به روشنی بیانگر وجود عدم تعادل است ولی عملیات بالانس هم نتایج مطلوب را باعث نمیگردد ممکن می‌باشد. درچنین مواردی شما باید مسائل دیگری غیر از عدم تعادل را مورد توجه قرار دهید:

Clearance بیش از حد بیرینگ: مثل حالت تشدید، گشادی ولقی بیش از حد بیرینگ میتواند باعث تغییر نتایج بالانس درهر دور شود.

مسائل دیگری که اغلب کار بالانس را مشکل و یاغیر ممکن می‌کنند مسائلی چون عدم هم خطی، شافت خمیده، خارج از مرکز بودن، مسائل برقی و نیروهای رفت و آمدی را در بر می‌گیرد. چنین مسائلی باید قبل از بالانس ماشین شناسائی و بر طرف شده باشند. اغلب رفع این مسائل باعث کاهش میزان ارتعاشات و در نتیجه رفع نیاز به بالانس کردن می‌شود.

همیشه به یاد داشته باشید عملیات بالانس آخرین اقدام اصلاحی روی سیستم‌های دوار می‌باشد.

واحدهای بیان میزان عدم تعادل

Units for Expressing Unbalance

میزان عدم تعادل در یک قطعهٔ دوار معمولاً با حاصلضرب میزان وزن عدم تعادل (اونس، گرم وغیره) در فاصلهٔ آن از مرکز دوران (اینچ، سانتیمتر وغیره) بیان می‌شود. بنابراین، واحد هائیکه برای بیان میزان عدم تعادل بکار میروند عموماً اونس- اینچ، گرم – اینچ ویا گرم – سانتیمتر اند. شکل ۸-۶ سه نمونه را نشان می‌دهد.

شیب روتور

تراز نبودن محورهای افقی می‌تواند باعث حرکت محوری، سایش یاتاقانهای تراست و نهایتاً منجربه ایجاد ارتعاش گردد.

خوردگی و سایش

بسیاری از رتورها درمحیطهائی کار می‌کنند که باعث خوردگی یا سایش آنها می‌شود. وقتی خوردگی یا سایش یکنواخت نباشد، عدم تعادل ایجاد خواهد شد.

تشکیل رسوبات

تشکیل غیریکنواخت رسوبات روی قسمتهای مختلف رتورایجاد عدم تعادل میکند. اگر چه معمولاً رسوب گذاری به مرور زمان انجام می‌شود، ولی کنده شدن یک تکه رسوب می‌تواند ایجاد عدم تعادل ناگهانی کند.

وجود جرم سرگردان

در مورد پروانه‌هایی که حجیم هستند وفضای داخل آنها بوسیله دریچه‌هایی قابل بازرسی است مثل پروانه‌های I.D.F در نیروگاه‌های بزرگ وجود جرم سرگردان می‌تواند باعث آنبلانسی وارتعاش گردد.

Loose material

درماشین آلاتی مثل فن‌ها و blowerها گاهی درحفره‌های شافت یا پروانه‌ها خاک و مواد خارجی و یا آب جمع می‌شود. در این صورت، محل این مواد هر بار که شافت استارت و استاپ می‌شود تغییر می‌کند. درنتیجه، محل نقطه سنگین (heavy spot) مدام عوض شده و باعث تغییر فاز و کار محاسبه بالانس کردن غیر ممکن می‌شود.

لقی رتور روی شافت خود

گاهی اوقات با این مشکل درمواردیکه رتور روی شافت پرس شده است. اگر رتور درست fit نشده باشد ممکن است در نتیجه گشتاور استارت (starting torque) کمی روی شافت بچرخد. در نتیجه محل نقطه unbalance در هر بار روشن کردن میتواند تغییر کند.

کار در نزدیکی فرکانس طبیعی

اگر رتور یا قطعات دیگر در فرکانس سرعت ماشین و یا نزدیکی آن درحالت تشدید باشد، تغییرات نسبتاً کم دور می‌تواند باعث تغییرات زیاد دامنه و یا زاویهٔ فاز شود. این امر کار بالانس را دشوار خواهد کرد.

خرابی یاتاقانها

بیشتر شدن clearance (فیلم روغن) بین فضای شافت و یاتاقان و عدم وجود فیلم روغن یکنواخت می‌تواند باعث ارتعاش شود.

آماده شدن برای بالانس کردن

Preparing for Balancing

پیش از شروع کار بالانس مواردی رابابد به دقت مورد تو جه قرار دهید. بیشتر این موارد مربوط به آن است که مطمئن شوید واقعاً بالانس کردن موردنیاز هست؛ بقیهٔ موارد به شما امکان می‌دهد که نیاز به اطلاعات به خصوصی را، قبل ازآنکه عملاً کار بالانس را شروع کنید، پیش بینی کنید:

۱) دردرجه اول ارتعاشات ماشین را به دقت آنالیز کنید تا مطمئن شوید که ارتعاشات واقعاً ناشی از unbalance است. اگرچه بالانس کردن روش مهمی برای کاهش ارتعاشات ماشین، طولانی کردن عمر آن و بهبود کیفیت تولید است، ولی شما نبایستی تصور کنید که بالانس کردن همه مسائل ارتعاشی را حل خواهد کرد.

۲) همچنین ماشین را برای آثار ظاهری صدماتی از قبیل ترک خوردگی شافت وغیره بازرسی کنید و مطمئن شوید که کلیه پیچ‌های نصب کننده ماشین به خوبی سفت شده اند.

۳) رتور را از نظر رسوب گذاری مواد خارجی بازدید کنید. اگرچه میتوان با بالانس کردن اثر چنین رسوب گذاریهائی را مرتفع کرد ولی این راه چاره موقتی خواهد بود زیرا در طول زمان کوتاهی میزان رسوبات تغییر خواهد کرد.

۴) از روی اطلاعات آنالیز ارتعاشات خود دقت کنید مقادیر ارتعاشات در کدام جهت رادیال بیشتر است، عمودی یا افقی و پیک آپ ارتعاشات را درجهت ارتعاشات بیشتر نصب کنید. بهتر است پیک آپ‌های روی هر دو بیرینگ در یک جهت باشند، اگر چه این کاملاً ضروری نیست.

۵) قبل از ثبت مقادیر عدم تعادل،مطمئن شوید که ماشین به حالت پایدار رسیده است. بسیاری از ماشین آلات که از حالت سرد (cold rest) استارت می‌شوند برای رسیدن به حالت تعادل از نظر سرعت، درجه حرارت و بار به زمان نیاز دارند؛ و دامنه‌های unbalance ممکن است متناسب با آن تغییر کند. برای مثال معلوم شده است که برخی از توربوژنراتورهای بزرگ به زمانهائی تا سه روز برای تثبیت شدن مقادیر ارتعاشات و زاویهٔ فاز نیاز دارند.

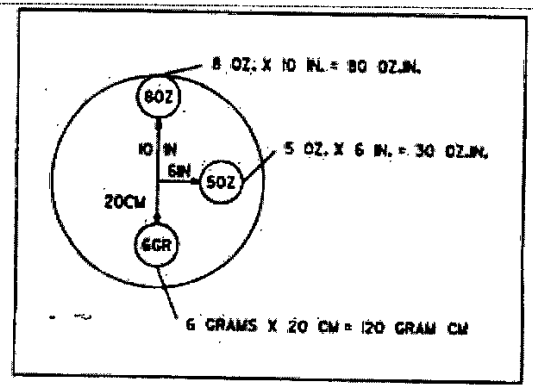
۶) مطمئن شوید که فیلتر آنالایزر به درستی روی سرعت ماشین تنظیم شده است. هم در دور اول و هم در دورهای بعدی. اگر فیلتر بدرستی تنظیم نشده باشد تغییر قابل ملاحظه‌ای در زاویه ،فاز بوجود خواهد آورد، در نتیجه در اطلاعات بالانس خطای قابل ملاحظه ایجاد خواهد شد.

۷) موقعیکه اطلاعات اصلی را قرائت کردید، آنالایزر را روی حالت filter out قرار داده و ماشین را خاموش کنید و دامنه ارتعاشات را در طول زمان کاهش سرعت تا توقف کامل ملاحظه کنید. دامنه سنج به طور معمول باید یک کاهش تدریجی تا توقف ماشین را نمایش دهد. ولی اگر رتور از یک سرعت بحرانی Critical speed عبور کند، شما خواهید دید که دامنه از یک سرعت مشخصی شروع به افزایش خواهد کرد وپس از رسیدن به یک مقدار حداکثری در نقطه سرعت بحرانی شروع به کاهش می‌کند. شما باید میزان ارتعاشات را در سرعت بحرانی اندازه‌گیری و ثبت کنید. اگر ارتعاشات ماشین در سرعت بحرانی بیشتر از ارتعاشات در سرعت بالانس باشد شما بایستی در انتخاب وزنه تصحیح (trial weight) دقت کنید. وزنه‌های بزرگ می‌تواند باعث ارتعاشات بیش ازحد ماشین در استارت آپ بعدی در زمان عبور از سرعت بحرانی بشود.

۸)موقعیکه ماشین درحالت توقف است، وجود ارتعاشات زمینه (background) را بررسی کنید. ارتعاشات زمینه ایکه در فرکانس بالانس و یا نزدیک آن قرار دارد میتواند حد بالانس کردن ماشین (تلرانس بالانس) را محدود کند، و در هرصورت کار بالانس کردن آن را بسیار مشکل خواهد کرد.

۹)تمام وزنه‌های تصحیح (Trial weight) را برای جلو گیری از جدا شدن و پرواز آنها درحین بالانس به صورتی مطمئن به شافت متصل کنید.

۱۰)مطمئن شویدکه در هر دور بالانس (Balance run)، شرائط عملیاتی ماشین تکرار می‌شود.



شکل ۶-۸ -واحدهای متداول

انتخاب اندازهٔ وزنه آزمایشی

Selection Trial Weight Size

درکلیهٔ عملیات بالانس شما باید درانتخاب اندازه وزنهٔ آزمایشی دقت کنید. اگر وزنه خیلی کوچک باشد، تغییر حاصله در Unbalance نامحسوس خواهد بود و شما یک دور بالانس را تلف خواهید کرد. از طرف دیگر، یک وزنهٔ آزمایشی خیلی بزرگ ممکن است ارتعاشاتی را بوجود آورد که به ماشین صدمه بزند، بخصوص اگر سرعت بالانس بالاتر از سرعت بحرانی باشد.

به عنوان یک قاعدهٔ کلی، وزنهٔ آزمایشی که در دامنهٔ ارتعاشات و یا زاویهٔ فاز ۳۰ درصد تغییر ایجاد کند نتایج رضایت بخشی راباعث خواهد شد. یک روش متداول برای انتخاب وزنهٔ آزمایشی آنست که وزنه‌ای انتخاب شود که یک نیروی عدم تعادل معادل ۱۰ درصد وزن رتور روی بیرینگ، ایجاد کند. برای مثال، اگر دو بیرینگ هر یک ۵۰۰ پوند از وزن ۱۰۰۰ پوندی رتور را تحمل می‌کنند، وزنه (های) آزمایشی باید نیروی ۵۰ پوند (500× 10%) را درمحل هر بیرینگ ایجاد کنند. سپس نیروی ۵۰ پوندی اطلاعات لازم برای محاسبه اندازه وزنه آزمایشی را از معادلاتی که درجدول 6-1 ارائه شد فراهم می‌آورد.

وزنه‌های آزمایشی را باید محکم متصل کنید تا درحین کار به پرواز در نیایند. راههای مختلفی برای اتصال وزنه آزمایشی وجود دارد، و بررسی رتور همیشه بهترین راه را نشان خواهد داد.

اگر روی رتوریک Flange یا محل فرو رفتگی وجود داشته باشد، واکس مصنوعی یا خاک رس مدل سازی بهترین وزنه‌ها را درست می‌کنند. برای فن‌های بزرگ و Blowerها، گیره‌های U-clamp وBeam clamps می‌تواند به لبهٔ داخلی پره متصل شود، جائیکه نیروی گریز از مرکز کمک خواهد کرد وزنه را درمحل نگاه دارد. وزنه‌های Clamp- on در مجموعه‌های استاندارد به ابعاد گوناگون قابل تهیه اند. وزنه‌های Clip-on کوچکتر به عنوان وزنه بالانس آزمایشی و یا دائم روی فن‌ها و بستهای شیلنگی، نوارهای فایبر گلاس و تسمه‌ها غالباً برای اتصال وزنه‌های آزمایشی به شافتهای لخت وغلطک‌ها بکار می‌روند. از ترکیبهای اپوکسی سرب دار هم به عنوان وزنه آزمایشی و هم وزنه تصحیح دائمی روی بسیاری قطعات می‌توان استفاده کرد. این ماده به شکل غیر عادی برای استفاده روی موتورهای الکتریکی و آرمیچر ژنراتورها موجود است. تعبیه وزنه‌های تصحیح آزمایشی و دائمی همچنین از طریق لحیم کاری، جوشکاری و اضافه کردن پیچ و واشر به سوراخهای پیچ دار میسر می‌باشد.

برخی از انواع ماشین آلات کاملاً بسته هستند در نتیجه اضافه کردن وزنهٔ آزمایشی به آنها غیر ممکن است .ممکن است رینگهای بالانس در بعضی ماشین آلات درخارج از ماشین نصب شده باشد که با نصب پیچ و واشر روی آنها می‌توان کار بالانس را انجام داد.

اصول بالانس کردن

Principles of Balancing

تا اینجا اساساً مشخصه‌ها و علل Unbalance را تشریح کردیم. اکنون موضوع بالانس کردن را مورد بحث قرار می‌دهیم.

برخی قواعد پایه‌ای

بالانس کردن عملیات یا پروسه ایست که به کمک آن ما از میزان و محل نقطه سنگین Heavy spot آگاه شده در نتیجه می‌توانیم با اضافه کردن وزنه‌ای مساوی به طرف مقابل رتور ویا برداشتن وزن از محل نقطه سنگین رتور را بالانس کنیم. میدانیم که هرچه عدم تعادل بیشتر باشد، نیروی حاصله بیشتر و در نتیجه ارتعاشات بیشتر خواهد بود. به این دلیل ما دامنه ارتعاشات را برای تعیین میزان عدم تعادل بکار می‌گیریم. بعلاوه، ما ازمحل یک علامت رفرنس روی شافت که بوسیلهٔ چراغ استروب آنالایزر دیده می‌شود یا دور سنج نوری یا لیزری برای تعیین محل unbalance استفاده می‌کنیم.

اگر وزنه‌ای به یک رتور کاملاً بالانس شده اضافه شود، رتوربا فرکانسی برابر دور خود شروع به نوسان خواهد کرد. رتور با یک دامنه مشخصی ارتعاش خواهد کرد ویک علامت رفرنس روی آن زیرنور چراغ استروب در یک نقطهٔ مشخص ثابت به نظر خواهد رسید.

دو اصل پایه در بالانس به صورت علمی و تجربی پذیرفته شده است.

۱)میزان ارتعاشات متناسب است با میزان unbalance

۲-علامت رفرنس درجهت مخالف جهت جابجائی نقطهٔ سنگین حرکت می‌کند؛ و زاویه ایکه علامت رفرنس جابجا می‌شود برابر زاویهٔ جابجائی نقطه سنگین است.

حالا ببینیم چگونه از این اطلاعات برای بالانس کردن می‌توانیم استفاده کنیم.

درک اثر وزنهٔ آزمایشی

درشروع یک عملیات بالانس، شما هیچ ایده‌ای از اینکه نقطهٔ سنگین چه میزان است و درکجا قرار گرفته ندارید. اگرچه، شما می‌توانید میزان این مقدار Unbalance اصلی رابا میزان ارتعاشات و زاویهٔ فاز اندازه‌گیری کنید.

بعد از آنکه میزان ارتعاشات اصلی را اندازه‌گیری و یاد داشت کردید قدم بعدی تغییر دادن میزان عدم تعادل اصلی با اضافه کردن یک وزنه آزمایشی به قطعه کار می‌باشد. این مقدار unbalance

جدید و دامنهٔ ارتعاشات جدیدی را باعث خواهد شد، و به احتمال زیاد زاویهٔ فاز هم تغییر خواهد کرد. مقادیر جدید دامنه و فاز را هم یاد داشت کنید.

تغییراتی که اضافه کردن وزنه آزمایشی باعث می‌شود می‌تواند برای تعیین میزان ومحل unbalance اصلی مورد استفاده قرار گیرد. با داشتن این اطلاعات شما می‌دانید که دقیقاً چه مقدار وزنه و درچه محلی باید اضافه کنید تا قطعه بالانس شود.

وقتیکه وزنهٔ آزمایشی را اضافه می‌کنید، بسته به اینکه چه میزان وزنه انتخاب کنید و آنرا درچه محلی قرار دهید یکی از سه حالت زیر پیش خواهد آمد:

۱)فرض کنید که شما وزنهٔ آزمایشی را درست روی نقطهٔ سنگین قرار دهید. در این صورت، شما خواهید دید که دامنهٔ ارتعاشات به میزان قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد، ولی زاویهٔ فاز تغییر نمی‌کند. در این حالت شما در واقع وزن نقطه سنگین را بدون تغییر مکان آن افزایش داده اید. شما میتوانید با ۱۸۰ درجه تغییر مکان وزنهٔ آزمایشی و تنظیم میزان آن تا زمانیکه به بالانس رضایت بخش برسید کار بالانس را تکمیل کنید.

۲)احتمال دوم آنست که شما وزنهٔ آزمایشی را درست روبروی نقطهٔ سنگین یعنی در طرف مقابل آن روی رتور نصب کرده باشید.بسته به اینکه وزنهٔ آزمایشی سنگین تر یا سبک تر از نقطه سنگین باشد دو حالت اتفاق خواهد افتاد. اگر وزنه آزمایشی سبک تر باشد. شما خواهید دید میزان ارتعاشات کاهش می‌یابد ولی زاویهٔ فاز تغییر نمی‌کند. در اینصورت تنها با اضافه کردن مقدار بیشتری وزنه آزمایشی به بالانس رضایت بخش خواهید رسید. ولی اگر وزنهٔ آزمایشی بزرگتر از نقطهٔ سنگین باشد شما ۱۸۰ درجه تغییر زاویه فاز خواهید داشت. در این صورت باید وزنهٔ آزمایشی را کاهش دهید تا به حالت مطلوب بالانس برسید.

۳)احتمال اینکه وزنهٔ آزمایشی در بار اول روی نقطه سنگین یا نقطه مقابل آن قرار گیرد بسیار ضعیف است .بنابراین محتمل ترین حالت آنست که وزنهٔ آزمایشی جائی بین نقطهٔ روبروی آن واقع شود. در این صورت علامت رفرنس به محل دیگری تغییر مکان داده و دامنهٔ ارتعاشات نیز احتمالاً

تغییر خواهد کرد. در این حالت کم و یا زیاد کردن وزنهٔ آزمایشی برای بالانس کردن کافی نبوده محل آن هم باید تغییر کند.

شما می‌توانید باصرف ساعتها و حتی روزها از طریق روش سعی وخطا محل صحیح وزنهٔ تصحیح را پیدا کرده و سپس با تغییر آن به بالانس مطلوب برسید. ولی روشهائی وجود دارد که به کمک آنها میتوانید عملیات بالانس را به جای راه پر زحمت سعی و خطا، به سهولت اجراء کنید. یکی از این روشها روش بالانس برداریست که مؤثر بودن آن به ثبوت رسیده است.

روش بُرداری (دیاگرام بُرداری)

Vector Techniques

بردار یک خط است که طول آن بیانگر میزان عدم تعادل و جهت آن بیانگر زاویهٔ عدم تعادل است .برای مثال، اگر دامنهٔ ارتعاشات mil ۵باشد و زاویهٔ فاز ۱۲۰ درجه (علامت رفرنس در ۱۲۰ درجه باشد)، Unbalance را می‌توان با یک بردار که ۵ واحد طول و ۱۲۰ درجه زاویه داشته باشد نشان داد. شکل ۶C-۹ این نمونه را که روی یک صفحهٔ کاغذ قطبی ترسیم شده نشان می‌دهد.

کاغذ قطبی کار رسم بردارها را برای عملیات بالانس تسهیل می‌کند. هر بردار دو مشخصه دارد: طول و جهت. دوایر هم مرکزی که به فواصل مساوی معمولاً روی این گونه کاغذها رسم می‌شوند برای مشخص کردن طول بردار است. جهت بردار هم با رسم خطی با زاویهٔ فاز، به درجه، نسبت به مبدأ در جهت عقربهٔ ساعت مشخص میگردد.

هنگام اجرای عملیات بالانس، طول بردار معرف میزان ارتعاشات و زاویهٔ آن معرف زاویهٔ فاز است.

بالانس تک صفحه ای

Single Plane Balancing

روش بالانس بُرداری تک صفحه‌ای

The single-plane Vector Balancing Method

روش بالانس برداری باحذف کلیهٔ عملیات حدسی تعداد دورهای لازم برای بالانس، یا دورهای آزمایشی Trial rune، را به حداقل میرساند. شما با اندازه‌گیری دامنه و زاویهٔ فاز ارتعاشات، کار را شروع می‌کنید، وزنهٔ آزمایشی اضافه می‌نمائید ،ماشین را دوباره راه میاندازید تا مقادیر جدید را اندازه بگیرید. سپس این اطلاعات را بکار می‌گیرید تا میزان نهائی وزنهٔ بالانس و زاویهٔ آنرا محاسبه کنید.

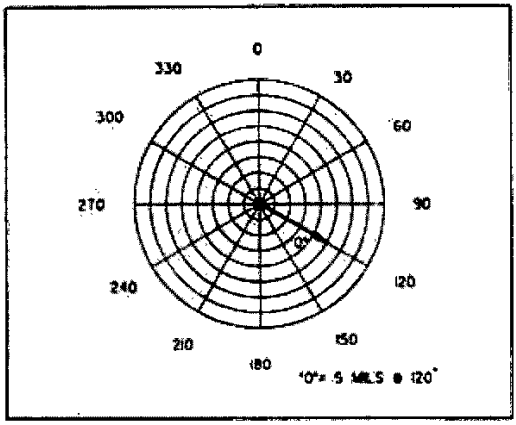
مباحث زیر این مراحل را به تفصیل با ذکر مثالهائی شرح بدهید:

قدم اول :میزان عدم تعادل اصلی را اندازه بگیرید. برای مثال، فرض کنید عدم تعادل اصلی ۵ mil در زاویهٔ ۱۲۰ درجه است.

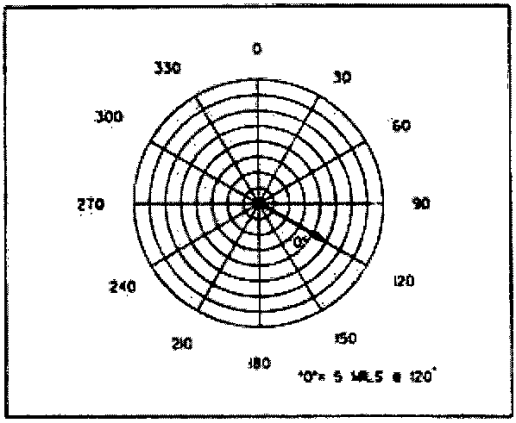
قدم دوم: یک وزنهٔ آزمایشی انتخاب کنید. ماشین را متوقف کرده و در یک مکان دلخواه وزنه را به قطعه کار متصل، و مقادیر جدید unbalance را یاد داشت کنید. این میزان عدم تعادل ناشی از ترکیب اثر نقطهٔ سنگین اصلی و وزنهٔ آزمایشی است.

برای مثال، یک وزنهٔ آزمایشی ۱۰ گرمی را فرض کنید که باعث عدم تعادل جدید به میزان ۸ mll در ۳۰ درجه می‌شود.

قدم سوم: بُرداری معادل عدم تعادل اصلی رسم کنید. این بُردار را "O" (Original) بنامید، مثل شکل ۶-۹



سپس بُردار عدم تعادل ناشی از وزنهٔ آزمایشی و نقطهٔ سنگین را رسم کنید. این بُردار را "O+T" (Original+ Trial) بنامید، مثل شکل ۶-۹. سپس نوک این دو بردار را به هم وصل کنید- بردار جدید بردار وزنهٔ آزمایشی "T" است. بردار "T" به طرف بردار "O+T" باید نشانه برود



شکل ۶-۹ (B) مقدار O+T ۸ mil در ۳۰ درجه است .

(C) مقدار T از روی شکل ۹/۴ mil اندازه‌گیری می‌شود .

برای تعیین مقدار صحیح وزنهٔ بالانس، ابتدا طول بردار "T" را اندازه‌گیری بگیرید، البته با همان مقیاسی که بردارهای "O" و "O+T" را رسم کردید. درمثال ما این مقدار معادل 9.4mlls است. این بیانگر میزان عدم تعادلی است که وزنهٔ آزمایشی به سیستم اضافه کرده است. شما اکنون اطلاعات لازم برای حل مسئله را دارید:

وزنهٔ تصحیح (Correct Weight) =وزنهٔ آزمایشی (Trial weight) ×"O"/T"

دراین مثال، وزنهٔ آزمایشی انتخاب شده ۱۰ گرم، میزان عدم تعادل اصلی ("O") 5mil بود وعدم تعادل آزمایشی ("T") روی کاغذ قطبی 9.4 mil اندازه‌گیری شد. پس :

وزنهٔ تصحیح= 10 gr ×5 mils/9.4mils=5.3 gr

وزنهٔ بالانس تصحیح ۵/۳ گرم است.

با دانستن مقدار وزنهٔ بالانس قدم بعدی آنست که محل نصب آنرا تعیین کرد. هدف واقعی آنست که بردار "T" را طوری تنظیم کنیم که طولی برابر بُردار "O" داشته ولی درجهت مخالف آن باشد. به این ترتیب بردار "O" حذف شده و بالانس کامل حاصل می‌گردد.

زاویهٔ "O" و "T" مساوی میزان جابجائی مورد نیاز است. در مثال شکل ۱۴C این زاویهٔ ۵۸ درجه است. این بدان معناست که وزنهٔ آزمایشی بایستی ۵۸ درجه از محل کنونی جابجا شود یا بردار "T" باید ۵۸ درجه در جهت خلاف عقربهٔ ساعت چرخیده شود تا بتوان آنرا مقابل بردار "O" قرار داد. به خاطر داشته باشید که جهت چرخش فاز همواره عکس جهت جابجائی وزنه است، پس نتیجه می‌گیریم که وزنه را باید ۵۸ درجه درجهت عقربهٔ ساعت جابجا کرد.

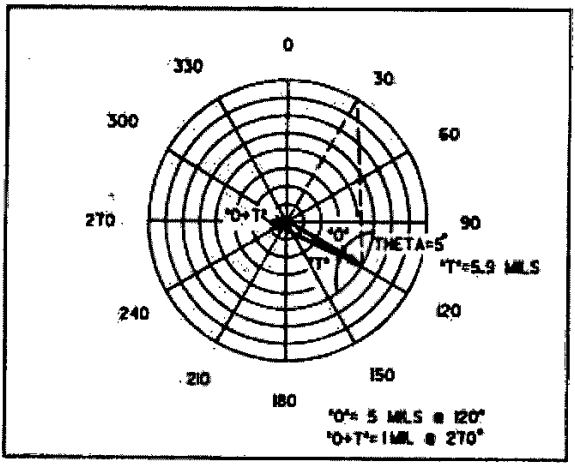
توجه : همواره وزنهٔ تعادل را درجهت مخالف جهت مشاهده شدهٔ جابجائی علامت رفرنس از حالت "O" به "O+T" جابجا کنید.

قدم چهارم : اگرچه این روش بالانس برداری به شما امکان محاسبهٔ دقیق وزنهٔ بالانس و زاویهٔ آنرا می‌دهد، ولی ایده خوبی خواهد بود که در عمل هم نتایج تأیید شود. یک دلیل آنست که خطاهای کوچک در اندازه‌گیری زاویهٔ فاز ونصب وزنهٔ آزمایشی می‌تواند باعث شود که مقداری Unbalance

باقی بماند. دلیل دیگر حصول اطمینان آنست که وزنهٔ تصحیح را در جهت درست نصب کرده اید. حتی تکنیسین‌های مجرب بالانس هم گاهی فراموش نکنند که وزنه باید درجهت مخالف تغییر زاویهٔ فاز تغییر مکان یابد.

درمواردی ممکن است شمامحاسبات را تکمیل و تنظیمات مربوطه را انجام دهید ولی لازم بدانید که بالانس را trim بیشتری کنید. در این صورت روش همان روش قبلی است، ولی شما اندازه‌گیری Unbalance جدید را به عنوان پارامترهای وزنه آزمایشی بکار می‌برید.

فرض کنید شما کار بالانس قطعهٔ کار مثالهای قبل را تکمیل کرده ولی در می‌یابید که عدم تعادلی معادل 1.0mils در زاویهٔ ۲۷۰ درجه باقی مانده است. با یادآوری آنکه عدم تعادل اصلی 5mils در ۱۲۰ درجه بود، شما می‌توانید دیاگرام برداری جدید را مثل شکل ۱۰-۶ رسم کنید. دقت کنید که بردار "O" همانی است که درقسمت اول وجود داشت. بردار "O+T" آخرین اندازه‌گیری Unbalance است.



شکل ۶-۱۰ با رسم یک دیاگرام برداری جدید با استفاده از مقدار اولیه O و مقدار جدید T+O میتوان عدم تعادل را باز هم کاهش داد.

حالا می‌توانید بردار "T" را رسم کنید. در این مثال، مقدار آن 5.9mils و با زاویهٔ 5 درجه نسبت به بردار "O" است. این دیاگرام نشان می‌دهد که وزنه را باید 5 درجه در جهت خلاف عقربهٔ ساعت تغییر مکان دهید. وبرای تصحیح مقدار وزنه:

وزنهٔ تصحیح = وزنهٔ آزمایشی × "O"/"T"=5.3gr× 5mils/5.9mils=4.5gr

دقت کنید که برای تکرار مجدد یا trim کردن بیشتر بالانس، وزنهٔ اخیر را باید بعنوان وزنهٔ آزمایشی بکار ببرید.

مراحل مختلف روش بالانس بُرداری ذیلاً خلاصه شده است:

۱-رتور را در دور بالانس بگردانید. فیلتر آنالایزر را روی 1×RPM تنظیم و دامنه و زاویهٔ فار ارتعاشات را اندازه گرفته بنام "O" ثبت کنید.

۲-رتور را متوقف کنید، وزنهٔ آزمایشی به آن اضافه کنید. مقدار وزنه را یاد داشت کنید.

۳-دوباره، رتور را بگردانید و میزان دامنه و فاز را اندازه گرفته و تحت نام "O+T" ثبت کنید.

۴-با استفاده از کاغذ رسم قطبی، بردارهای "O" و "O+T" را رسم کنید. هر دو باید از مرکز کاغذ به طرف بیرون نشانه روند.

۵-بردار "T" را با وصل کردن انتهای دو بردار "O" و "O+T" رسم کنید. جهت بردار "T" باید به طرف بردار "O+T" باشد.

۶-طول بردار "T" را با همان مقیاسی که دو بردار دیگر را رسم کردید اندازه بگیرید. مقدار وزنهٔ تصحیح را محاسبه کنید:

وزنهٔ تصحیح (Correction weight) = وزنهٔ آزمایشی(Trial weight) ×"O"/"T"

مقدار وزنهٔ آزمایشی را به این مقدارتغییر دهید.

۷-با یک نقاله، زاویهٔ بین بردارهای "O" و "T" را اندازه بگیرید. وزنهٔ بالانس را به اندازه‌ای زاویه و درجهت مخالف جهت حرکت علامت رفرنس از حالت "O" به حالت "O+T"، تغییر مکان بدهید.

با پیروی از این دستور العمل‌ها، قطعهٔ کار باید به شکل رضایت بخشی بالانس شود. اگر چه، خطاهای خیلی کوچک در اندازه‌گیری زوایای فاز وتغییر مکان وزنهٔ آزمایشی می‌تواند مقداری Unbalance باقی بگذارد، که آنهم با تکرار عملیات با فرض آخرین وزنهٔ تصحیح به عنوان وزنهٔ آزمایشی تصحیح خواهد شد.

بالانس کردن در یک دور

Balancing in One Run

با یکبار بالانس کردن یک قطعه، شما می‌توانید با استفاده از اطلاعات بالانس ثبت شده برای آن قطعه یا قطعات مشابه، عملیات بالانس در آینده را فقط در یک دور اجراء کنید.

همانطور که قبلاً ذکر شد، بین مقدار Unbalance و میزان ارتعاشات رابطه مستقیمی هست. یک رتور کاملاً بالانس شده هیچ وزن unbalance ندارد. بنابراین ارتعاشاتی ناشی از Unbalance هم نخواهد داشت. ولی با اضافه کردن وزنهٔ Unbalance به این رتور، شما خواهید دید که ارتعاشات آن افزایش می‌یابد. دوبرابر کردن وزنه، ارتعاشات را دو برابر می‌کند.

محاسبهٔ عددی این واقعیت که حساسیت رتور به وزنهٔ بالانس بالا است را نشان می‌دهد.

بررسی اطلاعات مربوط به یک بار بالانس شدن یک قطعه اطلاعات لازم برای تعیین این عدد حساسیت یا ضریب ثابت وزنه Weight Constant را فراهم می‌آورد:

(تغییر ارتعاشات) / (تغییر وزنه) = ضریب ثابت وزنه

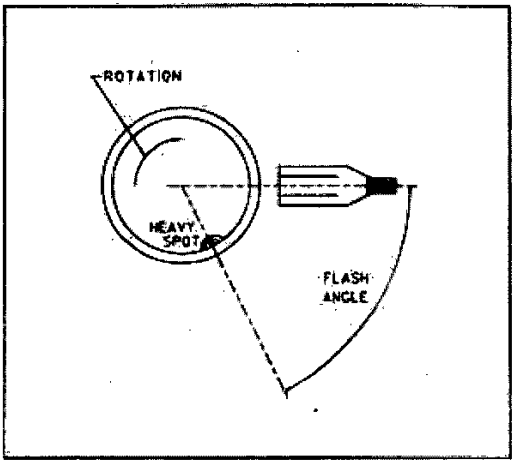
فرض کنید اطلاعات مربوط به بالانس یک رتور نشان می‌دهد که وزنهٔ بالانس از ۲ گرم به ۴ گرم تغییر کرده است. دراثر این تغییر مقدار ارتعاشات از 5mils به 10mils افزایش یافته است. تغییر وزنه

در این صورت ۲ گرم است و تغییر ارتعاشات ناشی از آن 5mils است. پس ضریب ثابت وزنه 2/8=4 gr/mils می‌باشد.

اگر لازم شود که این رتور در آینده بالانس شود، تعیین میزان وزنه تصحیح کار ساده‌ای خواهد بود. تمام کاری که باید انجام دهید ضرب کردن دامنه ارتعاشات در ضریب ثابت وزنه است.

ولی البته در یک عملیات بالانس محل نصب وزنه نیز باید تعیین شود. روش یک مرحله‌ای، محل وزنه را هم به کمک ضریب ثابت دیگری به نام زاویهٔ فلاش (Flash angle) مشخص می‌کند.

همانطورکه درشکل ۶-۱۱ نمایش داده شد، زاویهٔ فلاش یک رتور موقعیت نقطهٔ سنگین نسبت به مکان پیک آپ ارتعاشات است. این زاویه درجهت دوران شافت اندازه‌گیری می‌شود. در یک رتور بالانس شده، نقطهٔ سنگین ۱۸۰ درجه مقابل نقطهٔ سبک می‌باشد- نقطهٔ سبک (Light spot) محلی است که وزنه به آن متصل کرده اید. موقعیت پیک آپ ارتعاشات از روی محل علامت رفرنس که برای تعیین محل نقطهٔ سبک بکار بردید تعیین میشود.



شکل ۶-۱۱- زاویه فلاش

بنابراین با فرض اینکه شما کار بالانس یک رتور را با موفقیت به اتمام رسانده اید، روش زیر را برای تعیین زاویهٔ فلاش برای رفرنس آینده بکار ببرید:

قدم اول : مکان زاویه‌ای علامت رفرنس را درهنگام کار ماشین ببینید.

قدم دوم: ماشین را خاموش کنید ورتور را با دست بگردانید تا علامت رفرنس در همان محل دیده شده در قدم اول قرارگیرد.

قدم سوم: محل نقطهٔ سنگین را، با پیدا کردن نقطهٔ مقابل محل نصب وزنهٔ بالانس که اخیراً نصب کردید، تعیین کنید.

قدم چهارم : زاویهٔ بین محل پیک آپ و نقطهٔ سنگین را با حرکت درجهت دوران شافت اندازه بگیرید.

این اندازه‌گیری را زاویهٔ فلاش برای سیستم مزبور می‌گویند.

حالا که شما ضریب ثابت وزنه و زاویهٔ فلاش برای یک رتور بالانس شده را حساب کردید می‌توانید از آنها برای بالانس همان رتور و یا رتورهای کاملاً مشابه درآینده استفاده کنید.

قدم اول:ماشین را راه اندازی و دامنه وزاویه فازارتعاشات را یاد داشت کنید.

قدم دوم:ماشین را متوقف و با دست رتور را بگردانید تا علامت رفرنس در همان مکانی که در حین کار دیده بودیدقرارگیرد.

قدم سوم:به اندازه زاویه فلاش از محل پیک آپ در جهت دوران شافت حرکت کنید. نقطه‌ای که بدین ترتیب مشخص میشود محل فعلی نقطه سنگین است.نقطه سبک (محل صحیح نصب وزنه جدید) ۱۸۰ درجه مقابل وزنه سنگین است.

قدم چهارم:ضریب وزنه را در میزان ارتعاشات ثبت شده در قدم اول ضرب کنید تا مقدار وزنه بالانس که باید در محل نقطه سبک نصب شود تعیین گردد.

دقت

دربالانس یک مرحله‌ای مهم است که از همان ابزاری استفاده شود که برای تعیین مقادیر اصلی ضریب وزنه و زاویه فلاش بکار گرفته شده بود.تغییر آنالایزر-بالانسر،پیک آپ،پارامترهای اندازه گیری، محل وجهت پیک آپ و سرعت بالانس جملگی میتوانند زاویه فلاش را تغییییر دهند.

بالانس دو صفحه‌ای

Two plane blancing

تمام مسائل بالانس با بالانس تک صفحه‌ای قابل حل نیستند.برای تعیین اینکه آیا بالانس تک صفحه‌ای مورد نیاز است یا دو صفحه‌ای یک راه آن است که ابتدا نسبت طول به قطر رتور را تعیین و سپس با استفاده از شکل ۶-۱۲تصمیم گیری کرد .

در این شکل میبینید که بالانس تک صفحه‌ای معمولا (ولی نه همیشه) با بودن دو شرط مناسب است : موقعی که نسبت طول به قطر(L/D) کمتر از 0.5 و سرعت RPM ۱۰۰۰ یا کمتر است و زمانیکه نسبت (L/D) بیشتر از ۰,۵ و سرعت RPM ۱۵۰ یا کمتر است بالانس دو صفحه‌ای معمولاً برای دوره‌های بیشتر از 1000RPM علی الرغم نسبت L/D مورد نیاز می‌باشد.

LD Ratio Exclusive of shaft	Balance correction		
	single plane	Two plane	Multiplane
Less than 0.5	0 0-1000 RPM*	Above 1000 RPM*	Not Applicable
More than 0.5 but less than 2	0-150 RPM*	150-2000RPM* or above 70%of 1st Critical	Above 2000 RPM* or above 70% of 1st Critical
More than 2	0-100 RPM* *RPM=Operating Speed	Above 100 RPM* to 70% of 1 st Critical	Above 70% of 1 st.

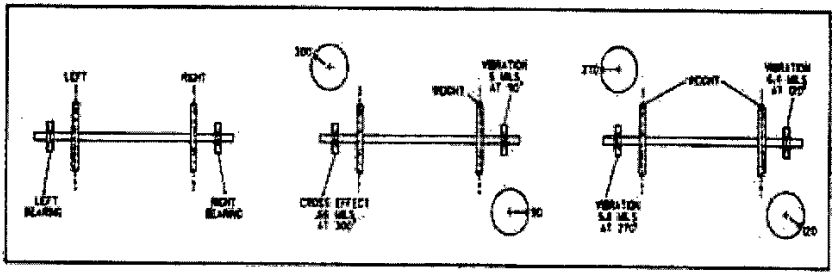
شکل ۶-۱۲ انتخاب تعداد صفحات بالانس بر پایهٔ نسبت طول به قطر رتور و دور آن

بالانس دو صفحه‌ای بسیار شبیه بالانس تک صفحه‌ای انجام می‌شود. اگر چه، بالانس دو صفحه‌ای به دلیل ضربدری Cross-effect و یا تداخل صفحه تصحیح Correction plane interference به دقت خاصی نیاز دارد. اثر ضربدری، هرگاه عدم تعادل در یک صفحه در یک طرف رتور عملاً به علت وجود عدم تعادل در طرف دیگر بوجود آید اتفاق می‌افتد.

شکل ۶-۱۳- مفهوم اثر ضربدری را نشان می‌دهد. اولین شکل، یک رتور کاملاً بالانس شده را نشان می‌دهد. عدم تعادلی در صفحه سمت راست رتور باعث ایجاد 0.66 mil عدم تعادل در زاویهٔ ۳۰۰ درجه در سمت چپ رتور می‌شود.

حالا فرض کنید که می‌خواهید صفحه چپ را بالانس کنید. با اضافه کردن وزنه به صفحه چپ میزان ارتعاشات در دو طرف بدتر می‌شود.

به علت اثر ضربدری، میزان عدم تعادل مشاهده شده در هر انتهای رتور بیانگر میزان واقعی عدم تعادل در صفحه بالانس مربوطه نمی‌باشد. بلکه، این میزان نتیجه عدم تعادل در صفحه مربوطه بعلاوهٔ اثر ضربدری صفحه مقابل است. در ابتدای شروع کار بالانس، شما هیچ راهی برای آگاهی از میزان عدم تعادل و زاویهٔ فاز ناشی از اثر ضربدری ندارید.



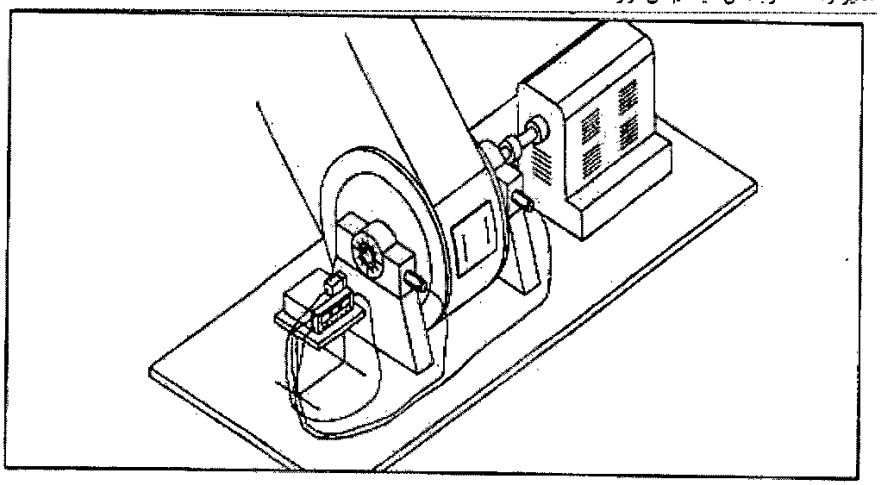
شکل ۶-۱۳- نمایش Cross-effect در دو صفحه بالانس

اگر بخاطر این اثر ضربدری نبود، بالانس دو صفحه‌ای در سه دور قابل اجراء بود. دراینصورت روش بالانس تک صفحه‌ای به طور مستقل همزمان به هر دو صفحه اعمال می‌شد. متأسفانه اثر ضربدری مانع از آن است که کار به این سادگی انجام شود.

روش برداری تک صفحه‌ای برای بالانس دو صفحه ای

Single –plane Vector Method for Two- plane Balancing

متداولترین روش بالانس دو صفحه‌ای، هر صفحه تصحیح را به عنوان یک مسئله تک صفحه‌ای محسوب کرده، و به تناوب هر صفحه را تا رسیدن به نتیجه مطلوب کلی بالانس می‌کند. شکل ۶-۱۴ یک شمای کلی ازیک سیستم برای بالانس دو صفحه‌ای را نشان می‌دهد.



شکل ۶-۱۴- نحوه برپایی ابزار کار برای بالانس دو صفحه ای

ذیلاً مراحل مختلف این روش بالانس معرفی می‌شود:

قدم اول: مقدار و زاویهٔ فاز ارتعاشات هر دو طرف را اندازه‌گیری کنید .

قدم دوم: با استفاده از روش برداری تک صفحه‌ای طرفی را که بیشترین ارتعاشات دارد را بالانس کنید. وزنه‌های تصحیح را روی صفحه نزدیک به این انتها اعمال کنید.

اگر چه شما یک انتها را بالانس کرده اید، ولی به احتمال زیاد متوجه خواهید شد که ارتعاشات در سمت دیگر افزایش یافته است. حالا باید این صفحه را بالانس کنید.

قدم سوم : دامنه وزاویه فاز ارتعاشات را در سمت بالانس نشده اندازه بگیرید.

قدم چهارم : با روش برداری تک صفحه‌ای با توجه به نتایج قدم سوم این صفحه را بالانس کنید.

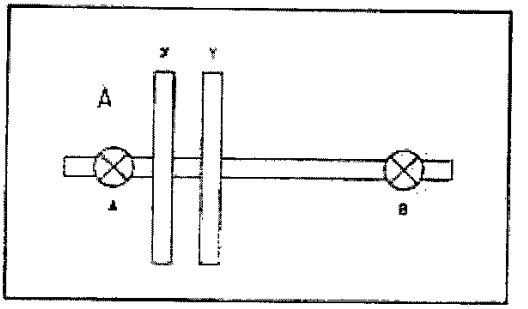
اگربه خاطر اثر ضربدری نبود رتور شما دراینجا کاملاً بالانس شده بود. ولی اندازه‌گیری ارتعاشات بیرینگ سمت اولین صفحه‌ای که بالانس گردید به احتمال زیاد نشان خواهد داد که صفحه یک بار

دیگرUnbalance شده است. ایده کلی آنست که قدم‌های ۱ تا ۴ آنقدر تکرار شوند تا نتیجه مطلوب کلی حاصل شود.

بسیار مهم است که دقت کنید که وزنه‌هایی را که درمراحل قبلی وصل کردید نبایستی تغییر دهید. هر بار که عمل بالانس را تکرار می‌کنید باید فرض کنید که با یک مسئله کاملاً جدید برخورد می‌کنید، وهر محاسبهٔ وزنی باید یک محاسبه جدید بدون توجه به وزنه‌های بکار گرفته شده در دوره‌های قبل باشد.

در برخی موارد اثر ضربدری چنان شدید است که انجام بالانس دو صفحه‌ای از طریق روش برداری تک صفحه‌ای بسیار مشکل می‌شود. دربعضی سیستمها عدم تعادل دریک صفحه اثر بیشتری روی بیرینگ طرف مقابل دارد تا بیرینگ نزدیک به خود آن صفحه. دراین صورت می‌گویند اثر ضربدری بیشتر از صد درصد است.

برای مثال، رتور شکل ۶-۱۵ اغلب اثر ضربدری بیشتر از ۱۰۰ درصد دارد. وقتی چنین حالتی وجود دارد یک راه حل جابجا کردن فرضی صفحات تصحیح است. صفحه X را با استفاده ازارتعاشات بیرینگ B بالانس کنید؛ سپس صفحه Y را بر پایهٔ ارتعاشات بیرینگ A بالانس کنید.



شکل ۶-۱۵- یک شکل روتور که در آن crosseffect بیش از ۱۰۰٪ است .

روش برداری دوصفحه‌ای

Two- Plane Vector Method

استفاده از روش برداری تک صفحه‌ای برای بالانس دو صفحه‌ای به دوره‌های آزمایشی زیادی تا رسیدن به نتیجه مطلوب نیاز دارد. این روش همیشه عملی نیست. مثلاً استاندارد استاپ کردن برخی از ماشین آلات به چند ساعت وحتی به یک روز وقت نیاز دارد. درمورد اینگونه ماشین آلات بسیار سودمند خواهد بود که بتوان تعداد دوره‌های بالانس را کاهش داد. روش برداری دو صفحه‌ای یک عملیات بالانس را در سه دور میسر می‌سازد:

قدم اول : میزان Unbalance را روی هر دو بیرینگ ثبت کنید.

قدم دوم: ماشین را خاموش و وزنهٔ آزمایشی به یکی از دو صفحه اضافه کنید.

قدم سوم: ماشین را روشن ومقادیر جدید ارتعاشات را روی هر دو بیرینگ یاد داشت کنید.

قدم چهارم : ماشین را خاموش کنید، وزنهٔ تعادل را برداشته و وزنهٔ تعادل جدیدی روی صفحه مقابل نصب کنید.

قدم پنجم : دو باره ماشین را روشن کرده ویکبار دیگر مقادیر ارتعاشات را روی هر دو بیرینگ طرفین رتور اندازه بگیرید.

قدم ششم : با استفاده از اطلاعات ثبت شده در قدم اول و دو دور آزمایشی یک سری تصاویر برداری رسم و محاسبات مربوطه را انجام دهید تابه میزان و جهت وزنهٔ تصحیح برای هر صفحه برسید.

این دیاگرامهای برداری و محاسبات مربوطه بسیار زیاد و وقت گیر خواهند بود. اگر اینکار را با دست انجام دهید حداقل ۴۵ دقیقه تا ۱ ساعت محاسبات بطول خواهد انجامید. یک ماشین حساب یا کامپیوتر شخصی می‌تواند زمان محاسبات و امکان خطا را به شدت کاهش دهد.

اجرای عملیات بالانس برداری دو صفحه‌ای خارج از ظـرفـیـت یک بالانس مَن معمولی می‌باشد. با وجود دستگاه‌های بالانس امروزی دیگر واقعاً نیازی به انجام اینگونه عملیات با دست نیست، زیرا علاوه بر وقت گیر بودن عملیات احتمال خطا درمحاسبات و دیاگرامهای برداری بسیار بالا می‌باشد.

مقایسهٔ رتورهای Rigid و Flexible

تعداد کمی از رتورها تنها از یک یا دو دیسک تشکیل شده‌اند معمولاً تعداد زیادی از دیسکها که به اشکال پیچیده‌ای روی هم سوار می‌شوند یک رتور کامل را تشکیل می‌دهند، این عملاً آگاهی ازاینکه عدم تعادل روی کدام یک از دیسک‌ها قرار دارد را غیر ممکن می‌کند. عدم تعادل روی هر صفحه یا صفحات در طول رتور ممکن است وجود داشته باشد و پیدا کردن محل دقیق آن بسیار مشکل ووقت گیر خواهد بود. بعلاوه، همواره انجام تصحیحات وزنی در راحت ترین صفحات که در دسترس‌اند میسر نمی‌باشد.

ولی هر وضعیت عدم تعادلی را میتوان با تصحیحات وزنی روی هر دو صفحه بالانس تصحیح کرد. اگر چه، این در صورتی است که رتور و شافت rigid بوده و در نتیجهٔ نیروهای Unbalance تغییر شکل نداده و یا خم نشوند.

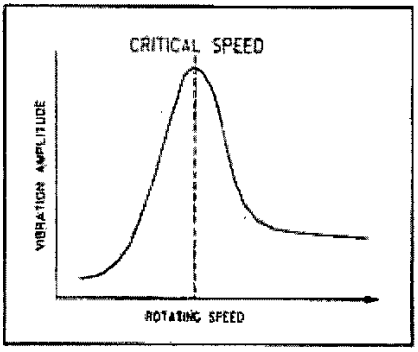
طبقه بندی رتورها از نظر rigid ویا flexible بودن بستگی به رابطهٔ بین دور و فرکانس طبیعی آنها دارد. همانطور که می‌دانید وقتی که فرکانس طبیعی قطعه‌ای از ماشین با دور برابر است ویا فرکانس محرک دیگری با آن برابرمی باشد حالت تشدید بوجود میاید سرعت رتور را وقتی با فرکانس طبیعی رتور برابر می‌شود سرعت بحرانی یا Critical می‌گویند.

موقعی که ماشین استارت می‌شود، اگر میزان ارتعـاشات آنرا با افزایش دور اندازه بگیریم منحنی مثل شکل ۶-۱۶- بدست می‌آوریم. ابتدا ارتعاشات به یک مقدار حداکثری رسیده سپس کاهش یافته و درحد تقریباً ثابتی باقی میماند. دوری را که درآن حداکثر ارتعاشات اتفاق می‌افتد جائی است که حالت تشدید وجود دارد وبه این دور، دور بحرانی می‌گویند.

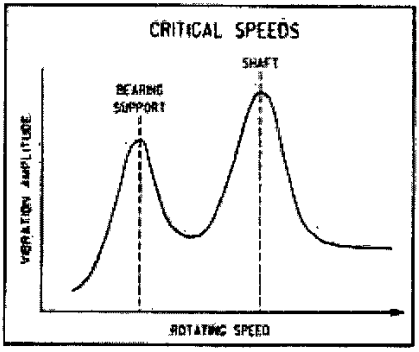
درعمل منحنی ارتعاشات نسبت به دور ممکن است چند پیک Peak مختلف نشان دهد، مثل شکل ۱۷-۶ .پیک‌های اضافی ممکن است ناشی از حالت تشدید بیرینگها و قطعات دیگر بوده و یا ممکن است شافت دورهای بحرانی بیشتر از یکی داشته باشد.

درهرصورت، موقعی که درمورد شافتهای Rigid و flexible صحبت می‌کنیم ما به دورهای بحرانی شافت و رتور اشاره خواهیم کرد ونه حالت تشدید قطعات دیگر، به عنوان یک قاعدهٔ کلی، رتورهائی که زیر ۷۰٪ سرعت بحرانی خود کار می‌کنند Rigid محسوب شده ووقتی در یک دور بالانس می‌شوند در هر دور دیگر زیر ۷۰٪ سرعت بحرانی هم بالانس خواهند بود.

رتورهائی که بالای ۷۰٪ سرعت بحرانی کار می‌کنند عملاً تحت نیروهای Unbalance خم شده و یا flex شده و در نتیجه آنها را رتورهای flexible می‌نامند.



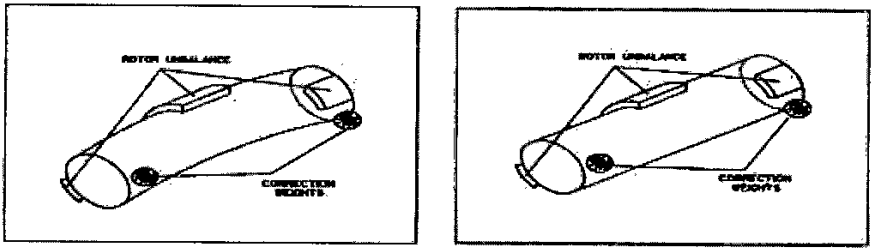
شکل۶- ۱۶-سرعت بحرانی روی منحنی دامنه نسبت به دور



شکل۶-۱۷- سرعتهای بحرانی شافت و بیرنگ

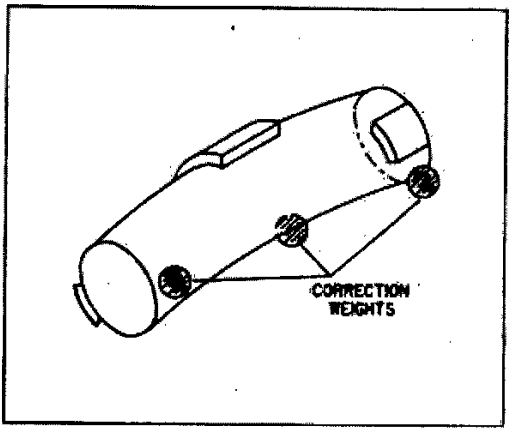
یک رتور flexible که در یک دور بالانس شده، ممکن است موقعیکه در دور دیگری کار می‌کند بالانس نباشد. برای نمایش این وضعیت رتور شکل A ۶-۱۸را درنظر بگیرید. عدم تعادل نشان داده شده از نوع دینامیک است. اگر این رتور ابتدا در دوری زیر ۷۰٪ سرعت بحرانی اش با نصب وزنه‌های تصحیح در دو صفحه انتهائی بالانس شده باشد، این وزنه‌های تصحیح اثر تمام منابع ایجاد عدم تعادل که در طول رتور توزیع شده‌اند را جبران خواهد کرد.

گرچه، اگرسرعت رتور به بالای ۷۰٪ سرعت بحرانی افزایش یابد، رتور در اثر نیروهای گریز ازمرکز ناشی از عدم تعادل واقع در مرکز رتور خم می‌شود، شکل B ۶-۱۸.

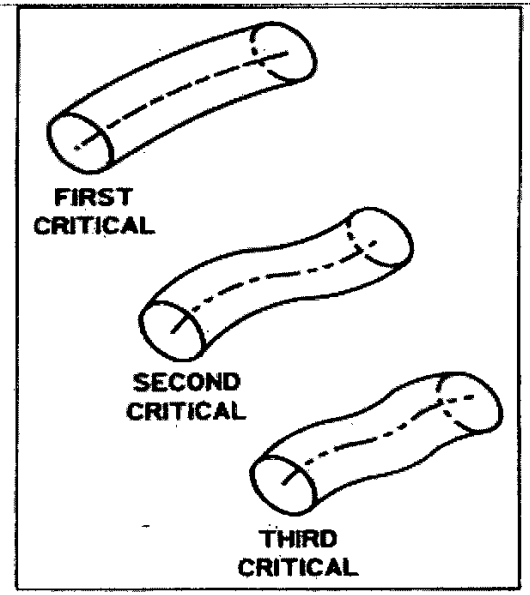


شکل ۶-۱۸-B,Aتغییر شکل روتور در دورهای بالای سرعت بحرانی

با خم شدن رتور، وزن رتور ازمرکز دوران دور شده و شرائط Unbalance جدیدی بوجود خواهد آمد. این عدم تعادل جدید می‌تواند با بالانس مجدد در صفحات دو انتها تصحیح شود، در این صورت رتور در دورهای پائین تر جائی که تغییر شکل رتور صورت نمی‌گرفت از بالانس خارج خواهد بود.



شکل ۶-۱۸-C بالانس سه صفحه‌ای روتور



شکل ۶-۱۹- سرعتهای بحرانی اول ،دوم و سوم

تنها راه حصول اطمینان از بالانس بودن رتور درتمام دورها، انجام تصحیح وزنی درخود صفحاتی است که Unbalance در آنها قرار دارد. بنابراین رتور flexible شکل B 6-18 به بالانس سه صفحه‌ای نیاز دارد.

رتور شکل B ۶-۱۸- درواقع ساده ترین نوع رتور Flexible می‌باشد. یک رتور می‌تواند بسته به دور و چگونگی توزیع وزن عدم تعادل در طول رتور به اشکال گوناگونی تغییر شکل دهد. برای مثال، شکل ۶-۱۹- اشکال مختلفی را که یک رتور می‌تواند در دورهای مختلف به خود بگیرد نشان می‌دهند. این دورها را سرعت‌های بحرانی اول، دوم و سوم می‌نامند که معمولاً روی ماشینهای دور بالا مثل پمپ و کمپرسورهای چند مرحله‌ای و همچنین توربین‌های گازی وبخار تجربه می‌شود. این گونه ماشین آلات ممکن است به بالانس درچندین صفحه مختلف نیاز داشته باشند تا بتوانند هم در دورهای پائین وهم بالا به آرامی کار کنند.

البته، تمام رتورهای Flexible به بالانس چند صفحه‌ای نیاز ندارند. نیاز به بالانس در بیش از دو صفحه را تنها دورعملیاتی و میزان اهمیت تغییر شکل رتور تعیین میکند. در این ارتباط رتورهای flexible به یکی از گروه‌های زیر تعلق می‌گیرند.

۱- اگررتور تنها در یک دور کار کرده و مقدار جزئی تغییر شکل باعث افزایش سایش و تضعیف کیفیت تولید ماشین نشود، در آن صورت بالانس کردن رتور در هر دو صفحه برای به حداقل رساندن ارتعاشات در بیرینگها ممکن است کافی باشد.

۲- اگررتور Flexible تنها در یک دور کار کند ولی به حداقل رساندن تغییر شکل رتور ناگزیر باشد، در آن صورت بالانس چند صفحه‌ای ممکن است نیاز باشد. برای مثال تغییر شکل بیش از حد غلطکهای طویل در ماشینهای کاغذی می‌تواند باعث تغییر ضخامت کاغذ و یا بریدن کاغذ درحین عبور از ماشین شود. بنابراین لازم خواهد بود که اینگونه غلطکها در بیش از دو صفحه بالانس شوند تا هم ارتعاشات روی بیرینگها به حداقل برسد وهم تغییر شکل غلطک اصلاح شود .

۳- اگرلازم باشد که رتور در دورهای مختلف آرام کار کند، جائیکه رتور در دورهای پائین rigid بوده ولی در دورهای بالاتر Flexible می‌شود، در آن صورت بالانس چند صفحه‌ای مورد نیاز خواهد بود، شکل ۶C-۱۸ را ببینید.

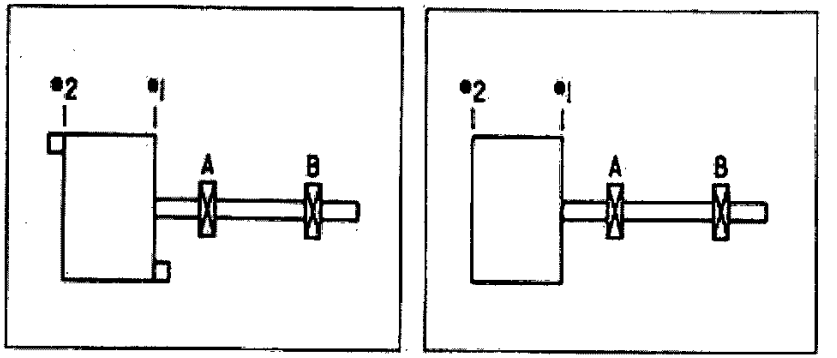
اکنون برای شما روشن شده است که سه نوع برنامه بالانس وجود دارد- تک صفحه‌ای (Single plane)، دو صفحه‌ای (Two plane) و چند صفحه‌ای. اگر چه، اکثر مسائل بالانسی که شما با آنها برخورد خواهید کرد آنهائی خواهند بود که دریک یا دو صفحه قابل اصلاح خواهند بود. ما نحوهٔ بالانس تک صفحه‌ای را در این فصل یاد گرفتیم و با نیازها و تکنیک‌های بالانس دو صفحه‌ای هم آشنا شدیم.

روشهای ویژه در بالانس کردن

مباحث قبلی درمورد بالانس و روشهای مختلف آن در اکثر موارد صادق است. اگرچه، درمورد برخی ماشین آلات به دلیل اشکال خاصی که دارند اجرای دستورالعمل‌های عمومی بالانس مشکل است. در این بخش راههای برخورد با پاره‌ای از مسائل خاص تشریح می‌شود.

بالانس کردن رتورهای یک سر آزاد Balancing Overhung Rotors

همانطور که در شکل۶-۲۰ نشان داده شده، صفحات بالانس برای یک رتور یک سر آزاد درخارج از بیرینگها قرار دارند. این شکل رتور که روی فن ها، blowerها و پمپ‌ها متداول است بالانس در یک صفحه را در یک زمان مشکل می‌کند.



B A

شکل ۶-۲۰- بالانس روتورهای یک سرآزاد

رتورهای یک سرآزاد عموماً دارای نسبت طول به قطر (L/D) کمتر از ۰/۵ هستند. این بدان معناست که بسیاری از مسائل اینگونه رتورها تنها با رفع عدم تعادل استاتیک می‌تواند حل شود. اگر چه، اثر ضربدری (Cross effect)، باعث مشکل شدن موضوع می‌شود.

توصیه می‌شود که شما کارتان را با بیرینگ و صفحه بالانسی که به آن نزدیک تر است شروع کنید. بیرینگ A و صفحه شماره ۱ در این قدم، اول بدلیل اثر ضربدری به احتمال زیاد باعث افزایش ارتعاشات روی بیرینگ B می‌شود. بنابراین ارتعاشات بیرینگ B را با نصب وزنه روی صفحه شماره ۲ بالانس کنید. تا اینجا، روش کار کاملاً مشابه یک برنامهٔ بالانس دو صفحه ایست.

بالانس کردن برای ارتعاشات روی بیرینگ B باعث بهم خوردن بالانس برای بیرینگ A می‌شود. بجای ادامهٔ کار بالانس با بالانس کردن متناوب دو صفحه، قدم بعدی حفظ بالانس استاتیک صفحه ۱ با

نصب وزنهٔ بالانس صفحهٔ ۲ درست در نقطهٔ مقابل آن روی صفحهٔ ۱ است. شکل B۲۰ -۶ را ببینید. این بالانس کوپله باید بیرینگ A و صفحه ۱ را به حالت بالانس برگرداند.

تمام کاری که باقی می‌ماند بالانس مجدد بیرینگ B، صفحهٔ ۲ است. روش برداری استاندارد تک صفحه‌ای را برای اینکار بکار ببرید. وقتی وزنهٔ بالانس را به صفحه ۲ اضافه می‌کنید همان وزنه را در نقطهٔ مقابل روی صفحه ۱ هم نصب کنید.

وضعیت بالانس را روی هر دو بیرینگ چک کنید و بسته به نیاز اصلاحات لازم را مطابق روش فوق اعمال نمائید.

دراین روش شما درحین انجام یک بالانس دو صفحه‌ای، بالانس استاتیکی سیستم را حفظ می‌کنید. عدم انجام بالانس استاتیکی، با جبران بالانس یک صفحه روی صفحه دیگر ولی ۱۸۰ درجه خارج از فاز، بالانس یک رتور Overhung را عملاً دریک مدت زمان معقول غیر ممکن می‌کند.

تغییر شعاع وزنه‌های بالانس

Changing the Radius of Balance weights

بعضی مواقع نصب دائمی یک وزنه بالانس در همان محل وزنهٔ آزمایشی مشکل یا غیر ممکن است. این مسئله در صورتیکه شما بتوانید وزنه را درهمان زاویه تعیین شده قرار دهیدمسئله مشکلی نیست. تغییر شعاع مادام که حاصلضرب آن در مقدار وزنه با حاصلضرب وزنه بالانس اصلی در شعاع اولیه یکی باشد بلامانع است.

فرض کنید که عملیات بالانس برای بالانس کردن قطعه ای، نصب دائمی وزنه بالانس ۲۴ گرمی را تعیین کرده است و شما این عملیات بالانس را با نصب وزنه آزمایشی به فاصله ۱۰ اینچ از مرکزرتور اجراء کرده اید. حاصلضرب این دو مقدار می‌شود۲۴۰ گرم اینچ. هر ترکیبی از وزن و فاصله که حاصلضربشان۲۴۰ باشد وضعیت بالانس را حفظ خواهد کرد. برای مثال اگر ببینید که در فاصله ۵ اینچی می‌توانید وزنه بالانس را نصب کنید در آن صورت باید وزنه ۴۸ گرمی بکار ببرید تا رتور بالانس بشود.

تقسیم وزنه‌های بالانس

Dividing Balance Correction Weights

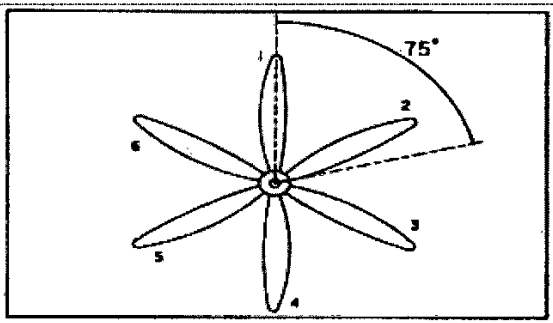
برخی از رتورها مکانهای محدودی برای نصب وزنه بالانس دارند. در نتیجه ممکن است نصب وزنه بالانس در زاویهٔ تعیین شده از برنامه بالانس مقدور نباشد. راه حل این مشکل آنست که دو وزنه در طرفین محل تعیین شده نصب شود، بگونه‌ای که اثر این دو وزنه در مجموع برابر با اثر وزنهٔ تعیین شده باشد.

فرض کنید شما می‌خواهید یک پروانه دارای ۶ پره را، مثل شکل 6-21 بالانس کنید. پره‌ها در فواصل ۶۰ درجه‌ای قرار گرفته اند، درنتیجه محلهایی که بتوان وزنه بالانس اضافه کرده محدود می‌باشد.

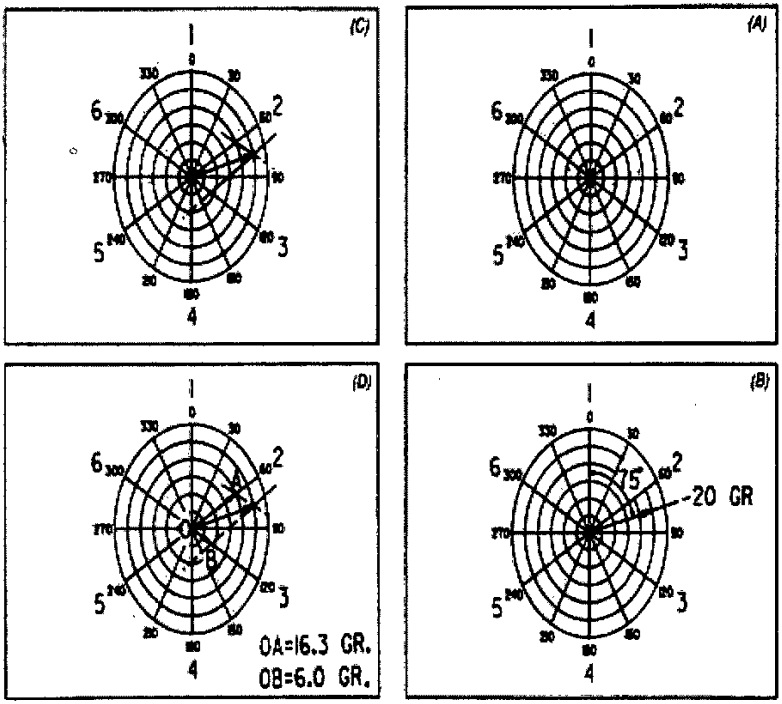
برای مثال بعد از آنکه شما وزنهٔ آزمایشی را روی پره ۱ نصب کردید، دیاگرام برداری از شما میخواهد که وزنه را ۷۵ درجه در جهت عقربه ساعت جابجا کرده ومقدار آنرا به ۲۰ گرم برسانید. همانطور که درشکل می‌بینید نصب وزنه در این محل ممکن نیست. اگر چه شما می‌توانید با تجزیه این وزنه روی پره‌های طرفین این مکان، پره‌ها ی ۲ و ۳، به همان نتیجهٔ بالانس برسید.

همانطور که در شکل ۶A-۲۲ نشان داده شده، روی کاغذ مدرج قطبی خطوط مستقیمی با فاصلهٔ ۶۰ درجه که نشاندهندهٔ موقعیت پره هاست بکشید. سپس بردار تصحیح بالانس را مثل شکل B بکشید، یعنی خطی با زاویهٔ75 درجه و طولی معادل ۲۰ گرم.

سپس یک متوازی الاضلاع که یک قطر آن بردار تصحیح و دو ضلع آن پره‌های ۲ و ۳ باشد رسم کنید. طول خط OA بیانگر میزان وزنه ایست که روی پره ۲ و طول OB معادل وزنه ایست که روی پره ۳ باید نصب شود. دراین مثال این وزنه‌ها به ترتیب 18.3 و 6.0 گرم می‌باشند. شکل ۶-۲۲ رابینید.



شکل ۶-۲۱ تقسیم وزنه‌های تصحیح بالانس روی یک فن



شکل ۶-۲۲ نحوه محاسبه وزنه‌های بالانس جدید در دو محل دلخواه

البته این روش با فرض آنست که شما وزنه‌ها را درهمان شعاع وزنه آزمایشی نصب می‌کنید. ضمناً مجموع این دو وزنه باید از مقدار وزنهٔ اصلی (که آنرا تقسیم کردید) بیشتر باشد.

ترکیب وزنه‌های بالانس

Combining Balancing Correction Weights

بعداز بکار بردن روش برداری برای trim کردن بالانس یک رتور (یعنی بالانس دقیقتر آن) ممکن است دریابید که دو ویا تعداد بیشتری وزنه در زوایای مختلف نصب کرده اید. این نتیجه تکرار بالانسهای trim است. بجای نصب دائمی یک یک این وزنه‌های تصحیح، راحت تر خواهد بود که بتوان آنها را ترکیب کرده و یک وزنه دائمی بجای آنها نصب نمود.

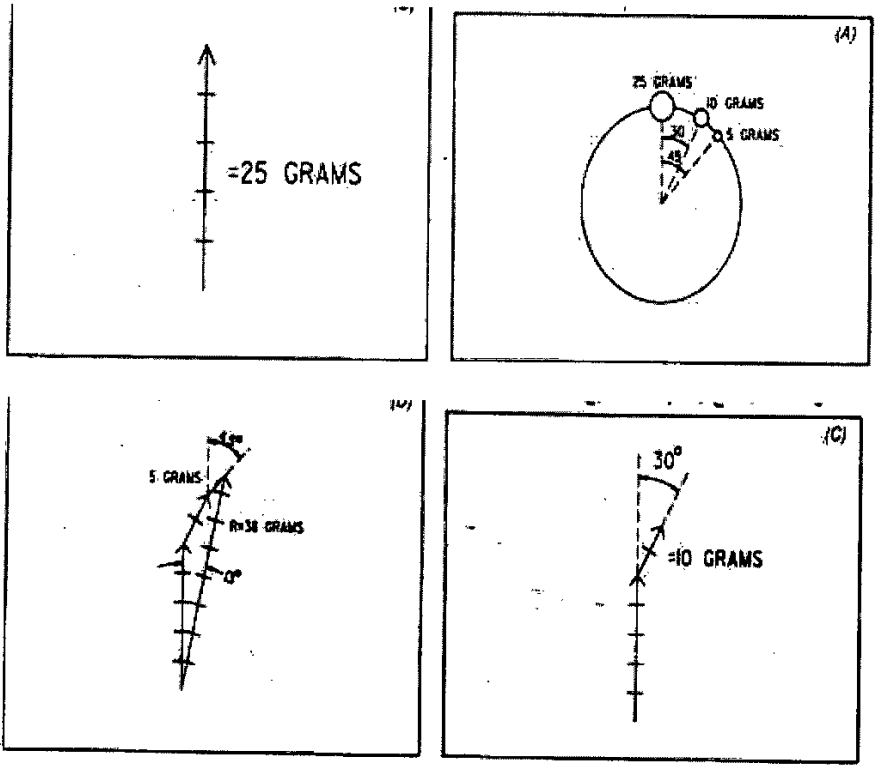
دیاگرام برداری یک چنین وضعیتی به شما امکان می‌دهد که هر تعداد وزنه بالانس روی یک صفحه را با هم ترکیب کنید و بجای آنها یک وزنه بکار ببرید.

روش عمومی آنست که بردارهای ناشی از هریک از وزنه‌ها را با هم جمع برداری کنید. هر بردار یک طول که معادل مقدار وزنه است ویک زاویه که موقعیت زاویه‌ای آنرا نسبت به یک مبدأ نشان می‌دهد دارد. بردارها را روی یک صفحه مدرج قطبی رسم کنید. طوریکه نقطه انتهای یک بردار نقطه ابتدای بردار بعدی باشد. موقعیکه همه بردارها را رسم کردید ابتدای اولین بردار را به انتهای آخرین بردار متصل کنید. طول بردار جدید برابر وزنهٔ معادل و زاویهٔ آن هم نشاندهنده محل نصب آن می‌باشد.

شکل ۶-۲۳ سه وزنه بالانس ۲۵، ۱۰ و ۵ گرمی را نشان می‌دهد. با تعیین موقعیت وزنهٔ۲۵ گرمی به عنوان رفرنس زاویهٔ صفر درجه، وزنهٔ ۱۰ گرمی در زاویهٔ ۳۰ و وزنهٔ ۵ گرمی در زاویهٔ ۴۵ قرار می‌گیرد.

اکنون روی کاغذ قطبی خطی معادل وزنهٔ ۲۵ گرم و زاویهٔ صفر رسم کنید. طول آنرا مثل شکل ۶B-۲۳ درجه بندی نمائید. سپس بردار ۱۰ گرمی را از انتهای آن با زاویهٔ ۳۰ درجه و بکار بردن همان مقیاس طولی رسم کنید. شکل ۶C-۲۳. و بالاخره بردار ۵ گرمی را هم از انتهای بردار قبلی با زاویهٔ ۴۵ درجه درجهت عقربهٔ ساعت رسم کنید، شکل ۶-۲۳ شکل ۶D-۲۳ سه بردار اصلی و منتجه آنها،

بردار R را نشان می‌دهد. طول R معادل وزن ۳۸ گرم و زاویهٔ آنهم ۱۳ درجه در جهت عقربهٔ ساعت است. این بدان معناست که شما می‌توانید بجای سه وزنه، یک وزنهٔ ۳۸ گرمی در محلی با زاویهٔ ۱۳ درجه نسبت به وزنهٔ ۲۵ گرمی نصب کنید.



شکل ۶-۲۳ جمع برداری چند وزنه تصحیح

ماشینهای بالانس

Balancing Machines

بالانس دینامیک میتواند یا درمحل و یا روی ماشین بالانس انجام شود.اگر چه بالانس در محل، در صورت امکان، ترجیح داده می‌شود، ولی روی برخی از ماشین آلات امکان بالانس درمحل موجود نیست. در این موارد ماشین را باید باز کرده ورتور آنرا برای بالانس روی ماشین، ارسال نمود. همچنین مواقعی که رتور ماشین به دلائل دیگر از ماشین خارج شده فرصت خوبی است که آنرا در صورت دسترسی به ماشین بالانس قبل از نصب مجدد بالانس هم کرد.

ماشین بالانس دستگاهی است که رتور روی آن نصب می‌شود وبا چرخاندن آن دستگاه میزان و محل Unbalance را تعیین می‌کند. ماشینهای بالانس را میتوان به ماشینهای بالانس تعمیراتی" و "ماشینهای بالانس تولیدی " تقسیم بندی کرد.

ماشینهای بالانس تعمیراتی

Maintenance Balancing Machines

ماشینهای بالانس تعمیراتی معمولاً برای نصب سریع وسرعت عمل بالانس بالا برای بالانس کردن انواع قطعات طراحی می‌شوند. در بالانس تعمیراتی، بیشتر وقت مورد نیاز برای بالانس کردن قطعات صرف کار تصحیح وزنه می‌شود. این درمواردی که کار تصحیح وزنه از طریق سوراخ کردن ویا grind کردن باید انجام شود غالباً ۸۰ تا ۹۰ درصد کل زمان بالانس را تشکیل می‌دهد. بنابراین، یک ماشین بالانس تعمیراتی باید به گونه‌ای طراحی شده باشد که کار اینگونه تصحیحات را درحد امکان تسهیل کند. زمان لازم برای set up کردن دستگاه بالانس میتواند توسط امکاناتی که در طراحی دستگاه در نظر گرفته شده کنترّل شود. ست آپ سریع ماشین بالانس در صورت وجود مشخصاتی چون موارد زیر میتواند میسر شود:

۱)تنظیم سریع فاصلهٔ بین بیرینگها

۲)توانائی پذیرش قطعات با ویا بدون بیرینگهای اصلی

۳)ظرفیت وزنی بالا

۴)سیستم گردانندهٔ تسمه ای

۵)کنترل سرعت متغیر

استفاده از تسمه برای گرداندن قطعه به set up کردن دستگاه برای بالانس سهولت بیشتری می‌بخشد .تسمه می‌تواند روی هر سطحی بدون ایجاد ارتعاشات بکار گرفته شود.

درمورد سیستم ابزار دقیق ماشین بالانس، ممکن است این سیستم از نوع پورتابل باشد بگونه‌ای که یک آنالایزر دربالانسر ارتعاشات باشد و درموقع لزوم می‌تواند به محل ماشین آلات برای بالانس یا آنالیز ارتعاشات هم برده شود.

سیستم‌های ابزار دقیقی موجود است که میزان و محل وزنهٔ تصحیح بالانس را دقیقاً ، روی یک، دو و یا سه صفحه بالانس فقط دریک دور بدون نیاز به وزنهٔ آزمایشی یا دور کالیبراسیون تعیین می‌کند. این امر زمان لازم برای بالانس قطعات را به شدت کاهش می‌دهد.

ماشینهای بالانس تولیدی

Production Balancing Machines

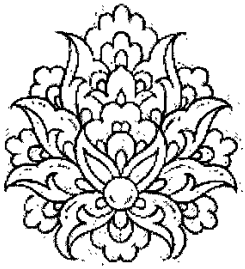
یکی از مهمترین مواردیکه درانتخاب ماشین‌های بالانس تولیدی باید درنظر داشت تعداد قطعاتی است که باید بالانس شود. اگر تولیدات چند نوع قطعات مختلف را در برگیرد در این صورت ماشین بالانس تعمیراتی با سیستم ابزار دقیق مناسب جوابگوی نیاز خواهد بود. و درموارد تولید انبوه یک قطعهٔ به خصوص باید از ماشین بالانس تولیدی استفاده کرد که مشخصاتی از قبیل موارد زیر باید داشته باشد:

۱) تصحیح وزن اتوماتیک

۲)تعویض اتوماتیک قطعات

۳)عملیات کامپیوتری با قرائت مستقیم Unbalance

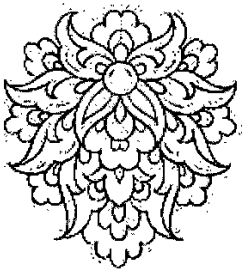
بعلاوه به مشخصاتی که باعث کاهش زمان گذاشتن و برداشتن قطعه می‌شود دقت کافی باید مبذول داشت.



فصل هفتم

چند نمونه از تجربه‌های موفق بالانس بر روی IDEها و توربین واحدهای ۲۰۰ مگاواتی

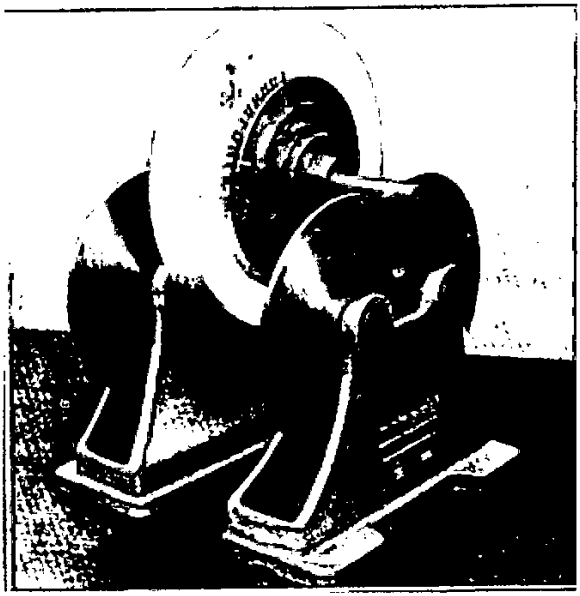
نیروگاه شهید منتظری اصفهان



با عیب‌یابی از طریق آنالیز ارتعاشات آشنا شدیم وکلیاتی راجع به بالانس گفتیم همانگونه که می‌دانید شیوه‌ای که به کمک آن توزیع جرمی روتور ارزیابی شده و چنانچه لازم باشد به گونه‌ای تنظیم شود که ارتعاشات ژورنالها و یا نیروهای وارد بر یاتاقانها در فرکانس منطبق بر سرعت کارکرد درمحدودهٔ مشخص قرار بگیرند عمل بالانس نامیده می‌شود به بیان دیگر نابالانسی و نامیزانی موقعی بوجود می‌آید که مرکز هندسی سیستم دوار با مرکز جرم این سیستم منطبق نباشد مجدداً یاد آوری می‌شود در رفع عیب از یک سیستم دوار، بالانس کردن معمولاً آخرین اقدا م می‌باشد قبل ازآن باید الایمنت و شیب روتور اصلاح شده باشد، یاتاقانها بازدید و کلرنسهای مجاز رعایت شده باشد واز لحاظ لقی ،عیوب الکتریکی،عدم وجود رسوبات و یا وزنه‌های سرگردان اطمینان حاصل کرد(درمورد فن‌هایی که یک حجم فضای خالی بین آنها هست) از عدم وجود هرگونه ترک و شکستگی مطمئن و آنگاه عملیات بالانس را شروع کرد.

قدم اول بالانس استاتیک ،معمولاً برروی سطوح لغزان و با چرخاندن قطعه بگونه‌ای اصلاح می‌شود که محورهای مرکز جرم نسبت به محور دوران منطبق شوند در این روش که پیش نیاز بالانس دینامیک است نامیزانی جرمی کلان با چرخاندن روتور و پروانه به حداقل می‌رسد وچنانچه به روتوری که کاملاً بالانس شده جرم نامیزانی بر صفحهٔ شعاعی مرکز جرمش افزوده شود، نامیزانی استاتیک پدیدار خواهد شد و جرم نامیزان باعث جابجائی موازی محورهای مرکزی جرم نسبت به محور دورانی، که به مثابه جابجائی مرکز جرم کل روتور می‌باشد، می‌گردد .

درمورد IDF بویلر نیروگاههایی که با کوره تحت خلاء کار می‌کند با دستگاهی مشابه شکل (۱-۷) پروانه فن‌ها که حدود ۲۵۸۵ میلمتر قطر و ۲ تن وزن دارند ابتدا قبل از مونتاژ بالانس استاتیک میشود که این کار باعث جلوگیری از هرگونه حادثه ناشی از اختلاف جرم زیاد در اولین استارت میشود و ضمناً عملیات بالانس دینامیک سریعتر به نتیجه خواهد رسید ضمن اینکه معمولاً برای تعداد استارت واستوپ‌های موتور تجهیزات محدودیت‌هایی وضع شده است.



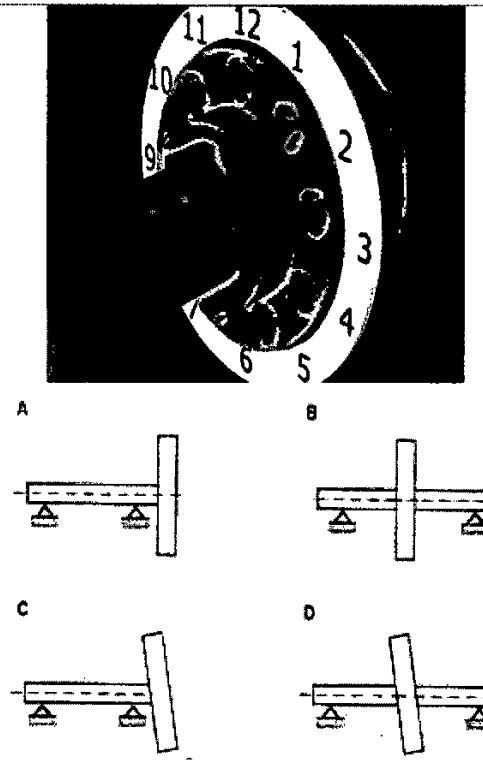
شکل ۱-۷-یک سیستم در حال بالانس استاتیک

بالانس دینامیک رویه‌ای است که در آن توزیع جرمی روتور جهت اطمینان از قرارگرفتن نامیزانی دینامیکی پس ماند بالانس استاتیک درحد مجاز تنظیم می‌شود.

بالانس دینامیک معمولاً متناسب با نیاز سیستم به روش بالانس در یک صفحه، بالانس در دو صفحه و بالانس در چند صفحه انجام می‌شود.

بالانس یک صفحه‌ای

بالانس یک صفحه‌ای جمیع مراحلی است که جهت تنظیم توزیع جرمی یک جسم دوار صلب جهت اطمینان از قرارگیری ،نامیزانی استاتیکی باقیمانده در محدودهٔ قابل قبول صورت می‌پذیرد بعنوان یک قاعده بالانس یک صفحه‌ای برای روتورهای دیسکی شکل کافی بوده به شرطی که مطابق شکل (۷-۲) دیسک موردنظر دقیقاً عمود بر محور شافت واقع شده و هرگونه ارتعاش ناشی از ساختار مربوطه و یا طرح مورد اجرا ناچیز باشد.



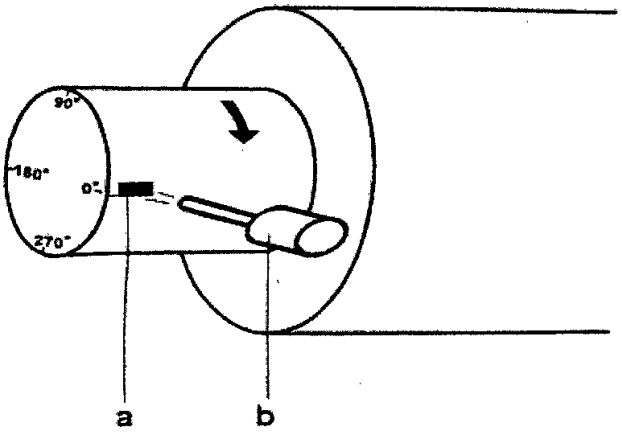
شکل ۷-۲- نمونه‌ای از دیسک‌ها که با بالانس در یک صفحه اصلاح می‌شوند و یک نمونه درجه بندی زاویه روی کوپلینگ

ابتدا انتخاب صفحهٔ تصحیح (Selecting the correction plane) روی تجهیزاتی که می‌خواهیم روی آن عمل بالانس را انجام دهیم صورت می‌گیرد حتی الامکان صفحهٔ تصحیح می‌بایستی بیشترین شعاع را در تجهیزات داشته باشد صفحهٔ تصحیح می‌بایستی به صورت قرار دادی از ۰ تا ۳۶۰ درجه علامت گذاری شود.

سپس انتخاب یاتاقانی که میخواهیم سنسورها را روی آن نصب نمائیم مطابق شکل یاتاقان موردنظر که بیشترین ویبره را در تجهیز دارد و قابلیت نصب سنسور روی آن باشد و ضمناً نزدیکترین

یاتاقان به صفحهٔ تصحیح می‌باشد انتخاب و سپس یک سنسور درجهت عمودی (vertical) وسنسور دیگر درجهت افقی (Horizontal) نصب می‌شود از د یدگاه نحوهٔ اتصال سنسورها انواع مختلفی دارند کهٔ سنسور مورد نظر از نوع مغناطیسی است.

قدم بعدی برای نصب دور سنج انتخاب یک نقطه مرجع به منظور مشخص کردن زاویه و سرعت مرجع (Establishing an angle & speed refrence) می‌باشد به این منظور از یک نوار شبرنگ یا چسب برق و یا فویل آلومینیومی و یا هر گونه علامتی که تمایز آشکاری مابین سطوح براق و مات پدید آورد به ضخامت ۵ میلیمتر که دقیقاً با صفر صفحه تصحیح مطابقت داشته باشد استفاده می‌گردد.



شکل ۷-۳ -نصب دورسنج و نحوه درجه بندی با توجه به جهت دور

اینکه سنسور در هر دور روتور تنها یک پالس را مخابره کند و پالس موردنظر بتواند به وضوح اپل تشخیص باشد بسیار مهم خواهد بود و این نکته بسیار مهم است که صفر روتور(محل شبرنگ) صفحه تصحیح می‌بایستی تا پایان عملیات بالانس ثابت بماند انتخاب سرعت بالانس (Selecting the balance speed) در مورد روتورهای با سرعت متغیر یا روتورهای آنها به طور پله‌ای تغییر می‌کند در هر کدام از سرعت‌ها میبایستی جداگانه بالانس

ماکزیمم بالانس گردد. برای مثال در بالانس فن‌های بویلر نیروگاهی ابتدا در دور اول (۷۵۰ RPM) بالانس و پس از اصلاح دور اول در دور دوم (۱۰۰۰RPM) بالانس خواهد شد.

پس از مدرج نمودن صفحه تصحیح و نصب سنسورهای ویبره و دور سنج و اتصال آنها به دستگاه اندازه‌گیری ویبره اقدام به استارت اولیه (Initial Run) نموده با ثابت شدن دور روتور و دامنهٔ ارتعاشات مقادیر ویبره و زاویه آنها را اندازه‌گیری ودر دستگاه ویبرومتر Save می‌کنیم.

IR: $\quad IR \left| \begin{array}{l} H\ (mm/s) \lfloor \theta \\ V\ (mm/s) \lfloor \theta \end{array} \right.$

سپس سیستم دوار را از مدار خارج و پس از رعایت کلیه موارد ایمنی مثل قطع برق تغذیه وغیره اقدام به نصب جرم آزمایشی در زاویه دلخواه میکنیم مقدار جرم آزمایشی متناسب با وزن مجموعهٔ روتور و تجهیزات گردندهٔ آن مثل پروانه و یا تیغه‌های نصب شده روی آن انتخاب می‌شود.

جرم آزمایشی اگر خیلی کوچک باشد تأثیری در زاویه و فاز ایجاد نخواهد کرد و اگر خیلی بزرگ انتخاب شود ممکن است باعث ایجاد مقادیر زیاد ارتعاش و رساندن آسیب جدی به تجهیز گردد.

بجز روشهای تجربی که جهت تعیین مقدار جرم آزمایش مورد توجه کارشناسان بالانس می‌باشد روشهایی هم وجود دارد که به صورت سرانگشتی از رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود(دقت کنید که این قاعده نیز تجربی و در مورد بالانس در یک صفحه تنها مورد استفاده قرار می‌گیرد و ثابت شده نیست)

$$m_{trial} = 30\frac{m_{rotor}}{r_{trial}}$$

m_{trial} جرم وزنه آزمایش برحسب گرم

m_{rotor} جرم جسم دوار گردنده برحسب کیلوگرم

r_{trial} موقعیت شعایی استقرار جرم آزمایشی برحسب میلیمتر

درمورد ماشین‌های با سرعت پایین اما سنگین جرم آزمایشی معمولاً بزرگتر در نظر گرفته میشود برای مثال اگر وزن روتور و پروانه IDF نیروگاه مجموعاً ۴۰۰۰ کیلوگرم باشد و شعاع نصب وزنه روی صفحه تصحیح ۹۰۰ میلیمتر باشد. مطابق فرمول وزنه آزمایشی می‌بایستی حدود ۱۳۳ گرم در نظر گرفته شود.

$$\text{جرم آزمایشی} = ۳۰ \frac{۴۰۰۰}{۹۰۰} \cong 133gr$$

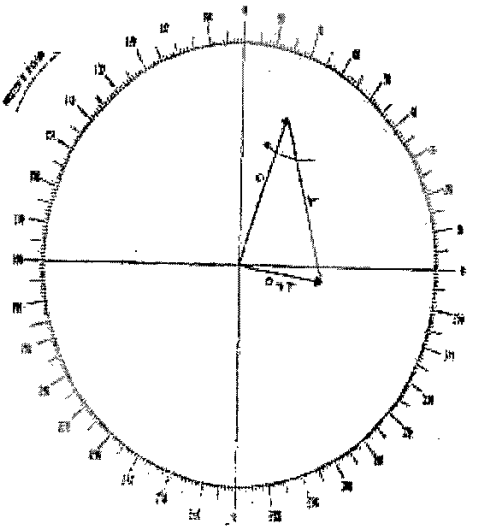
درمورد انتخاب زاویه آزمایشی گاهی می‌توان وزنهٔ آزمایشی را در بالاترین نقطه درحالی که روتور متوقف میگردد نصب نمود و یک راه تجربی دیگر اینکه اگر اصلاح عمودی باشد ۴۰ تا ۶۰ درجه به زاویه آنبالانسی اضافه می‌کنیم و اگر ا صلاح افقی باشد ۴۰ تا ۶۰ درجه از زاویه آنبالانسی کم میکنیم برای مثال اگر ویبرهٔ افقی بیشتر ازعمودی باشد و بخواهیم محاسبات را برحسب شرایط افقی مدیریت کنیم ومقدار اندازه‌گیری اولیه ۱۲۰° Vmm/s باشد وزنهٔ آزمایش را در ۶۰ درجه قرار می‌دهیم.

توجه داشته باشید به فرض اینکه درمورد زاویه آزمایشی اشتباهی رخ دهد خیلی در روند بالانس مشکل حادی پیش نمی‌آید چون حتی در صورتیکه با وزنهٔ آزمایشی مقدار ویبره بالاتر رود پس از محاسبه شرایط مطلوبی بدست خواهد آمد.

نصب وزنه آزمایشی متناسب با شرایط سیستم دوار به روشهای پیچی، جوشی، و درصورت نهایی شدن پس از محاسبات میتوان برای اصلاح نامیزانی و بالانس نهایی از سوراخ کاری و یا مته زدن روی صفحه تصحیح نیز استفاده نمود پس از نصب وزنه آزمایشی در زاویه دلخواه (آزمایشی) مجدداً تجهیز را دورمی دهیم و مطابق شرایطی که برای $I.R$ یا دیتا برداری اولیه داشتیم اندازه‌های جدید را ثبت و یا در ماشین $Save$ می‌کنیم.

مقادیربدست آمده شامل زاویه جدید ومقدار دامنه جدید که حاصل جمع جبری مقدار اولیه(o) و تأثیر وزنه آزمایش (O+t) می‌باشد.

می توان از ماشین مقدار زاویه و وزنه تصحیح را استعلام نمود وبرای اطمینان از جواب ماشین از روش برداری محاسبه نمائیم .مطابق شکل ۷-۴



شکل ۷-۴

برای تعیین زاویهٔ واقعی مقدار زاویه بین T و O را اندازه‌گیری نموده و درصورتیکه جهت گردش T روی O درجهت عقربه‌های ساعت باشد مقدار زاویه مذکور را از زاویه اولیه I.R کم کرده تا زاویه واقعی بدست آید.

ودرصورتیکه جهت گردش T روی O درخلاف عقربه‌های ساعت باشد مقدار زاویه مذکور را به زاویه اولیه I.R اضافه می‌کنیم تا زاویه واقعی محل نصب وزنه واقعی مشخص گردد.

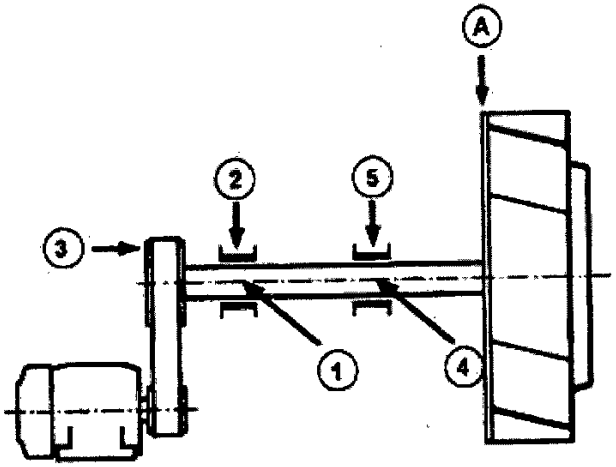
مقدار جرم واقعی به روش زیر محاسبه می‌گردد.

$$\text{جرم واقعی} = \text{جرم آزمایشی} \times \frac{\text{طول بردار O}}{\text{طول بردار T}}$$

پس از آنکه زاویه وجرم واقعی بدست آمد روی صفحه تصحیح عمل خواهد شد و وزنهٔ آزمایش را برداشته و جهت رویت اصلاحات، مجدداً سیستم دوار را استارت و با شرایط دور اولیه مقدار ویبره را اندازه‌گیری می‌نمائیم اگر مقدار بالانس مطابق جداول مربوط ۷-۵ درحد استاندارد بود عمل بالانس در

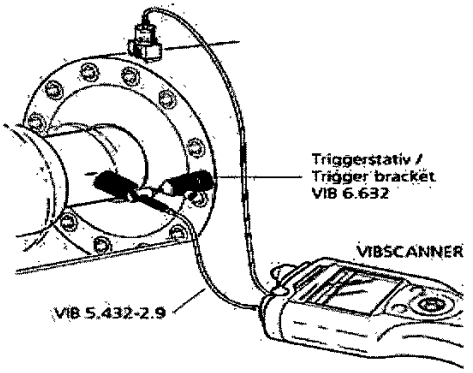
یک صفحه خاتمه می‌یابد ودر صورتیکه دامنهٔ ویبره بدست آمده را خواستیم باز هم کاهش دهیم این بار مقادیر I.R اولیه را همان I.R فرض کرده و جرم و زاویه واقعی را آزمایشی در نظر می‌گیریم وعملیات بالا را یکبار دیگر تکرار می‌کنیم با این کار نامیزانی پس ماند کاهش و به حداقل می‌رسد و میتوان دامنه و فاز ارتعاشات را اندازه‌گیری و با یک محاسبه دیگر بدست آورد که با چند درجه جابجائی و یا کاهش و افزایش جرم نتایج بالانس را میتوان بهبود بخشید فرآیند اصلاح یاد شده را می‌توان تا سرحد نیاز تکرار نمود گرچه عموماً یک یا حداکثر دو مرتبه تصحیح کفایت می‌کند.

لازم می‌دانم دو نمونه از بالانس در یک صفحه که به طور عملی بر روی IDF نیروگاهی با مشخصات زیر انجام گرفته است مورد مطالعه وبررسی قرار گیرد.



شکل ۷-۶ -یک نمونه سیستم یک سر درگیر

مثال ۱ : ابتدا با نصب برچسب شبرنگی بر روی شافت و مستقر کردن سیستم دور سنج روی یک محل ثابت که بصورت عددی ودر فاصله حدود ۳۰ سانتی متری از روی شافت مقدار دور در دقیقه را قرائت می‌کرد و اتصال دو عدد سنسور ویبره مغناطیسی بر روی یاتاقان شماره ۴ فن مطابق شکل (۷-۷)



شکل ۷-۷ نحوه اتصال سنسور مغناطیسی ویبره در دورسنج نوری

و اتصال سنسور دور و ویبره به دستگاه Easy viber دامنه و فاز ارتعاشات موجود در دور اول (۷۵۰RPM) اندازه‌گیری شد و مقادیر زیر بدست آمد

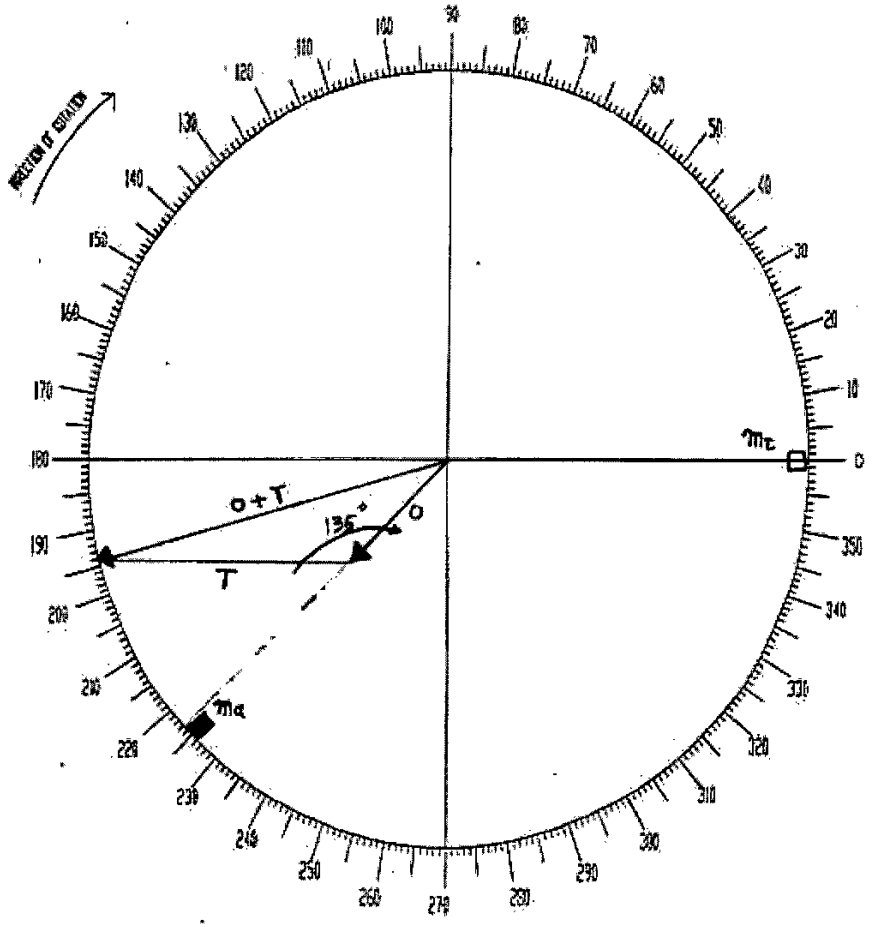
I.R

	V	0.7 mm/s	34°
750RPM			
(I)	H	3 mm/s	223°

اعمال وزنه آزمایشی ۳۵۰ گرمی در زاویه O^O

T.R

	3/1	20°
I		
	7/9	194°


DIRECTION OF ROTATION
mr
o+T
135°
o
T
ma

محاسبه و رسم مطابق شکل (۷-۸)

3 ⌊223° 350gr ⌊0°

7.9 ⌊194°

$350\frac{3}{5.5} = 190gr$

360°-135°=225°

اصلاح دور اول با اعمال ۱۹۰ گرم در زاویه °۲۲۵ انجام شد ونتایج زیر بدست آمد

I | 0.5 ⌊263°
  | 0.4 ⌊167°

که نتایج خیلی خوبی بود و سپس فن را به دور دوم (۱۰۰۰ RPM) برده و نتایج زیر بدست آمد

I.R.2

۱۰۰۰rpm (II) | V 2.2 ⌊227°
                | H 4.4 ⌊324°

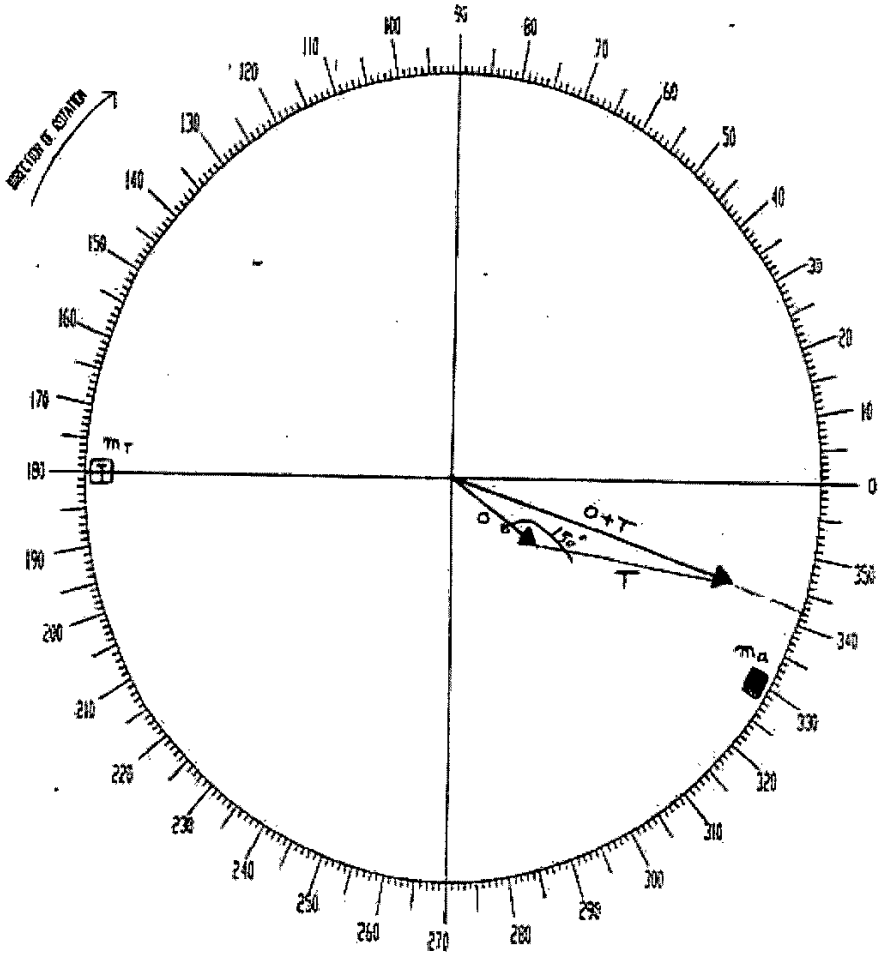
برروی صفحه تصحیح مربوط به دور دوم (شعاع صفحه تصحیح دور دوم کمتر از صفحه تصحیح دور اول است)

وزنه آزمایشی ۲۳۰ گرم در زاویه ۱۸۰ درجه نصب نموده و اعداد را اندازگیری کردیم

I | 1.2 ⌊225
  | 1.9 ⌊3°

II | 7 ⌊245
   | 12.7 ⌊342

پس از محاسبه و رسم مطابق شکل ۷-۹



شکل ۷-۹

مقادیر T و o و o+T به دلیل بزرگ بودن طول بردارها نصف فرض می‌شوند.

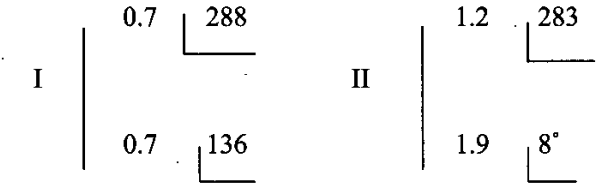
$4.4\overline{|324}$

$12.7\overline{|342}$

$$230\times\frac{2.2}{4.4}=115\text{gr}$$

$$180+150=330^{\circ}$$

با این محاسبه مقدار ۱۱۷ گرم در زاویه ۳۳۰ درجه نصب می‌گردد. ووزنه آزمایشی برداشته واعداد نهایی اندازه‌گیری می‌شود



بالانس در دو صفحه

رویه‌ای که در آن توزیع جرمی روتور صلب جهت اطمینان از قرار داشتن مقدار نامیزانی دینامیکی پس ماند، از محدودهٔ معین با استفاده از شیوه‌ها ی مربوطه در دو صفحه مجزا از یک سیستم دوار انجام می‌شود بالانس در دو صفحه نامیده می‌شود.

بعنوان یک قانون، بالانس دو صفحه‌ای درمورد روتورهای بلند صلب (long huped) ودیسک شکل که تلرانسهای بالانس مربوطه را نمی‌توان با انجام فرآیند بالانس تک صفحه‌ای بدست آورد، لازم و ضروری می‌باشد.

بالانس در دوصفحه در واقع بسط شیوه‌های ذکر شده در بالانس تک صفحه‌ای بوده وروش عمل و توصیه‌های مربوطه جهت اندازه‌گیری و تصحیح فرآیند مشابه می‌باشند قبل از بالانس دو صفحه‌ای نکات ذیل باید مورد توجه قرار گیرد.

۱-انتخاب صفحه ی بالانس

دربالانس دینامیکی دو صفحه ای، تصحیح نامیزانی بایستی در دو صفحه شعاعی روتور صورت پذیرد و ترجیحاً صفحات انتقالی مجزا از یکدیگر در نظر گرفته شوند بعنوان نمونه صفحات انتهایی روتورها (End-Planes) بعنوان صفحات تصحیح توصیه می‌شود میتوان نامیزانی دینامیکی را بگونه‌ای تقسیم نمود که بخش استاتیک آن در صفحه مرکز جرم ونامیزانی جفت آن در هر دو صفحه شعاعی دیگر تصحیح شود.

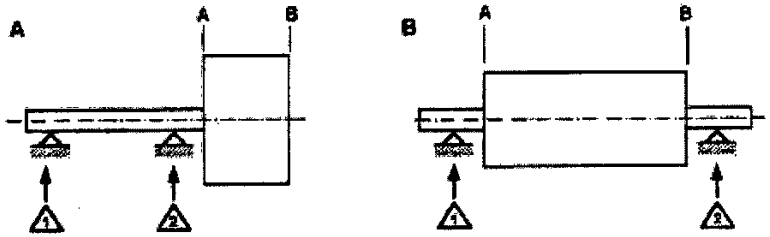
۲-انتخاب صفحات و جهت اندازه‌گیری

ارتعاشات نامیزانی را می‌توان با استفاده از سنسورهای ارتعاش یاتاقانها و یا سنسورهای ارتعاشات شفت که با سطح دوار تماس ندارند اندازه‌گیری نمود.

بالانس دو صفحه‌ای به دو صفحه اندازه‌گیری نیاز دارد. چنانچه امکان پذیر باشد صفحات مجاور یاتاقان‌ها برای این منظور در نظر گرفته می‌شوند.

جهت شعاعی که در آن بیشتر ارتعاشات رخ می‌دهد بایستی بعنوان جهت اندازه‌گیری در نظر گرفته شود. معمولاً این جهت را افقی انتخاب می‌کنند.

بکارگیری سنسورهای ارتعاشی، تعیین سرعت و زاویه مرجع و انتخاب سرعت بالانس و جرم آزمایش و تصحیح مطابق همان روشهایی که برای بالانس در یک صفحه عنوان شد درمورد بالانس در دو صفحه نیز معتبر خواهد بود.



شکل ۷-۱۰

برای بالانس دوصفحه نیزابتدا اندازه‌گیری نامیزانی اولیه انجام می‌شودو اعداد ثبت و یا به حافظهEasy viber سپرده می‌شود برای مثال یک نمونه بالانس در دو صفحه ی آزمایشگاهی

I.R

A صفحه اول	9.52	mm/s	11°
B صفحه دوم	8.10	mm/s	310°

سپس سیستم دوار را خاموش ووزنه آزمایشی صفحه اول را به میزان ۵۰ گرم در ۸ درجه نصب کردیم و سیستم را راه اندازی تا به شرایط اولیه برسیم و مجدداً اندازه‌گیری نمودیم .

T.R.I

A صفحه اول	8.30	mm/s	108°
B صفحه دوم	6.50	mm/s	225

سپس وزنه آزمایشی صفحه اول را برداشته و آنگاه همان وزنه را به صفحه دوم نصب کرده و اندازه‌گیری نمودیم. (می‌توان وزنه غیر از وزنه استفاده شده در صفحه اول نیز استفاده کرد)

T.R.2

50gr | 8°

A صفحه اول 9.85 mm/s 23°

B صفحه دوم 7.90 mm/s 265°

سپس دستگاه را خاموش و جرم آزمایش صفحهٔ دوم را نیز برداشته و محاسبات را شروع و ضمناً از دستگاه اجرام تصحیح مورد نیاز را استعلام می‌کنیم.

مانند بالانس تک صفحه‌ای مقادیر اندازه‌گیری شده را میتوان با استفاده از روشهای محاسبه گرافیکی در بالانس دو صفحه نیز بکار گرفت که البته نیاز به تجربه فراوان و دقت عمل فوق العاده دارد به همین دلیل روش گرافیکی جای خود را به محاسبه اجرام تصحیح به شیوه‌های رایانه‌ای داده که در بیشتر صنایع استفاده میشود جواب نهایی بالانس دو صفحه با استفاده از ماشین به شکل زیر گرفته شد

Plan A : 45.73 gr | 23°

Plan B : 79.71 gr | 234°

پس از نصب وزنه‌های تصحیح که توسط رایانه ی ماشین بالانس اعلام گردید مجدداً سیستم راه اندازی و مقادیر نهایی زیر بدست آمد.

Plan A: 0.75 mm/s | 235°

PlanB: 0.92 mm/s | 135

مثال ۲ برای بالانس در دو صفحه

یک تجربهٔ واقعی در نیروگاه شهید منتظری اصفهان مربوط به توربوژنراتور ۲۰۰ مگاواتی می‌باشد که جهت اصلاح آن اقدام به بالانس در دو صفحه کردیم

صفحات Returning ring هرکدام با ۴۰ جای پیچ در دو طرف ژنراتور یکی در نزدیکی یاتاقان ۷ و دیگری مجاور یاتاقان ۶ بعنوان صفحات تصحیح درنظر گرفته شد که هرکدام از محل‌های وزنه گذاری نسبت به هم ۹ درجه فاصله دارند.

(۴۰:۳۶۰=۹)

با استفاده از یک شبرنگ به عرض ۵ میلیمتر ،صفر توربین تعریف شده و دورسنج لیزری در فاصله حدود ۳۰ سانتی متری عمود بر شافت نصب گردیده دستگاه مورد استفاده (Easy Viber) علاوه بر پورت ورودی دور به دو عدد پورت ورودی سیگنال ارتعاش مجهز می‌باشد با توجه به مقادیر ویبره و نیاز به دو صفحه بر روی یاتاقانها ی۶ و ۷ هر دو سنسورهای مغناطیسی درجهت vertical نصب گردیده و مقادیر را اندازه‌گیری نمودیم.

I.R

V6=	9.75	mm/s	16/4°
V7=	5.48	mm/s	182.6°

وزنه آزمایشی اول را روی صفحه یک قرار دادیم

MT1

580	gr	5°

وسپس توربو ژنراتور را دور داده و در (۳۰۰۰ RPM) دور نامی مقادیر ویبره را اندازه‌گیری کردیم.

T.R.1

V6=	8.58	mm/s	21°
V7=	3.99	mm/s	190°

وزنه کوچک بوده و تأثیر خوبی نداشت بنابراین با وزنه آزمایشی بزرگتر تکرار شد

MT^1_1

2900 gr | 25°

MT1.R1.

V_6= 14. 7 | 130.7°

V7= 6.23gr | 323°

وزنه آزمایش صفحه اول برداشته شد و وزنه آزمایش صفحه دوم نصب گردید

840gr | 5°

توربین را دور داده

TR2

V6= | 18.21mm/s | 37.4°

V7= | 6.25mm/s | 218.4°

سپس از ماشین استعلام گرفته و جواب نهایی به شکل زیر دریافت شد

ma_1= 1963 gr | 48°

Ma_2= 459 gr | 272°

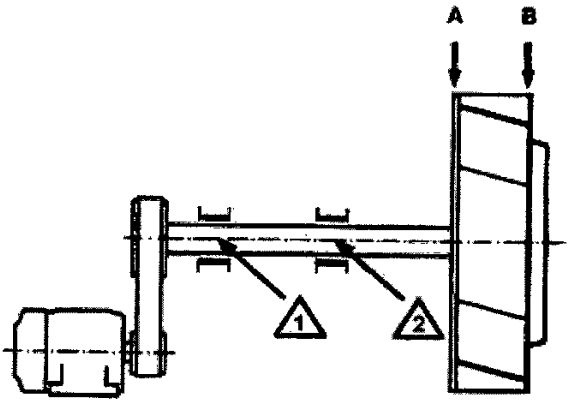
پس از انجام اصلاحات با توجه به محدودیت‌هایی که روی Returning ring داشتیم به دلیل فواصل ۹ درجه‌ای پیچ‌ها با یکدیگر، وزنه ی ۱۹۶۳ گرمی را روی پیچ شماره ۵ قرار داده (یعنی زاویه

۴۵ به جای ۴۸ درجه) و وزنه ۴۵۹ گرمی را روی پیچ شماره ۳۰ قرار داده و مجدداً توربوژنراتور دور داده شد ونتایج زیر به دست آمد

Fin	V6=	2,71mm/s	210.5°
	V7=	2.97mm/s	44.7°

بالانس شبه دو صفحه ای

مطابق شکل اگر شرایطی داشته باشیم که برای روتور فن دو صفحه تصحیحA و B و دو یاتاقان اندازه‌گیر ۱ و۲ درنظر بگیریم



شکل۷-۱۱-یک نمونه تجهیز که میتوان به روش شبه دو صفحه بالانس نمود

ارتعاشات نامیزانی اولیه در هر دو یاتاقان اندازه‌گیری شده، وزنه‌های آزمایشی تک تک به صفحات تصحیح چسبانده میشوند و مقادیر اجرام تصحیح کننده توسط دستگاه بالانس محاسبه می‌شوند تمام قوانین مانند بالانس در دو صفحه می‌باشد.

بالانس چند صفحه‌ای

بالانس چند صفحه‌ای روشی از تصحیح نامیزانی است چنانچه تصحیح در بیش از دو صفحه مورد احتیاج باشد انجام می‌گردد بالانس چند صفحه‌ای در صورتی لازم می‌شود که

-مجموعه‌ای از روتورهای صلب که هریک دو یاطاقان داشته باشند یا

-رتورهای قابل انعطاف، مخصوصاً روتورهای دارای شفت الاستیک نیاز به بالانس داشته باشند.

ازآنجا که موارد فوق درعمل و درهنگام بالانس درمحل خیلی بندرت اتفاق خواهند افتاد در این کتاب اشاره‌ای به آن نشده است.

موفق باشید

منابع

۱-جزوات درسی پژوهشگاه نیرو، تدریس شده در نیروگاه اصفهان

۲-دوره‌های آموزشی شرکت مهندسی استاک: بابت خرید دستگاه easy viber

۳-جزوات مربوط به شرکت در دوره کاربرد ارتعاشات در پایش وضعیت و عیب‌یابی ماشین‌های دوار در شهرک علمی تحقیقاتی دانشگاه صنعتی اصفهان

۴-دستادوردهای علمی و فنی در طول سالهای خدمت در صنایع نیروگاهی

۵-the practical vibration primer by: Charles Jackson

مهندس ناصر درویشی در سال ۱۳۳۹ در اصفهان به دنیا آمد پس از اخذ دیپلم از دبیرستان نمونه اصفهان و فوق دیپلم نقشه کشی صنعتی در رشته مهندسی مکانیک حرارت و سیالات ادامه تحصیل داد. کار رسمی خود را در صنعت از سال ۶۳ شروع کردو در طول خدمت ،در نیروگاه های اصفهان، بیستون و شهید محمد منتظری در پست های تعمیرات و دفتر فنی خدمت کرد. آخرین مسئولیت وی مدیر امور مکانیک نیروگاه ۱۶۰۰ مگاواتی شهید محمد منتظری می باشد. ایشان در حاشیه کار نیروگاهی به عنوان عضو هیئت تحریریه مجله پیام تولید برق ایران با انجمن صنفی نیروگاه های ایران (اصنا) همکاری دارد و دبیر کمیته علمی همایش های اصنا و یکی از داورهای مقالات است.
او همکار پروژهای تحقیقاتی :

***تحلیل حرارتی و آئرودینامیکی جریان احتراق در بویلر نیروگاه شهید محمد منتظری.**
*** مقایسه فنی اقتصادی و زیست محیطی در بهره برداری از سیکل آب و بخار نیروگاه به روشهای قلیائی و نیمه قلیائی و خنثی.**
*** ارائه راهکارهای رسوب زدایی لوله های سوپر هیتر کنوکتیو نیروگاه .**
*** نظارت بر ساخت پروانه های IDF بویلر نیروگاه های تحت خلاء.**
*** طراحی، نظارت و اجرای سیستم مه پاش برج خنک کن واحد ۲ نیروگاه شهید محمد منتظری بوده است و سابقه تدریس در زمینه های پمپ، فن و کمپرسور و همچنین سیکل آب و بخار دردوره های بهره برداری نیروگاه بخاری را درپرونده خود دارد.**

شابک: ۲-۹۶-۵۸۱۶-۹۶۴-۹۷۸
ISBN: 978-5816-96-2

انتشارات مکعب
۱۰۰۰۰۰ ریال