

آنالیز جانبی و پیچشی روتور

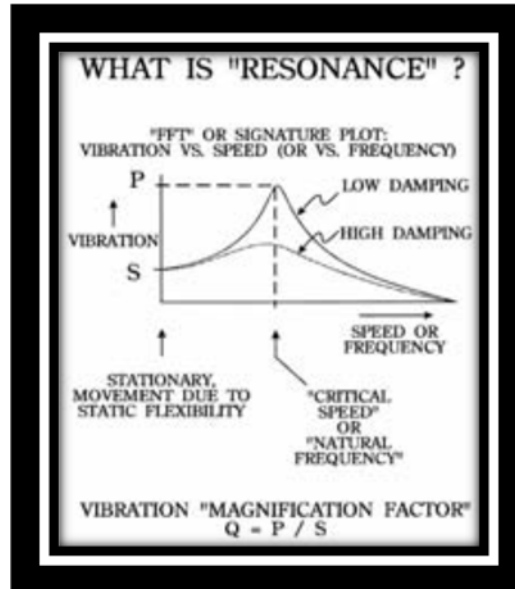


Lateral and Torsional Analysis of Rotor

۱. مقدمه

تمامی خستگی و سایش رینگ‌های سایشی در اجزای پمپ‌ها به طور معمول ناشی از ارتعاشات بیش از اندازه روتور می‌باشد که در نتیجه بالانس نبودن روتور، وجود یک عدم هم‌راستایی شدید بین روتور و پمپ، نیروی هیدرولیکی بیش از اندازه ناشی از بازچرخش در مکش و یا نوسانات فشاری گذر از پره و یا حرکات تقویت شده در اثر رزونانس فرکانس طبیعی است. بازرسی اجزاء معمولاً نشانه‌هایی از منبع ارتعاش و نیز راه‌هایی جهت از بین بردن آن ارائه می‌دهد.

هنگام عملکرد سیستم، نقض محدوده مجاز ارتعاشات، عملی بسیار معمول به شمار می‌رود. مخصوصاً در سیستم‌های با سرعت متغییر که شانس بیشتری وجود دارد که فرکانس نیروی تحریک با فرکانس طبیعی سیستم برابر شود. این حادثه، رزونانس نامیده می‌شود. در حل مشکل ارتعاشات، پیشنهاد می‌شود که ابتدا علت عدم تعادل پیدا شده، سپس عدم هم‌راستایی، پس از آن رزونانس فرکانس طبیعی و در پایان جهت شناخت سیستم، گراف‌هایی بر اساس ارتعاشات مخصوص بر حسب فرکانس یا ارتعاشات بر اساس زمان نوسانات رسم شود. در شکل زیر پدیده رزونانس نشان داده شده است:



شکل ۱- رزونانس فرکانس طبیعی

فرکانس طبیعی مفهوم بسیار مهمی می‌باشد. این مفهوم تعداد سیکل‌هایی در دقیقه می‌باشد که روتور در آن بدون وجود هیچ تداخل خارجی به ارتعاش در می‌آید. روتور و محفظه پمپ فرکانس طبیعی‌های بسیاری دارند که ممکن است تعدادی از آنها به

محدوده سرعت عملکردی پمپ نزدیک یا در محدوده سرعت عملکردی باشند که از همین رو سبب ایجاد رزنانس می‌شوند. الگوی ارتعاشاتی که با یکی شدن فرکانس طبیعی با سرعت رانش یا فرکانس نیروی قوی دیگری ایجاد می‌شود شکل مود نام دارد. هر فرکانس طبیعی دارای یک شکل مود مخصوص به خود می‌باشد که جایی که این شکل مودها حرکت می‌کنند، بدترین نقطه جهت اعمال نیروی محرک و بهترین نقطه جهت نصب بست‌ها و جرم‌های اضافی می‌باشد.

در رزنانس، انرژی ارتعاشی از ضربه قبلی نیرو، دقیقا یک سیکل کامل را با حادث شدن ضربه دوم طی می‌کند. ارتعاشات در سیکل بعدی شامل حرکتی بالاتر از نقطه قبلی خواهد بود. حرکات ارتعاشی به همین روش همچنان تقویت می‌شوند تا یک حرکت بزرگ تمامی انرژی به وجود آمده از این راه را مصرف کند. متاسفانه حرکت در این نقطه معمولا بسیار زیاد می‌باشد و معمولا به یاتاقان‌ها، آب‌بندها و فواصل حرکتی داخلی آسیب وارد می‌کند.

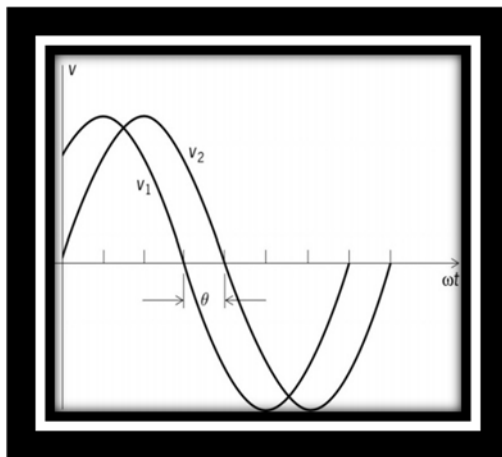
بنابراین بسیار مطلوب است که فرکانس طبیعی روتور و محفظه یاتاقان‌ها، به خوبی از فرکانس‌هایی که این نیروها را به وجود می‌آورند، جدا شوند. این نیروها تمایل دارند که ۱ برابر سرعت عملکرد (عدم تعادل معمول)، ۲ برابر سرعت عملکرد (عدم هم‌راستایی معمول) یا به تعداد پروانه‌ها ضرب در سرعت عملکرد باشند.

در عمل، تقویت ارتعاشات با توجه به رزنانس، معمولا به صورت فاکتوری از ۲ تا ۲۵ برابر بالاتر از نیروی محرک اولیه می‌باشد. میزان Q (ضریب بزرگ‌نمایی ارتعاش) به میزان جذب انرژی با نام استهلاک که بین ضربات اتفاق می‌افتد بستگی دارد. در پمپ‌ها معمولا این موضوع توسط یاتاقان‌ها و سیال حبس شده بین روتور و استاتور در آب‌بندهای حفره‌ای ایجاد می‌شود. اگر استهلاک (دمپینگ) در نقطه‌ای اعمال شود که به سختی به تواند حرکت نوسانی را متوقف کند، این حالت را دمپینگ بحرانی می‌نامند. یک راه تحمل رزنانس (البته برای مدت زمان بسیار کوتاه) بالا بردن نسبت دمپینگ به وسیله کاهش فواصل آب‌بندهای حفره‌ای یا استفاده از یاتاقانی که به صورت ذاتی دارای خواص جذب انرژی بالاتری باشد، می‌باشد.

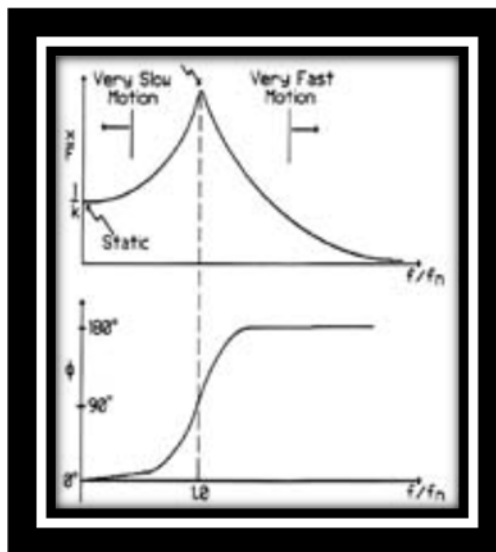
این موضوع می‌تواند Q را به نقطه‌ای که سبب خرابی‌های سایشی یا دیگر ارتعاشات وابسته شود، جابه‌جا کند. به همین سبب استاندارد API 610 پمپ‌های سانتریفیوژ، در صورتی که Q ۲,۵ و یا کمتر از آن باشد، فرکانس طبیعی را یک سرعت بحرانی در نظر نمی‌گیرد.

مشکل تمامی رهیافت‌های بر پایه دمپ‌کردن ارتعاشات آن است که هر مکانیزمی که باعث افزایش دمپینگ می‌شود، تا انتهای عمر مورد انتظار پمپ، دوام نمی‌آورد.

یک مفهوم غیر شهودی اما مهم دیگر زاویه اختلاف فاز می‌باشد که فاصله زمانی بین نیرو و ارتعاشاتی که در پاسخ آن صورت می‌گیرد می‌باشد. یک مثال از مفهوم فیزیکی زاویه فاز در شکل‌های زیر آورده شده است. یک زاویه اختلاف فاز صفر درجه بدان معناست که نیرو و ارتعاشات مربوط به آن در یک جهت، در یک گام با یکدیگر جابه‌جا می‌شوند. این اتفاق معمولاً در فرکانس‌های پایین‌تر از فرکانس طبیعی رخ می‌دهد. مثال این موضوع می‌تواند نیرویی باشد که به آهستگی به یک فنر نرم وارد می‌شود. متقابلاً، یک زاویه اختلاف فاز 180° درجه بدان معناست که نیرو و ارتعاش با توجه به آن که دقیقاً در خلاف جهت یکدیگر عمل می‌کنند، به طور کامل خارج از گام یکدیگر می‌باشند. این اتفاق در فرکانس‌های بسیار بالا، بالاتر از فرکانس طبیعی اتفاق می‌افتد.



شکل ۲- یک زاویه اختلاف فاز



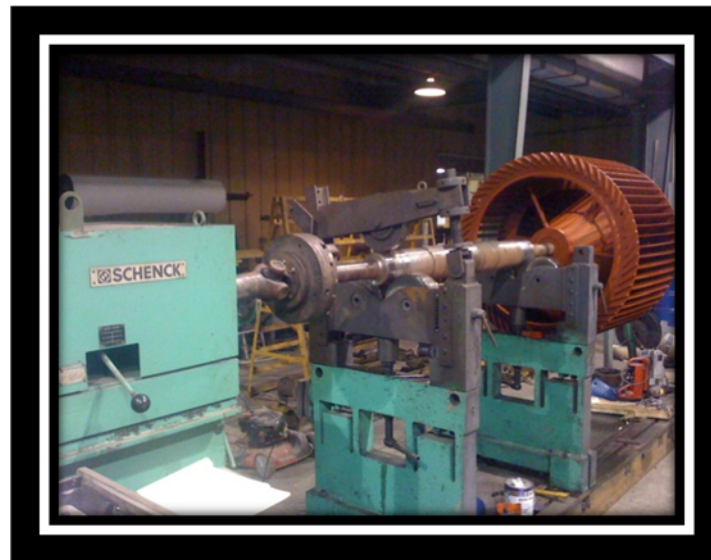
شکل ۳- رابطه زاویه اختلاف فاز به فرکانس

زاویه اختلاف فاز مفهوم بسیار مهمی می‌باشد. این مفهوم جهت شناخت و حل مشکلات ناپایداری‌های روتور دینامیکی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

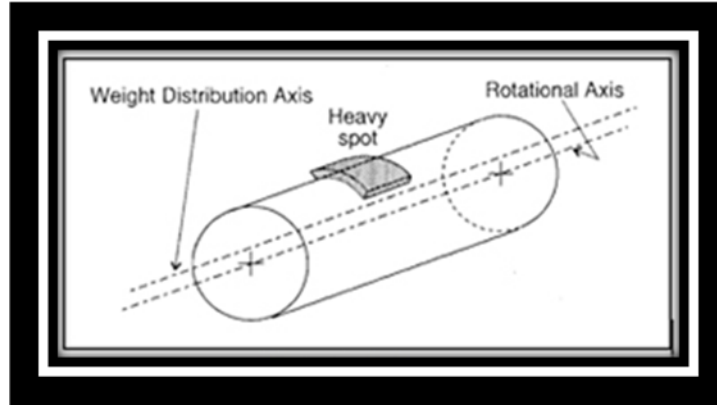
۲. مفاهیم ارتعاشاتی مخصوص روتور

• بالانس

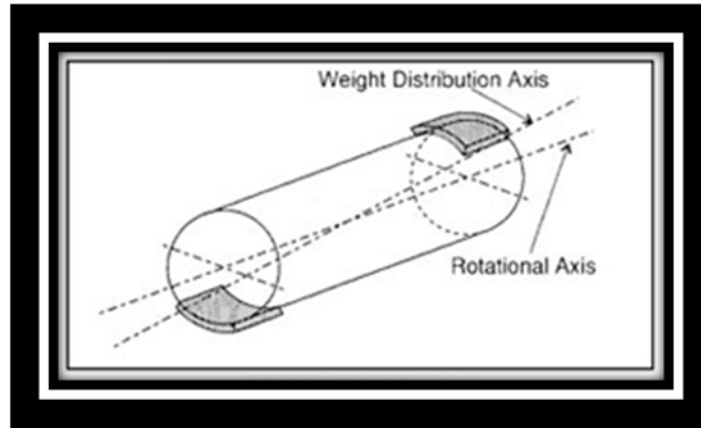
عدم تعادل، عمده‌ترین دلیل ارتعاشات بیش از حد پمپ‌ها می‌باشد که با عدم هم‌راستایی نیز همراه می‌باشد. بالانس به طور معمول، به صورت استاتیک (مرکز جرم در یک راستا نمی‌باشد، یعنی محور اصلی توزیع جرم موازی با خط مرکز چرخش می‌باشد) و دینامیک (محور اصلی جرم با محور چرخش، زاویه می‌سازد) می‌باشد. برای اجزاء کوتاه محوری، می‌توان از اختلاف بین این دو مورد صرف نظر کرد و تنها از بالانس استاتیکی تک صفحه استفاده نمود. برای اجزایی با طول بیش از $1/6$ قطرشان عدم تعادل دینامیکی باید فرض شود و حداقل ۲ صفحه بالانس با توجه به ملزومات استاندارد API 610 مورد نیاز می‌باشد. برای روتورهایی که بالاتر از سرعت بحرانی دومشان کار می‌کنند (این موضوع برای پمپ‌ها غیرمعمول می‌باشد)، حتی دو صفحه بالانس نیز ممکن است کافی نباشد.



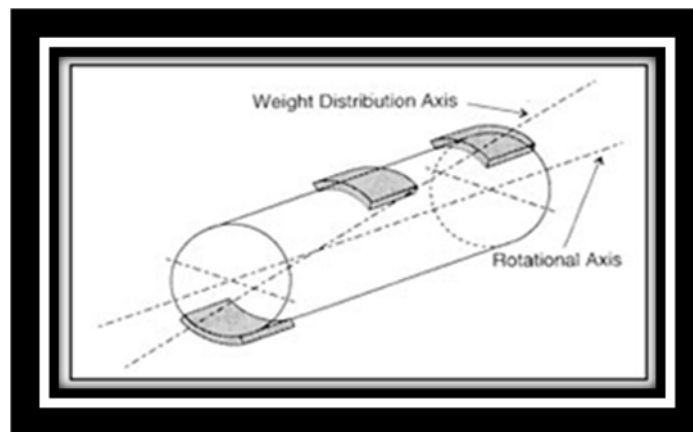
شکل ۴- دستگاه بالانس



شکل ۵- عدم تعادل استاتیکی



شکل ۶- عدم تعادل کوپل

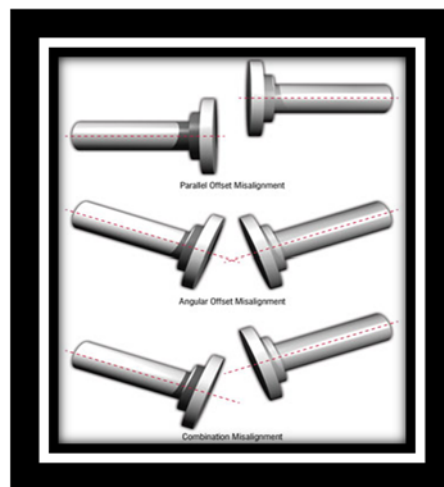


شکل ۷- عدم تعادل دینامیکی

وقتی عدم تعادل رخ می‌دهد، مثل عدم تعادل به وجود آمده از خمشی شفت، فرکانسی در حدود ۱ برابر سرعت عملکردی شفت (N) اتفاق می‌افتد. دلیل ۱ برابر سرعت چرخش (n) آن است که قسمت سنگین روتور به طور دقیق در سرعت چرخش روتور می‌چرخد و به طور دقیق به حرکات ارتعاشی در این فرکانس نیرو وارد می‌کند. به طور معمول این موضوع منجر به چرخش دایروی شفت می‌شود، لازم به ذکر است که در صورت بارگذاری شدید شفت در قسمت یاتاقان‌گردها، به طوری که سبب ایجاد سایش شود، این حرکت به حرکتی تخم مرغی شکل (بیضوی) تبدیل می‌شود. ایزو ۱۹۴۰ شامل اطلاعاتی است که چگونگی شناسایی عدم تعادل را مشخص کرده و درجات بالانس متفاوتی را مشخص می‌کند.

به طور معمول، درجات پیشنهاد شده معمولاً بین معیار قدیمی نیروی دریایی آمریکا (4W/N) که در حدود ایزو G1.0 است و ایزو G2.5 می‌باشد. با توجه به API610 این مقدار در بسیاری از موارد کاربردی و عملی نمی‌باشد زیرا در جدا کردن پروانه از میله بالانس، این درجه بالانس را از دست می‌دهد.

در کنار عدم تعادل، عدم هم‌راستایی یکی از عمده‌ترین دلایل مشکلات ارتعاشاتی در ماشین‌های دوار می‌باشد. عدم هم‌راستایی معمولاً به دو شکل تشخیص داده می‌شود. دو پهن‌شدگی (افست) و زاویه‌ای. دو پهن‌شدگی یا افست فاصله‌ای است که دو خط مرکز در این حالت از یکدیگر دارند. عدم هم‌راستایی زاویه‌ای نیز اختلاف زاویه‌ای است که دو خط مرکز شفت وقتی به یکدیگر می‌رسند و از یک سر دیده می‌شوند، مشاهده می‌شود.



شکل ۸- نمایش عدم هم‌راستایی افست (موازی) و زاویه‌ای

ملزومات معمول برای عدم همراستایی زاویه‌ای و موازی در ۳۶۰۰ دور در دقیقه بین نیم تا ۱ میل برای موازی، و بین ۱/۴ تا ۱/۲ میل/اینچ فاصله بین دو سر کوپلینگ برای زاویه‌ای می‌باشد. برای سرعت‌هایی غیر از ۳۶۰۰ دور در دقیقه، سطوح مجاز به صورت معکوس با سرعت در ارتباط می‌باشند.

از آنجایی که تاثیرات ارتعاشات از عدم تعادل و عدم همراستایی معمولاً در ۱ برابر و ۲ برابر سرعت عملکردی روتور ظاهر می‌شوند، و همچنین مطالعات انجام شده نشان می‌دهد که عدم تعادل و عدم همراستایی بیشترین دلیل ارتعاشات پمپ هستند، طبق استاندارد API610 لازم است که ۱ برابر و ۲ برابر سرعت عملکردی شناسایی شده و برای تمامی آنالیزهای روتوردینامیکی مورد محاسبه قرار گیرند. همچنین لازم است که تمامی سرعت‌های بحرانی نزدیک به این دو سرعت، دمپ شوند. در صورتی که فرکانس طبیعی نزدیک به یکی از سرعت‌های ۱ و ۲ برابر سرعت عملکردی باشد، ضریب استهلاکی (دمپینگ) در حدود ۰,۱۵ مورد نیاز می‌باشد.

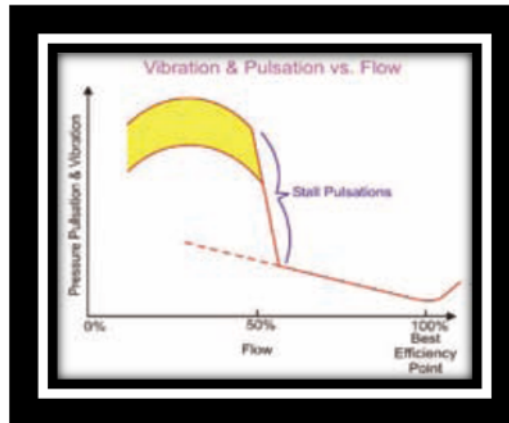
• پایداری روتوردینامیکی

پایداری روتوردینامیکی به این پدیده باز می‌گردد که روتور و سیستم نیروهای عکس‌العمل حمایتی آن، توانایی آن را داشته باشند که به طور خود تحریک بوده و با وجود کوچک بودن نیروهای پایدار و فعال محرک، به سطح ارتعاشات بسیار بالایی منجر شوند. در صورتی که فرکانس طبیعی روتور پمپ کمتر از سرعت عملکردی آن باشد، در محدوده‌ای که نیروهای چرخشی سیال (به طور معمول، ۱/۲ سرعت عملکردی) با چرخش روتور می‌توانند هم‌زمان شوند، ناپایداری می‌تواند اتفاق بیافتد. این موضوع معمولاً در روتور انعطاف‌پذیر پمپ‌های چند طبقه اتفاق می‌افتد. به علاوه هم‌زمانی فرکانس‌های طبیعی، دمپینگ موثر وابسته به فرکانس طبیعی باید به زیر صفر افت کند.

۳. مفاهیم ارتعاشاتی روتور مخصوص به پمپ‌های سانتریفیوژ

همواره توصیه می‌شود که پمپی انتخاب شود که در نزدیکی نقطه بهترین کارایی خود عمل کند. عملکرد بالاتر یا پایین‌تر از نقطه بهترین کارایی در هر سرعتی، سبب به هم خوردن زاویه جریان ورودی به پروانه، تیغه‌های دیفیووزر یا زبانه محفظه در طبقه‌های مختلف می‌شود. این افزایش بار بر روی تیغه‌ها، ممکن است سبب پدیده‌ای به نام جدایش جریان از روی ایرفویل شود که با تولید گردابه‌های شدید در ارتباط می‌باشد که می‌تواند به طور شدید کل سیستم روتور را به طور هم‌زمان با فرکانس‌هایی تکان دهد.

همچنین می‌تواند سبب خستگی پوشش پروانه یا دیواره حفره‌های دیفیوزر شود. در شکل زیر تاثیرات ارتعاشات بر روی روتور در شرایط خارج از نقطه بهترین کارائی را مشاهده می‌کنید:



شکل ۹- تاثیرات ارتعاشات بر عملکرد خارج از محدوده بهترین نقطه عملکرد

۴. آنالیز ارتعاشات جانبی سیستم روتور پمپ

• روش‌های دستی

برای طراحی‌های ساده و قطعی، مخصوصاً پمپ‌های تک طبقه، آنالیزهای روتور دینامیکی، جهت حفظ دقت مرتبه ۱ ساده می‌شوند. این موضوع به ما اجازه می‌دهد که از روش‌های ساده‌ای چون جرم و فنر و تیرها، استفاده کنیم. به عنوان مثال برای پمپ‌های تک طبقه دو مکشه، از فرمول‌های ساده یک تیر گیردار، برای تعیین فرکانس‌های طبیعی و شکل مودها، می‌توان استفاده نمود. از مدل‌های ساده دیگر، یک تیر یک سر گیردار با جرم اضافه شده به انتهای آن است که یک پمپ تک طبقه مکش از انتها را شبیه‌سازی می‌کند. همچنین می‌توان از یک تیر گیردار ساده بر یک فوندانسیون الاستیک، جهت شبیه‌سازی شفت‌های انعطاف‌پذیر پمپ‌های چند طبقه با ضریب سختی لوماکین در هر رینگ سایشی یا فواصل دیگر استفاده نمود.

به عنوان مثال، جهت استفاده از این فرمول‌ها در یک پمپ تک طبقه دو مکشه با شرایط زیر خواهیم داشت:

اگر جرم پروانه m ، جرم شفت ms ، طول شفت L و ممان اینرسی آن $I = \frac{\pi D^4}{64}$ باشد. برای یک شفت با قطر D و مدول الاستیسیته E ، فرکانس طبیعی برابر است با:

$$f_{n1} = \left(\frac{120}{\pi} \right) \left[\frac{3EI}{L^3(M + 0.49M_s)} \right]^{1/2}$$

در صورتی که چرخش مرکز جرم حقیقی پروانه نسبت به خط مرکز چرخش یاتاقان e باشد، نیروی عدم تعادل به صورت زیر خلاصه می‌شود:

$$f_{ub} = Me\omega^2/g_c$$

در سمت دیگر، اگر نیرو مستقل از حرکت پروانه باشد، مقدار جابه‌جایی ارتعاشات مورد نظر در رینگ‌های سایشی با توجه به نیروی F_{ex} برابر است با:

$$\delta = (F_{ex} * L^3)/(48EI)$$

یک روش ساده، جهت تبدیل فرمول‌های ساده استاتیک به فرمول‌های ارتعاشاتی پایین‌ترین فرکانس طبیعی وجود دارد. این روش شامل روابطی جهت محاسبه بالاترین میزان انحراف (خمیدگی) شفت برای بارگذاری تحت شرایط و ابعاد مورد نظر است. و نیز تقسیم میزان خمیدگی بر ریشه دوم ثابت جاذبه است. در پایان نیز این عدد در $60/2\pi$ ضرب می‌شود. عدد به دست آمده می‌تواند تخمین مناسبی برای پایین‌ترین فرکانس طبیعی روتور باشد.

روش بسیار ساده دیگر، در نظر گرفتن جرم کل سیستم روتور به عنوان یک جرم ساده معلق به وسیله یک فنر ساده می‌باشد. پایین‌ترین فرکانس طبیعی را می‌توان به راحتی از ضرب $60/2\pi$ در ضریب استحکام شفت و تقسیم آن بر جرم روتور محاسبه نمود. در مبحث تاثیرات پوسته و فوندانسیون، ضریب استحکام محفظه یاتاقان به طور تقریبی از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\text{stiffness of bearing housing} = \frac{3EI}{L}$$

که در آن L طول پایه خط مرکز یاتاقان از انتهای دیواره پوسته، I ممان اینرسی سطح برای سطح مقاطع مختلف می‌باشد. ضریب استحکام محفظه یاتاقان با ضریب استحکام خود یاتاقان ترکیب شده و استحکام کل یاتاقان را ارائه می‌دهد:

$$\frac{1}{k_{total}} = \frac{1}{k_{housing}} + \frac{1}{k_{bearing}}$$

۵. آنالیز ارتعاشات پیچشی پمپ و مجموعه درایور روتور

استاندارد API610 همانند استاندارد API684، الزامات و توصیه‌های لازم جهت آنالیز ارتعاشاتی پیچشی را فراهم می‌کند. همان‌طور که پیش‌تر مورد بحث قرار گرفت، آنالیز جانبی روتوردینامیکی اغلب بدون حضور دیگر اجزای پمپ مثل درایورها انجام می‌شود. در صورتی که ارتعاشات پیچشی شفت پمپ و در بعضی از موارد ارتعاشات سازه ثابت پمپ که به سیستم وابسته می‌باشند، به دلیل

ارتعاشات ناشی از فرکانس طبیعی و شکل مودها و با توجه به وابسته‌هایی مانند جرم و ضریب استحکام و استهلاک دیگر اجزای غیر از اجزای داخلی خود پمپ انجام شوند، آنالیز با حضور این اجزاء انجام می‌شود. بنابراین استاندارد API610 این الزام را به وجود می‌آورد که تمامی سلسله قطعات در خلال آنالیز پیچشی به جز آنالیز پیچشی کوپلینگ هیدرولیکی نرم، مورد آزمایش قرار گیرند. اگرچه مشکلات ارتعاشاتی پیچشی در پمپ‌ها معمول نمی‌باشد اما مجموعه پمپ و درایور، دارای پتانسیل مشکلات ارتعاشاتی می‌باشند. این موضوع می‌تواند به وسیله محاسبه اولین سرعت‌های بحرانی پیچشی و پاسخ ارتعاشات اجباری سیستم با توجه به تحریکات موتور، کنترل شود.

به طور کلی، محاسبه دو مود اولیه پیچشی سیستم پمپ برای پوشش محدوده فرکانس نیروهای مورد پیش‌بینی، کافی می‌باشد. برای این منظور لازم است که مجموعه پمپ در غالب سه جرم مونتاژ شده (به صورت انعطاف‌پذیر) مدل شوند: قسمت اول روتور پمپ، قسمت دوم نافای کوپلینگ و قسمت سوم روتور درایور می‌باشد.

معمولا جهت محاسبه فرکانس‌های پیچشی و به طور کلی محاسبات پیچشی، به دلیل پیچیدگی‌های بسیار این موضوع در محاسبات دستی، از روش‌هایی مثل آنالیز المان محدود استفاده می‌کنیم.

مراجع

[1]: API 684, First edition, 1996

[2]: EUGENE A. AVALLONE, Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, Tenth Edition, McGraw-HILL, 1996

[3]: William D. Marscher, AN END-USER'S GUIDE TO CENTRIFUGAL PUMP ROTORDYNAMICS, PROCEEDINGS OF THE TWENTY-THIRD INTERNATIONAL PUMP 70 USERS SYMPOSIUM, 2007

[4]: API 610, Eleventh edition, 2010