

بررسی تجربی رفتار ارتعاشی ماشین‌آلات دوار بر اساس آنالیز ارتعاشات (مطالعه موردی)

محمد رضایی¹، مجید قدیری*¹، جواد احيائي³، رضا قنبری⁴

¹ کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، آزمایشگاه عیب‌یابی ماشین‌های دوار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین.

² دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، آزمایشگاه دینامیک و ارتعاشات، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین.

³ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، آزمایشگاه عیب‌یابی ماشین‌های دوار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین.

⁴ کارشناسی، گروه مهندسی مکانیک، مسئول بخش نگهداری و تعمیرات پیشگیرانه، شرکت ملی پخش فرآورده‌های نفتی ایران، تهران.

نوع مقاله: کاربردی

دریافت: 1398/01/25 پذیرش: 1398/08/29

چکیده

در میان انواع روش‌های نت، روش مراقبت وضعیت به عنوان یک روش پیش‌نگر، به علت اینکه قبل از وقوع خرابی می‌توان زمان، محل و نوع خرابی را تشخیص داد اهمیت بسیار ویژه‌ای دارد. یکی از مهم‌ترین روش‌های پایش وضعیت، آنالیز ارتعاشات می‌باشد. در پژوهش پیش رو، به بررسی رفتار ارتعاشی ماشین‌آلات دوار پرداخته شده است و از رویکرد تجربی برای نتیجه‌گیری استفاده شده است. در این پژوهش سعی شده تا با داده برداری از دیزل پمپ مورد مطالعه که موتور دیزل، دارای توان 220 کیلووات و فشار کاری پمپ 14 بار می‌باشد؛ وضعیت سلامت کاری این گروه از ماشین‌آلات مورد ارزیابی قرار گیرد که این هدف به کمک ابزارهای ارتعاش سنج صورت گرفته است. سپس با مشاهده حالت هشدار و بحرانی بر اساس استانداردها از جمله API610 نوع دقیق عیب به کمک تحلیل طیف‌های فرکانسی FFT مشخص شده است.

کلمات کلیدی: مراقبت وضعیت، آنالیز ارتعاشات، رفتار ارتعاشی، رویکرد تجربی، طیف فرکانسی (FFT)

مقدمه

تقریباً تمام ماشین‌های دوار در شرایط کاری و اعمال بار مرتعش می‌شوند. این ارتعاشات به علت وجود لقی‌هایی است که توسط طراح و سازنده در نظر گرفته شده و وجود آنها در قطعات ماشین اجتناب‌ناپذیر است. اما تغییر مشخصات و رفتار ارتعاشی یک ماشین نسبت به حالت اولیه، نشان دهنده آغاز یک نقص است و عیوب مختلف، به روش‌های متفاوت باعث تغییر در مشخصات ارتعاشی آن ماشین می‌شوند. به همین دلیل مشخصات ارتعاشی، بیان‌گر نوع، شدت و محل خرابی‌ها، و به عبارتی زبان ماشین‌آلات دوار است و آنالیز ارتعاشات یکی از مطمئن‌ترین و پرکاربردترین تکنیک‌ها، برای پایش وضعیت و عیب‌یابی آنهاست [1]. شدت ارتعاشات تولید شده در هر یک از این ماشین‌ها، چه از نظر کمی و چه از نظر کیفی، رابطه مستقیمی با مقدار نیروهای ارتعاش‌زا و رابطه معکوس با مقدار امپدانس آنها دارد. بنابراین برای کم کردن شدت ارتعاشات یک ماشین، یا باید امپدانس ماشین را افزایش داد و یا اینکه نیروهای مولد لرزش را کاهش داد. نیروهای ارتعاش‌زا معمولاً در اثر نقص فنی قطعات متحرک ماشین از جمله روتور، یاتاقان، کوپلینگ، چرخ‌دنده، تسمه، و یا برخی مشکلات بهره‌برداری، شرایط محیطی و... باعث افزایش شدت ارتعاشات می‌شوند [2]؛ نابالانسی¹، ناهم راستایی² ماشین، خمیدگی محور، خرابی چرخ‌دنده، خرابی تسمه و پولی، عیوب الکتریکی، پدیده تشدید³، پدیده کاویتاسیون⁴ در پمپ‌ها و ... از رایج‌ترین عوامل ارتعاش‌زا در تجهیزات دوار هستند. بنابراین هرگاه یک ماشین تحت تأثیر یکی از عیوب مذکور قرار گیرد، میزان لرزش در آن ثابت نمانده و اثرات تخریبی نیروهای ناشی از ارتعاشات به صورت تدریجی و یا ناگهانی افزایش می‌یابد. بنابراین می‌بایست با اندازه‌گیری‌های مداوم و انجام اقدامات به موقع، از افزایش این نیروها و بروز خرابی‌های ثانویه جلوگیری کرد [4 و 3].

اولین راهکارها در مورد بررسی وضعیت ماشین‌آلات با استفاده از اندازه‌گیری‌های ارتعاشی توسط تی سی راتبون، مهندس ارشد ماشین‌آلات و توربین در نیویورک ارائه گردیده است. وی در سال 1939 در مقاله‌ای با عنوان ترانس ارتعاش، روشی برای برآورد وضعیت ژنراتورهای توربین بخار، بر اساس جابجایی ارتعاشی در محدوده فرکانسی یک تا صد و بیست هرتز ارائه نمود. از نیمه‌ی دهه 1960 به بعد، حس‌گرهای غیرتماسی، با استفاده از مکانیزم جریان گردابی برای اندازه‌گیری حرکت محور، نسبت به محفظه یاتاقان، مورد استفاده قرار گرفت. دانی بنتلی و دان ویلهم در ظهور این روش، نقش موثری داشتند. در اواسط دهه 1970 اندازه‌گیری غیرتماسی و پایش پیوسته جابجایی محور تقریباً یک مقبولیت جهانی را به عنوان یک روش برتر برای پایش وضعیت مکانیکی توربو ماشین‌های بزرگ با یاتاقان‌های لغزشی به‌دست آورد [1]. از اواخر دهه 1970 تحلیل‌گرهای تبدیل فوریه سریع⁵ بر پایه تکنولوژی که توسط کولی و تاکی ارائه شده بود وارد بازار گردید. تبدیل فوریه سریع بدون شک یکی از مهم‌ترین تکنیک‌های رایج در آنالیز ارتعاشات است. در این روش پس از یک سری پردازش اولیه بر روی سیگنال ارتعاشات، برای به‌دست آوردن منحنی طیف فرکانسی از الگوریتم تبدیل فوریه سریع استفاده می‌گردد [5].

بهزاد و همکاران [7] در سال 2010 با استفاده از آنالیز ارتعاشات پمپ‌های انتقال گل در صنعت حفاری را مورد پایش قرار دادند و در پژوهش مذکور با نتایج به دست آمده پمپ بحرانی سیستم شناسایی شده است و مشخص شده

1- Unbalance

2- Misalignment

3- resonance

4- Cavitation

5- Fast Fourier Transform

نامیزانی پره یکی از عوامل اصلی بروز خرابی اجزای پمپ و به خصوص بیرینگ آنها است. موسوی ریگی و همکاران [8] در 2011 الکتروپمپ E10-3201 مجتمع پتروشیمی خارک را با استفاده از روش آنالیز ارتعاشات مورد ارزیابی قرار دادند و مشخص گردید خرابی رینگ داخلی بیرینگ غلتشی و خرابی در کوپلینگ پمپ باعث ایجاد ارتعاشات در پمپ بوده است. شاها و همکاران [12] در سال 2013 به وسیله روش عددی به تجزیه و تحلیل پمپ‌های گریز از مرکز پرداختند. با بررسی جریان سیالاتی و نیروهای آیرودینامیکی در این نوع از پمپ‌ها احتمال وقوع پدیده کاویتاسیون و به دنبال آن خرابی پروانه و بدنه وجود دارد. خالد فتیان و دالیا الجزار [13] در سال 2014 مشکل لقی در صفحه پایه موتور یک پمپ را مورد ارزیابی قرار دادند و نشان دادند که بعد از گذاشتن تکیه‌گاه مناسب برای موتور ارتعاشات تا 48% کاهش می‌یابد. کریستوفرک. مک کی و همکارانش [14] در سال 2015 با استفاده از روش‌های طیفی و آماری، اثر کاویتاسیون را بر روی ارتعاشات پمپ‌های صنعتی بررسی کردند و نتایج حاکی از آن بود که کاویتاسیون باعث تحریک فرکانس‌های بالا و فرکانس‌های اطراف سرعت چرخش شده و باعث خرابی پروانه و بدنه پمپ می‌شود.

فیسیک و کورزب [15] در سال 2015 پمپ‌های دنده‌ای را مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که در آنها با افزایش سختی دندانه‌ها به علت کاهش میرایی دندانه‌ها، احتمال تشدید ارتعاش و بروز تشدید در فرکانس طبیعی افزایش می‌یابد. ادوارد اگاسکویزا و همکاران [16] در سال 2015 از روش پایش وضعیت تحقیقاتی را بر روی پمپ‌ها انجام دادند و طبق نتایج به دست آمده از کار پژوهشی آنها، سطح ارتعاشات به میزان زیادی وابسته به شرایط بهره‌برداری بوده و زمانی که بیش‌ترین بار را از پمپ می‌گیریم میزان ارتعاش به بیشینه حد خود می‌رسد. وان یولی و همکاران [17] در سال 2016 تحقیقات آزمایشگاهی و المان محدود خود را بر روی پمپ‌های سه اسکرو انجام دادند و دو عامل اصلی نیروی تحریک سیال و نیروی تماس اسکروها را برای ارتعاشات این پمپ‌ها پیدا کردند که سهم نیروی تماسی بین اسکروها بسیار بیشتر از تحریک سیال بود. در سال 2018، شیواکومار و خادیسب [18] به تحلیل ارتعاشی یاتاقان‌های غلتشی به کمک طیف‌های فرکانسی پرداختند. در این پژوهش برای دستیابی به نتایج از جمله شناسایی دقیق عیوب در یاتاقان‌های مورد مطالعه، طیف‌های فرکانسی ارتعاش در دو حالت سالم و معیوب با هم مقایسه شد و فرکانس‌های منشا خرابی مشخص گردید. لی و همکاران [19] در سال 2020، پژوهشی با عنوان تشخیص خرابی بر اساس کمی سازی میزان خطا را برای الکترو پمپ انجام دادند. آنها در این پژوهش برای شناسایی دقیق عیوب با به کارگیری استانداردها در آنالیز ارتعاشات و بررسی شرایط کاری مختلف به تدوین جدول عیب‌یابی برای تجهیز مورد مطالعه پرداختند.

همان‌طور که توضیح داده شد عیوب مختلفی که در ماشین‌آلات مشاهده می‌شوند، عموماً با تغییرات غیرمجاز شدت ارتعاشات ماشین همراه هستند. از طرفی یکی از مشخصه‌های ذاتی ارتعاش، فرکانس است که ارتباط آن با فرکانس کاری ماشین (یا همان دور ماشین) در بسیاری از موارد تعیین کننده نوع عیب و یا حداقل محدوده و شدت آن خرابی می‌باشد. بنابراین بهترین روش برای عیب‌یابی ماشین‌ها، بررسی تغییرات شدت ارتعاشات در حوزه فرکانس است [6]. بدین منظور در این پژوهش، ابتدا به معرفی عیوب شاخص ارتعاشی در ماشین‌های دوار پرداخته شد و بر اساس دور کاری ماشین، شرایط کاری و عیوب احتمالی؛ به تدوین جدول عیب‌یابی برای تجهیز مورد مطالعه در پژوهش می‌پردازیم. سپس بر اساس استانداردها و ابزارهای سنجش ارتعاش کار داده‌برداری انجام شده است و با ثبت، بررسی و تحلیل داده‌ها، نتیجه‌گیری و تشخیص دقیق عیوب و خرابی‌ها حاصل می‌شود.

مشخصات فنی پمپ و موتور دیزل پمپ مورد مطالعه

همان‌گونه که در شکل 1 نشان داده شده، پمپ مورد مطالعه از نوع گریز از مرکز حلزونی و تک مرحله‌ای است که دارای محور افقی با آب بند پکینگی و پروانه بسته می‌باشد و مسیر مکش سیال افقی بوده و مسیر تخلیه بر مسیر مکش عمود می‌باشد. این پمپ ساخت شرکت سنگین کار صنعت ایران بوده و فشار کاری آن بین 14 تا 16 بار، می‌باشد. جنس بدنه این پمپ آلومینیوم آلیاژی یا برنج بوده و دبی خروجی آن 6500 لیتر بر دقیقه است. دیزل پمپ مورد استفاده برای به حرکت درآوردن این پمپ ساخت شرکت Volvo Penta کشور سوئد است که توان 200 کیلووات برای این دیزل پمپ عنوان شده و سرعت چرخش محور این موتور تا 3000 دور بر دقیقه بوده اما دور کاری و ملاک بررسی در این پژوهش بر اساس مستندات فنی، دور 1500 در نظر گرفته شده است.



شکل 1. نمایی از پمپ و دیزل پمپ مورد مطالعه.

جدول 1. فرکانس‌های پایه در ارتعاشات پمپ مورد مطالعه در پژوهش.

ردیف	عامل	فرمول	فرکانس پمپ 1500 rpm
1	فرکانس اصلی دوران پروانه	$X = n(\text{rpm})/60$ (n: سرعت چرخش محور و پروانه)	25(Hz)
2	فرکانس اصلی گذر پره ⁶	$Z = n(\text{rpm}) * N/60$ (N: تعداد پره‌های پروانه)	$N * 25(\text{Hz})$

روش تحقیق و پژوهش

فوریه، ریاضی‌دان فرانسوی برای نخستین بار در سال 1822 نشان داد که هر نوسان متناوب می‌تواند به یک سری از امواج با دامنه و فاز مستقل تجزیه گردد و چند سال بعد انتگرالی را ابداع کرد که تغییرات شدت ارتعاشات را از حوزه زمانی به فرکانس تبدیل کند به همین دلیل این عملیات ریاضی (که امروزه با سرعت و دقت زیادی در دستگاه‌های آنالایزر ارتعاشات انجام می‌شود و اساس کار همه آن‌ها را تشکیل می‌دهد)، تبدیل فوریه سریع نامیده شد. در این

روش بخش مشخصی از موج زمانی⁷ عملکرد دستگاه انتخاب و طیف فرکانسی لرزش آن با استفاده از انتگرال فوری محاسبه می‌گردد. بررسی تغییرات شدت این امواج نسبت به فرکانس، آنالیز طیف فرکانسی نامیده می‌شود [5]. در منحنی‌های طیف فرکانسی، محور افقی؛ فرکانس لرزش و محور عمودی میزان تغییرات شدت ارتعاشات را برحسب پارامترهای جابجایی، سرعت و یا شتاب نشان می‌دهد. در بسیاری از عیوب، فرکانس بیشینه ارتعاشات رؤیت شده در منحنی طیف فرکانسی با مضاربی از فرکانس دوران ماشین و یا فرکانس‌های خاص دیگری رابطه دارد. با داشتن آگاهی از این روابط و یا استفاده از جدول‌های عیب‌یابی، می‌توان به راحتی نوع خرابی تجهیزات دوار را تشخیص داد [9]. به‌طور مثال، نشانه وجود نابالانسی در ماشین‌آلات، همواره مشاهده بیشینه ارتعاشات در فرکانس دوران ماشین یا به بیان رایج‌تر 1X Rpm است و یا پیک لرزشی ناشی از عیوب الکتریکی، همواره در فرکانس برق مصرفی یا مضاربی از این فرکانس تولید می‌شود. البته برخی از عیوب دارای علائم یکسان یا مشابهی در نمودارهای طیف فرکانسی هستند. به‌طور مثال نابالانسی و ناهم‌محوری، هر دو در 1X Rpm ایجاد بیشینه لرزش می‌کنند، اما در هر صورت بیان قطعی نوع عیب نیاز مستلزم بررسی دقیق‌تر طیف‌های فرکانسی و مراجعه به جدول‌های و استانداردها است. بنابراین در این گونه موارد تشخیص قطعی نوع عیب از طریق بررسی فرکانس پیک ارتعاشات امکان پذیر نیست و برای تشخیص نوع عیب می‌بایست به بررسی راستای ارتعاشات، آنالیز فاز⁸ و یا شکل موج ارتعاشات پرداخت. بنابراین علی‌رغم تشابه منحنی‌های طیف فرکانسی برای چند عیب، ممکن است راستای ارتعاش، زاویه فاز و یا شکل کلی موج ارتعاشی آن‌ها متمایز باشد و از طریق بررسی آن‌ها می‌توان نوع دقیق خرابی را تشخیص داد. جدول‌های زیادی وجود دارد که بر اساس مشخصات فرکانسی، راستا و اختلاف فاز ارتعاشات، به منظور عیب‌یابی در انواع ماشین‌آلات مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرند [10 و 3]. جدول 2، بیان‌گر یک نمونه از جدول‌های عیب‌یابی است که شامل فرکانس‌های منشاء عیوب احتمالی برای پمپ‌های گریز از مرکز با دور کاری 1500 دور در دقیقه است. در این جدول فرکانس‌های منشاء مضربی از دور کاری ماشین (X) هستند.

جدول 2: فرکانس‌های پیش‌بینی شده به همراه منشأ آن‌ها [3 و 20 و 21]

ردیف	عیوب احتمالی	فرمول	محدوده فرکانس
1	تشکیل نواحی صلب سیال در پیرامون محفظه (rotating stall) تشدید ناشی از تحرکات لقی یا تاقان‌ها	0.5 X تا 0.75 X	12/5 تا 18/75
2	عدم تناسب دهانه لوله تخلیه با فاصله خالی بین پره‌ها در محل تخلیه	0.7 X تا 0.85 X	17/5 تا 21/25
3	نابالانسی مکانیکی ناهم‌راسایی پروانه خمیدگی محور یا پروانه لقی زیادی یا تاقان‌ها	1X	25
4	ناهم‌راستایی لقی‌های اضافی محور خمیده	2X	50
5	لقی‌های اضافی	2X, 3X, 4X, ...	50, 75, 100, ...

7- Time wave Form

8- Phase analysis

N*25	1Z برخی اوقات 2Z, 3Z, 4Z, ...	تحریک ناشی از گذر پره فاصله کم بین نوک پره با دریچه داخلی ناهم‌راستایی بین پروانه و پوسته	6
طیف گسترده	متفاوت با ضرایبی از 1Z و 1X	تشدید یا رزونانس	7
25 تا 1250	1X تا 50X	فرکانس‌های مربوط به یاتاقان‌های غلتشی	8
100 تا 20000	20kHz تا 1kHz	پدیده کاویتاسیون	9

داده‌برداری

برای پایش وضعیت به روش آنالیز ارتعاشات، ابتدا نیاز به ابزارها و تجهیزات ارتعاش سنج برای انجام کار داده برداری می‌باشد که در این پژوهش، از تجهیزاتی نظیر دیتالاگر، سنسورهای شتاب سنج و تاکومتر استفاده شده است. شتاب‌سنج به کار رفته برای داده‌برداری شتاب‌سنج و مقدار دامنه ارتعاشات برحسب سرعت (mm/s) ثبت شده است. دیتالاگر به کار رفته برای داده‌برداری، طرح INT2624M یک ماژول جمع‌آوری داده 8 کاناله پرتابل با رزولوشن 16 بیت می‌باشد که به صورت هم‌زمان (سنکرون) از هر 8 کانال نمونه‌برداری کرده و در حافظه داخلی ذخیره‌سازی را انجام می‌دهد.



شکل 2. تجهیزات داده برداری شامل دیتالاگر و سنسورهای ارتعاش سنج.

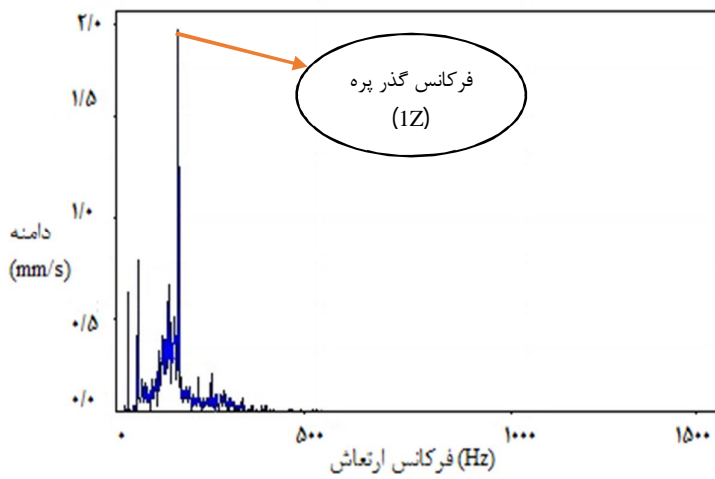
داده برداری از پمپ در دو نقطه مطابق با استانداردها انجام شده است. در هر نقطه در سه راستای افقی⁹، عمودی¹⁰ و محوری¹¹ حسگرهای ارتعاشی قرار گرفته و داده برداری انجام شده است [11 و 20]. سنسورهای ارتعاشی از نوع پیزوالکتریک بوده که در نقاط مشخص شده بر روی پمپ و موتور دیزل، از جمله در شکل 2 بر روی پوسته یاتاقان قرار گرفته‌اند سپس کمک آنالایزر با ذخیره‌سازی داده‌ها و انتقال به سیستم رایانه، طیف‌های فرکانسی برای نقاط مدنظر جمع‌آوری شده است. طیف فرکانسی به دست آمده به همراه فرکانس و دامنه مربوط به هر طیف به شرح زیر بوده است.

9- Horizontal

10- Vertical

11- Axial

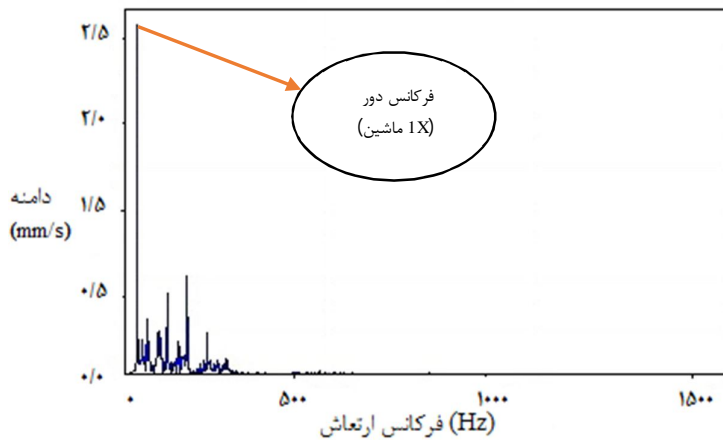
جدول 3. فرکانس‌های ثبت شده با بیشینه دامنه برای شکل 3.



ردیف	فرکانس (هرتز)	دامنه (میلی متر بر ثانیه)
1	150	2/583
2	25	1/225
3	50	0/809
4	241	0/637
5	100	0/455
6	121	0/441

شکل 3. طیف فرکانس ارتعاش محوری برای نقطه اول.

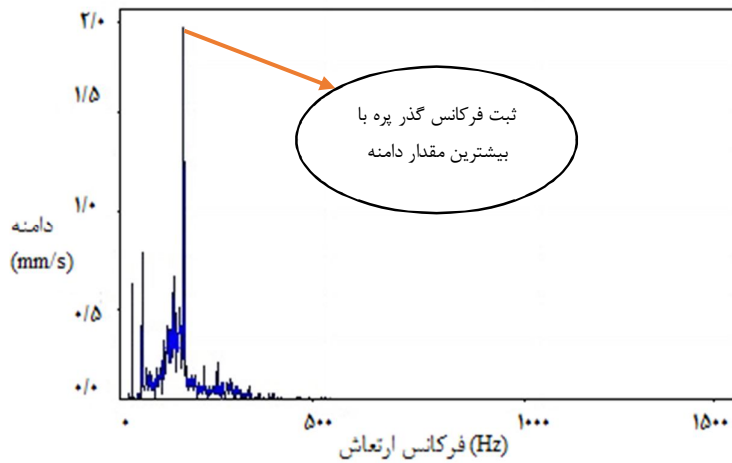
جدول 4. فرکانس‌های ثبت شده با بیشینه دامنه برای شکل 4.



ردیف	فرکانس (هرتز)	دامنه (میلی متر بر ثانیه)
1	25	2/591
2	150	0/740
3	100	0/601
4	50	0/431
5	80	0/265
6	225	0/258

شکل 4. طیف فرکانس ارتعاش افقی برای نقطه اول.

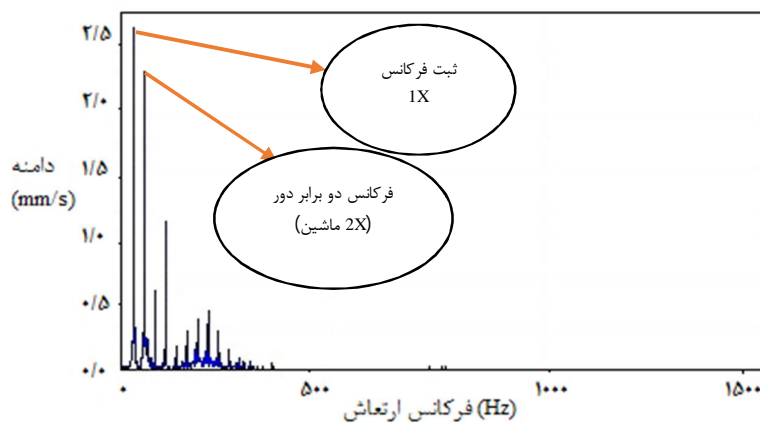
جدول 5. فرکانس های ثبت شده با بیشینه دامنه برای شکل 5.



ردیف	فرکانس (هرتز)	دامنه (میلی متر بر ثانیه)
1	149	1/900
2	50	0/751
3	125	0/635
4	25	0/610
5	128	0/567
6	112	0/352

شکل 5. طیف فرکانس ارتعاش عمودی برای نقطه اول.

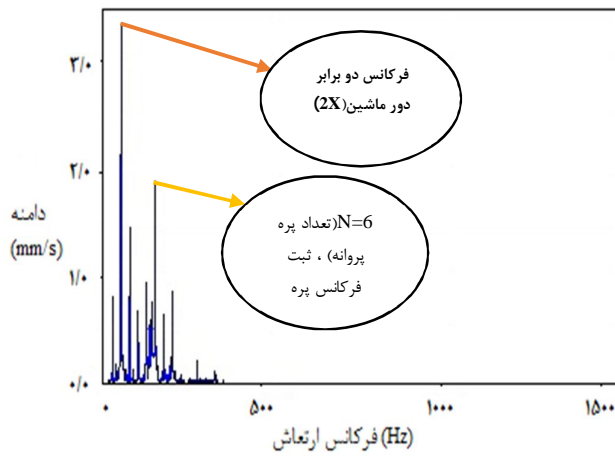
جدول 6. فرکانس های ثبت شده با بیشینه دامنه برای شکل 6.



ردیف	فرکانس (هرتز)	دامنه (میلی متر بر ثانیه)
1	25	2/625
2	50	2/285
3	100	1/126
4	75	0/540
5	225	0/462
6	161	0/352

شکل 6. طیف فرکانس ارتعاش محوری برای نقطه دوم.

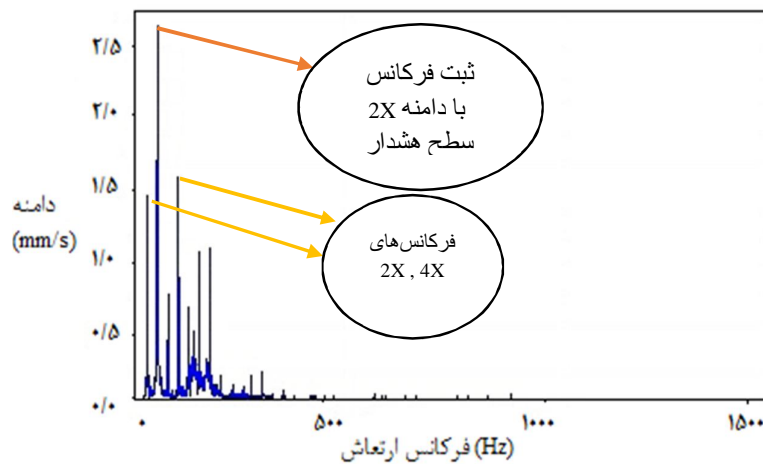
جدول 7. فرکانس های ثبت شده با بیشینه دامنه برای شکل 7.



ردیف	فرکانس (هرتز)	دامنه (میلی متر بر ثانیه)
1	50	3/348
2	150	1/785
3	75	1/436
4	125	0/940
5	25	0/796
6	135	0/751

شکل 7. طیف فرکانس ارتعاش افقی برای نقطه دوم

جدول 8. فرکانس های ثبت شده با بیشینه دامنه برای شکل 8.



ردیف	فرکانس (هرتز)	دامنه (میلی متر بر ثانیه)
1	50	2/846
2	100	1/713
3	25	1/550
4	175	1/131
5	150	1/126
6	75	0/764

شکل 8. طیف فرکانس ارتعاش عمودی برای نقطه دوم.

تحلیل نتایج داده برداری

برای دستیابی به تحلیل دقیق‌تر و شناسایی درست عیوب احتمالی در مجموعه دیزل پمپ مورد مطالعه از طریق داده‌های ارتعاشی، باید نتایج تحلیل‌های اولیه متعلق به نقاط مورد بررسی را مقایسه، بررسی و تحلیل نهایی نماییم. بر این اساس نتایج اولیه به‌دست آمده در مرحله داده برداری از دو نقطه مشخص، نشان می‌دهد که کدام یک از فرکانس‌ها دارای دامنه سطح هشدار و بحرانی هستند و بر اساس جدول 2 می‌توان خصوصیات این نوع از فرکانس‌ها را در بروز عیوب احتمالی تشخیص داد.

بنابراین با مشاهده طیف‌های فرکانسی و جدول‌های ثبت دامنه و فرکانس هر کدام، به این نکته پی خواهیم برد، که تعدد فرکانس‌های $1Z$, $2x$, x با دامنه سطح هشدار، نسبت به دیگر فرکانس‌های ثبت شده بیش‌تر می‌باشند و برای نتیجه‌گیری نیاز مند تحلیل بیش‌تر و دقیق‌تر این فرکانس‌ها خواهیم بود. فرکانس $1Z$ برای دور کاری 1500 rpm برابر 150 Hz بوده که حاصل ضرب تعداد پره‌ها در فرکانس دور محور می‌باشد. بر اساس جدول 2 این فرکانس ناشی از ارتعاشات پروانه پمپ بوده و در ادامه به بررسی تئوری‌های احتمالی برای شناسایی عیوب می‌پردازیم.

این نوع ارتعاش برای پمپ‌ها و حتی کمپرسورهای گریز از مرکز یک ارتعاشات ذاتی است و در صورتی که باعث تحریک فرکانس‌های طبیعی نشود؛ در اکثر مواقع مشکل خاصی ایجاد نمی‌کند ولی در صورتی که دامنه ارتعاشات بیش‌تر از حد مجاز باشد و در سطح هشدار یا بحرانی قرار گیرد باید اقدامات لازم را روی آن انجام داد که بیش‌ترین مشکل مربوط به ساختمان محفظه‌ی حلزونی¹² پمپ‌ها است. اگر تیغه تعبیه شده در داخل محفظه‌ی حلزونی (در ناحیه‌ای که مایع از داخل ولوت خارج می‌شود) از لحاظ آیرودینامیکی شکل مناسبی نداشته باشد و یا این که فاصله آن تا پروانه در حد مناسب و مطلوبی نباشد باعث ایجاد توربولانس در این ناحیه و افزایش ضربات و نیروها و تشدید ارتعاشات می‌گردد. غالباً مسائل خوردگی یا بهینه نبودن فاصله لبه پروانه از بدنه داخلی پمپ و بخصوص در حالتی که شرایط جریان پمپ نیز در یک وضعیت بحرانی قرار گرفته باشد باعث تشدید و افزایش ارتعاشات خواهد شد. اگر فاصله پروانه از بدنه از حد بهینه بیش‌تر شود باعث کاهش جریان پمپ می‌شود و در صورتی که این فاصله از حد بهینه کم‌تر شود باعث افزایش ظرفیت پمپ و افزایش ضربات و ارتعاشات خواهد شد [22 و 21].

کارهای انجام شده در بخش اول جمع‌بندی نیمی از مسیر شناسایی را عیوب را به ما نشان می‌دهد زیرا به کمک طیف‌های فرکانسی و جدول‌های مربوط به آن‌ها و بر اساس فرکانس‌هایی که دامنه آنها در سطح هشدار قرار گرفته بودند به کمک جدول 2 تنها می‌توان احتمال وقوع یک سری از عیوب شاخص را حدس زد، اما تشخیص و معرفی دقیق عیب بر اساس منابع و استانداردهای حوزه آنالیز ارتعاشات، مستلزم بررسی دقیق‌تر داده‌های ارتعاشی شامل طیف‌های فرکانسی و محاسبات مربوط به دامنه ارتعاشات برای فرکانس‌های مضرب صحیح x است. برای شناسایی دقیق عیوب شاخص ارتعاشی معرفی شده ناشی از فرکانس‌های x , $2x$ برای هر یک از نقاط مد نظر با طرح سوالاتی مشخص که پاسخ آن‌ها از طریق طیف‌های فرکانسی و مقادیر دامنه و فرکانس‌های ثبت شده برای هر طیف، به‌دست می‌آید؛ می‌توان نوع عیب را مشخص کرد. این سوالات عبارت‌اند از [23]:

- 1) ارتعاشات در کدام جهت بیش‌تر است؟
- 2) اختلاف فاز بین حالت افقی و عمودی چقدر است؟

- (3) آیا مقدار ارتعاشات افقی و عمودی شبیه یکدیگرند؟
 (4) آیا دامنه ارتعاشات در $2x$ بزرگتر از 50% دامنه x است؟
 (5) آیا دامنه ارتعاشات در $0.5x$ بزرگتر از 50% دامنه x است؟
 (6) آیا دامنه ارتعاشات در $3x$ بزرگتر از 50% دامنه x است؟
 (7) آیا دامنه ارتعاشات در $4x$ بزرگتر از 50% دامنه x است؟

برای نقطه اول (نقطه متناظر بر روی پوسته یاتاقان پمپ گریز از مرکز) با مراجعه به نمودارهای طیف فرکانسی در سه راستا، مشاهده می‌شود که میزان ارتعاش محوری نسبت به ارتعاش افقی و عمودی بیش‌تر است. میزان اختلاف فاز برای این نقطه در دو راستای افقی و عمودی اندازه‌گیری نشده است. با توجه به مقادیر دامنه ثبت شده در جدول شکل 3، مقدار دامنه برای فرکانس $1x$ ، برابر $1/225$ میلی‌متر بر ثانیه ثبت شده است که 50% این مقدار برابر $0/6125$ و در فرکانس $2x$ ، مقدار دامنه $0/806$ میلی‌متر بر ثانیه ثبت شده است؛ بنابراین مقدار دامنه ارتعاش در $2x$ بیش‌تر از 50% دامنه x می‌باشد، اما برای ضرایب $4x$ ، $3x$ مقدار دامنه ارتعاش از 50% دامنه x کم‌تر است (از مشاهدات جدول و طیف فرکانسی واضح است).

بر اساس اطلاعات به‌دست آمده و جدول‌های عیب‌یابی با قاطعیت می‌توان ناهم‌راستایی از نوع زاویه‌ایی¹³ را به عنوان عیب معرفی کرد [24 و 25].

برای نقطه دوم (نقطه متناظر بر روی موتور دیزل)، با مشاهده و مقایسه‌ی شکل طیف‌های فرکانسی در جهت‌های مختلف، به این نتیجه خواهیم رسید که ارتعاش در راستای عمودی (شعاعی) به نسبت بیش‌تر است و ارتعاشات در راستای افقی و عمودی مشابه با یکدیگر هستند. براساس جدول 8، که مقادیر دامنه و فرکانس ارتعاش شعاعی را برای این نقطه نشان می‌دهد، مقدار دامنه برای فرکانس $x=25$ ، برابر با $1/550$ میلی‌متر بر ثانیه ثبت شده است که 50% این مقدار $0/775$ میلی‌متر بر ثانیه می‌باشد. با بررسی مقادیر دامنه در فرکانس‌های مضرب صحیح x به این نتیجه خواهیم رسید که دامنه فرکانس‌های $4x$ ، $2x$ بیش‌تر از نصف دامنه x می‌باشند اما دامنه فرکانس $0.5x$ و $3x$ کم‌تر از این مقدار است. اختلاف فاز اندازه‌گیری شده در راستای افقی و عمودی برای نقطه دوم 20 درجه ثبت شده است و با توجه به این که این مقدار بین 0 تا 180 درجه قرار دارد، بر طبق منابع و جدول‌های استاندارد آنالیز ارتعاشات با قاطعیت می‌توان عیب ناهم‌راستایی از نوع موازی¹⁴ را به عنوان عیب شاخص معرفی کرد.

نتیجه‌گیری

در این مقاله، ابتدا به معرفی عیوب شاخص ارتعاشی به همراه فرکانس‌های مربوطه در ماشین‌های دوار پرداخته شد؛ سپس با بیان مشخصات فنی، شرایط کاری و مستندات مهندسی تجهیزات مورد مطالعه، به تشخیص عیوب بر اساس آنالیز ارتعاشات و تحلیل طیف‌های فرکانسی پرداخته شده است. بر این اساس برای دیزل پمپ مورد مطالعه با داده‌برداری، دریافت طیف‌های فرکانسی، بررسی دامنه و فرکانس‌های ثبت شده و تحلیل تمامی اطلاعات ورودی؛ تشخیص دقیق نوع خرابی انجام گرفته است که بر این اساس عیوب ناهم‌راستایی زاویه‌ایی و موازی برای مجموعه

13- Angular Misalignment

14- Parallel Misalignment

دیزل پمپ مورد مطالعه به عنوان عیوب سطح هشدار و نامیزانی جرمی و لقی مکانیکی به عنوان عیوب احتمالی دیگر در سطح مجاز قرار گرفتند.

تشکر و قدردانی

بدین وسیله از تمامی افرادی که در راستای انجام این پژوهش کمک‌های فراوانی کردند سپاس‌گزاری می‌شود. این پژوهش تحت حمایت شرکت ملی پخش فرآورده‌های نفتی ایران انجام شده است.

منابع

- [1] Mobley RK. An introduction to predictive maintenance. Elsevier; 2002 Oct 24.
- [2] Siano D, Panza MA. Diagnostic method by using vibration analysis for pump fault detection. Energy Procedia. 2018 Aug 1; 148:10-7.
- [3] م بهزاد، ک سپانلو، م آسایش و ع روحانی، «اصول و مبانی ارتعاشات»، شرکت ملی صنایع پتروشیمی، 1386.
- [4] بهزاد مهدی، غریب محمدعلی، صمدی مصطفی، «بررسی خمیدگی در محورهای دوار و روش‌های رفع آن‌ها»، مرکز تعمیرات نیروگاهی ایران - کرج.
- [5] Shreve DH. Signal processing for effective vibration analysis. IRD Mechanalysis, Inc, Columbus, Ohio. 1995 Nov: 1-1
- [6] میرزایی، الف، «کاربرد پایش وضعیت در نگهداری و تعمیرات پیشگویانه پمپ‌ها»، انتشارات ارکان دانش، زمستان 1390.
- [7] م. بهزاد. س. م. دربندی؛ س. خوبانی؛ س. م. ح. جزایری؛ م. احمدی؛ ع. ویسی آرا «بررسی همبستگی میان عیوب پمپ‌های گل و قطعات پرمصرف آنها در دکل حفاری»؛ پنجمین کنفرانس تخصصی پایش وضعیت و عیب‌یابی، سال 1389.
- [8] س. م. موسوی، ق. منش، «عیب‌یابی الکتروپمپ مجتمع پتروشیمی خارگ به کمک آنالیز ارتعاشات» ششمین کنفرانس تخصصی پایش وضعیت و عیب‌یابی، ایران، تهران، دانشگاه صنعتی شریف، سال 1390.
- [9] جعفری، ف. سعیدی، ر. ستوده بحرینی، «تشخیص و دسته بندی عیوب پمپ‌های انتقال دوغاب در مجتمع گل گهر»، هشتمین کنفرانس تخصصی پایش وضعیت و عیب‌یابی، ایران، تهران، دانشگاه صنعتی شریف، سال 1392.
- [10] جعفری. م. ت. الهی فر، «آنالیز ارتعاشات در عیب یابی پمپ گریز از مرکز مجتمع جهان فولاد سیرجان» دهمین کنفرانس تخصصی پایش وضعیت و عیب یابی، ایران، تهران، دانشگاه صنعتی شریف، 1392
- [11] بهزاد مهدی، سپانلو کیوان، آسایش مسعود و روحانی بسطامی عباس، اصول و مبانی ارتعاشات در نگهداری، تعمیرات و عیب یابی ماشین‌های دوار، چاپ اول، انتشار شرکت ملی صنایع پتروشیمی، 1386
- [12] Shah SR, Jain SV, Patel RN, Lakhera VJ. CFD for centrifugal pumps: a review of the state-of-the-art. Procedia Engineering. 2013 Jan 1; 51:715-20.
- [13] Fetyan K, El_Gazzar D. Effect of motor vibration problem on the power quality of water pumping stations. Water Science. 2014 Oct 1; 28(1):31-41.

- [14] McKee KK, Forbes GL, Mazhar I, Entwistle R, Hodkiewicz M, Howard I. A vibration cavitation sensitivity parameter based on spectral and statistical methods. *Expert Systems with Applications*. 2015 Jan 1; 42(1):67-78.
- [15] Fiebig W, Korzyb M. Vibration and dynamic loads in external gear pumps. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2015 May 1; 15(3):680-8.
- [16] Egusquiza E, Valero C, Valentin D, Presas A, Rodriguez CG. Condition monitoring of pump-turbines. New challenges. *Measurement*. 2015 May 1; 67:151-63.
- [17] Li W, Lu H, Zhang Y, Zhu C, Lu X, Shuai Z. Vibration analysis of three-screw pumps under pressure loads and rotor contact forces. *Journal of Sound and Vibration*. 2016 Jan 6; 360:74-96.
- [18] Khadersab A, Shivakumar S. Vibration analysis techniques for rotating machinery and its effect on bearing faults. *Procedia Manufacturing*. 2018 Jan 1; 20:247-52.
- [19] Lee J, Park B, Lee C. Fault diagnosis based on the quantification of the fault features in a rotary machine. *Applied Soft Computing*. 2020 Dec 1; 97:106726.
- [20] Mohanty AR, Pradhan PK, Mahalik NP, Dastidar SG. Fault detection in a centrifugal pump using vibration and motor current signature analysis. *International Journal of Automation and Control*. 2012 Jan 1; 6(3-4):261-76.
- [21] Betta G, Liguori C, Paolillo A, Pietrosanto A. A DSP-based FFT-analyzer for the fault diagnosis of rotating machine based on vibration analysis. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*. 2002 Dec; 51(6):1316-22.
- [22] Orhan S, Aktürk N, Celik V. Vibration monitoring for defect diagnosis of rolling element bearings as a predictive maintenance tool: Comprehensive case studies. *Ndt & E International*. 2006 Jun 1; 39(4):293-8.
- [23] Moser M, Tapken U, Enghardt L, Neuhaus L. An investigation of low pressure turbine blade—vane interaction noise: Measurements in a 1.5-stage rig. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2009 Sep 1; 223(6):687-95.
- [24] Umbrajkaar AM, Krishnamoorthy A, Dhumale RB. Vibration Analysis of Shaft Misalignment Using Machine Learning Approach under Variable Load Conditions. *Shock and Vibration*. 2020 Jul 30; 2020.
- [25] Jin H, Titus A, Liu Y, Wang Y, Han Z. Fault diagnosis of rotary parts of a heavy-duty horizontal lathe based on wavelet packet transform and support vector machine. *Sensors*. 2019 Jan; 19(19):4069.