

بررسی نتایج آزمون رانندگی و مودال میزان ارتعاشات فن های هوایی سیستم خنک کننده مورد استفاده در صنایع نفت و گاز

بهمن پورمحمد^۱، عرفان میرشکاری^۲

۱- کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز

۲- دکترای مهندسی مکانیک، عضو هیات علمی دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز

مقدمه

یکی از تجهیزاتی که در اکثر واحدهای پالایشگاهی و پتروشیمی برای کاهش دمای سیالات مورد استفاده قرار می گیرند، فن های هوایی می باشند. در این مبدل ها برای کاهش دمای سیال داخل لوله ها، از هوای محیط استفاده می کنند. اجزای اصلی این مبدل ها شامل لوله، فن، الکتروموتور، کنترل کننده سرعت چرخش فن و تجهیزات لازم برای هدایت جریان می باشد. در این مبدل ها جریان سیال گرم پس از عبور از یک نازل وارد لوله ها می شود و با توجه به پره هایی که روی دیواره بیرونی لوله قرار دارند، کار انتقال حرارت را سریع تر انجام می دهند.

از مهمترین مزایای استفاده از فن های هوایی می توان به مواردی همچون در دسترس بودن سیال خنک کننده هوا در مقادیر نامحدود، عدم وجود اثرات منفی زیست محیطی، سهولت در انتخاب جنس مبدل تنها بر اساس نوع سیال فرآیندی به دلیل غیرخورنده بودن هوا و مقرون به صرفه بودن هزینه نگهداری کولرهای هوایی اشاره نمود. ارتعاشات مکانیکی گاهی اثرات مطلوب و مساعد دارند، مانند ویبراتورها و گاهی اثرات مخرب و نامطلوب دارند. پدیده خستگی، تولید سر و صدا، شل شدن اتصالات مثال هایی از اثرات نامطلوب ارتعاشات هستند. در تمامی صنایع که به نحوی با ارتعاشات در ارتباط می باشند، تجزیه و تحلیل ارتعاشات از اهمیت ویژه ای برخوردار است و بنا به موقعیت اقتصادی و توسعه یافتگی آنها، روش های مختلفی برای انجام فرآیند تجزیه و تحلیل وجود دارد که از روش سعی و خطا گرفته تا استفاده از سخت افزار و نرم افزارهای تحلیلی را شامل می شود. ارتعاشات تجهیزات دوار ارتباط مستقیمی با وضعیت آن دارد و هرگونه تغییر هر چند جزئی در وضعیت تجهیز با تغییر در وضعیت ارتعاشات آن همراه خواهد بود.

امروزه طراحی سازه های پیچیده مکانیکی به گونه ای است که علاوه بر مقاومت بالا باید دارای وزن کم و انعطاف پذیری باشند. این نیازهای جدید در طراحی، پتانسیل بروز ارتعاشات ناخواسته را افزایش می دهد.

از این رو بررسی علل ارتعاشی و یافتن راه حل هایی برای کاهش آن، از اهمیت ویژه ای در افزایش طول عمر و راندمان تجهیزات دوار از جمله فن های هوایی برخوردار است.

چکیده

یکی از وسایلی که در اکثر واحدهای پالایشگاهی و پتروشیمی برای کاهش دمای سیالات مورد استفاده قرار می گیرند، فن های هوایی می باشند. کارکرد بدون ارتعاش و با راندمان بالای فن های هوایی، موجب کاهش هزینه های تعمیرات و کاهش مصرف انرژی می شود. در این پروژه به بررسی علل ارتعاشات بیش از حد مجاز فن های هوایی سیستم خنک کننده. بیشترین مقدار ارتعاشات بر اساس سوابق اندازه گیری مربوط به فن C به میزان $RMS \frac{mm}{s} 36/96$ بوده است. پس از بررسی تاثیر جریان هوای و تاثیر کارکرد سایر فن ها به بررسی عیوب احتمالی پرداخته شد. با بررسی طیف ارتعاشی سازه مشخص گردید که فرکانس غالب مربوط به فرکانس یک برابر دور الکتروموتور می باشد و با بررسی عوامل ایجاد کننده آن، عامل اصلی ارتعاشات نزدیک بودن فرکانس طبیعی به فرکانس یک برابر دور الکتروموتور شناسایی شد. سپس با استفاده از روش های تجربی، اندازه گیری ارتعاشات سازه و انجام آنالیز تغییر شکل حین کارکرد و آنالیز مودال حین کارکرد و استفاده از نرم افزارهای مربوطه فرکانس های طبیعی سازه استخراج گردید. در ادامه با استفاده از نرم افزار تخصصی و روش اجزاء محدود، مدل هندسی سازه فن ترسیم و نزدیکترین مدل به شرایط واقعی شبیه سازی گردید. با مقایسه فرکانس های طبیعی سازه در مدلسازی هندسی و روش تجربی از صحت مدلسازی اطمینان حاصل گردید. به منظور اصلاح سازه و کاهش ارتعاشات، کم هزینه ترین روش اصلاح با افزایش سختی سازه از طریق جوشکاری بخشی از سازه در مدل نرم افزاری اعمال و با توجه به مثبت بودن نتایج، اصلاحات مد نظر بصورت عملی بر روی سازه فن های هوایی اعمال گردید. اصلاحیه عملی منجر به تغییر دومین فرکانس طبیعی از $24/53$ هرتز به $28/22$ هرتز و ایجاد فاصله مطمئن از فرکانس تحریک (فرکانس کارکرد الکتروموتور به میزان 25 هرتز) گردید. اصلاحیه مذکور منجر به کاهش مقدار ارتعاشات از $RMS \frac{mm}{s} 36/96$ به $RMS \frac{mm}{s} 3/87$ گردید و طبق استاندارد ISO ۱۴۶۹۴ در محدوده قابل قبول می باشد.

واژه های کلیدی

فن هوایی، سیستم خنک کننده، ارتعاش، شرایط محیطی، نفت و گاز

ارتعاش تجهیزات مکانیکی منجر به سایش یاتاقان‌ها، ترک خوردگی، لق شدن اتصالات، بروز اختلال در رله‌های الکتریکی و ایجاد اشکال در سیستم‌های الکترونیکی به دلیل شکست اتصالات لحیم شده می‌شود. ارتعاشاتی که منجر به خرابی و شکست می‌شوند، باید شناسایی و اصلاح شوند.

از نظر آماری بیشترین کار نگهداری و تعمیرات روی تجهیزات دوار از قبیل پمپ‌ها، کمپرسورها، توربین‌ها، فن‌ها و الکتروموتورها انجام می‌شود. ارتعاش می‌تواند نشانه‌ای از یک عیب داخلی باشد و به خصوص پیش‌بینی کننده‌ای خیلی حساس و سریع برای پیشرفت عیوب می‌باشد.

تحقیقات انجام شده در ایران

بنی هاشمی و همکاران (۱۳۹۰) شبیه سازی تحلیل مودال یک پمپ عمودی خط نورد گرم فولاد مبارکه اصفهان را در نرم افزار آباکوس^۱ انجام داده اند و فرکانس‌های طبیعی حاصل را با نتایج تجربی حاصل از دستگاه ارتعاش سنج XR۶۴ مقایسه کردند. آنها دریافتند که یکی از فرکانس‌های طبیعی سیستم نزدیک به دور کاری پمپ می‌باشد. آنها با اضافه نمودن تعدادی بوش به عنوان تکیه گاه، فرکانس طبیعی سیستم را تغییر داده و از وقوع پدیده تشدید جلوگیری نمودند.

ابراهیمی و همکاران (۱۳۸۶) به بررسی راهکارهای غیر سازه ای و اصلاحات سازه ای برای کاهش ارتعاشات فن‌های با گرداننده دور متغیر پرداختند. آنها در بررسی‌های خود با در نظر گرفتن شرایط کاری و اندازه گیری های انجام شده، تشدید را به عنوان علت ارتعاشات درسازه فن تشخیص دادند.

راهکار غیرسازه ای پیشنهاد شده، مبتنی بر حذف منبع ارتعاش بود و در این مورد، عدم کارکرد فن در محدوده دور بحرانی پیشنهاد شد. در این بررسی برای کاهش ارتعاشات سازه فن بیشتر بر روی تغییرات سازه ای تکیه شده است. بر این اساس پیشنهاد شد با افزودن تیرهای ضربدری در صفحه افقی و تیرهای قطری ضربدری و در نتیجه افزایش سفتی سازه را در راستای ارتعاشات ناخواسته، فرکانس طبیعی سازه افزایش یافته و بدین طریق نیروی تحریک که از فن ناشی می شود در محدوده کارکرد آن توانایی ایجاد چنان ارتعاشاتی را نخواهد داشت.

مطالعات انجام یافته در خارج از کشور

ریزو پاترون و همکاران (۲۰۱۶) به تحلیل مودال حین کارکرد تیغه روتور هلی کوپتر با استفاده از همبستگی تصاویر دیجیتال پرداختند. آنها در پژوهش خود از یک روتور با قطر ۲ متر استفاده کردند. تصاویر دیجیتال در دور ۹۰۰ دور در دقیقه با استفاده از یک جفت دوربین با سرعت ۱۰۰۰ فریم بر ثانیه ثبت شدند. با استفاده از این تصاویر تغییر شکل در نتیجه خم شدن پره ها اندازه گیری و پارامترهای مودال شامل فرکانس های طبیعی و شکل مودها با کمک روش ابراهیم تایم

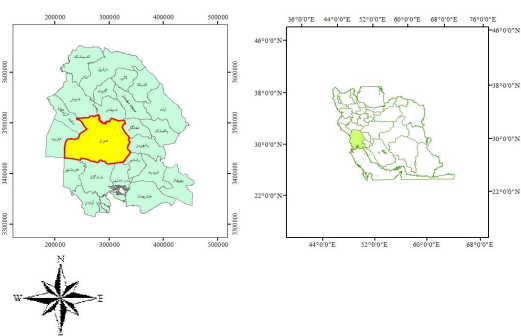
دومین بدست آوردند. آنها نتایج حاصل را با مدلسازی عددی انجام شده مقایسه کردند و به این نتیجه رسیدند که نتایج حاصل از آزمایش تجربی و مدلسازی عددی همخوانی خوبی با هم دارند، به گونه ای که فرکانس های طبیعی بدست آمده در بهترین حالت ۲٪ و در بدترین حالت ۱۰٪ با هم اختلاف داشتند.

اول ریکسون و همکاران (۲۰۱۶) به تحلیل مودال حین کارکرد تیغه های بلند توربین بادی پرداختند. آنها به منظور بررسی خرابی به تجزیه و تحلیل شکل‌های مود از انتقال موجک به صورت پیوسته و یک بعدی پرداختند. ایده اساسی روش آنها این بود که آسیب‌ها و خرابی‌های سازه‌ای باعث ایجاد شکل‌های مود بی‌نظم محلی می‌شوند. آنها به این نتیجه رسیدند که با توجه به ماهیت روش پیشنهاد شده نتایج حاصل بسیار بستگی به تعداد نقاط اندازه گیری دارند. در واقع در نظر گرفتن تعداد محدودی نقاط اندازه گیری در آزمایش تجربی نتایج را محدود کرده و منجر به شناسایی مود حساس به تنها یک خرابی مشخص می‌شود.

پراوول و همکاران (۲۰۰۹) به بررسی تجربی و تحلیل عددی پاسخ لرزه‌ای یک توربین بادی ۶۵ کیلو واتی با ارتفاع ۲۳ متر پرداختند. آنها در مدلسازی عددی خود از دو مدل متفاوت استفاده کردند. آنها در مدلسازی اول توربین را به صورت یک ستون عمودی که دارای یک جرم متمرکز در بالای آن بود مدل کردند و در مدلسازی دوم قسمت روتور و پره‌ها را با جزئیات بیشتری در نظر گرفتند. آنها پس از مقایسه نتایج تجربی و تحلیل عددی به این نتیجه رسیدند که برای اولین مود خمشی نتایج تجربی و عددی همخوانی خوبی با هم دارند اما برای دومین مود که در حدود ۱۰ هرتز بود، همخوانی بین نتایج تجربی و عددی تا حدودی کم بود.

منطقه مورد مطالعه

این تحقیق در یکی از واحدهای بهره برداری نفت و گاز ایران، در جنوب استان خوزستان، انجام گرفته است.



شکل ۱: موقعیت جغرافیایی شهر اهواز (مرشدی، ۱۳۹۳)

روش تحقیق

۱. Apakus

آنالیزهای تغییر شکل حین کارکرد و مودال حین کارکرد

آماده سازی اندازه گیری

جهت آماده سازی و اجرای اندازه گیری باید بازه فرکانسی، وضوح و پنجره ها به درستی انتخاب گردد. یک شرط مهم برای اندازه گیری توجه به رابطه بین حداکثر فرکانس سیگنال و حداقل فرکانس نمونه برداری می باشد. طبق نظریه نایکوئیست برای بازسازی سیگنال دیجیتالی، فرکانس نمونه برداری f_s بایستی بزرگتر یا مساوی دو برابر فرکانس بزرگترین جزء موجود در سیگنال اندازه گیری شده باشد. این بدین معناست که هر جزء ارتعاشی بایستی در محدوده فرکانسی انتخاب شده، حداقل دوبار در هر دوره نمونه برداری شود. هر گونه عدول از این تئوری، اثر آلیاسینگ^۲ را در پی خواهد داشت. اثر آلیاسینگ یک اثر ناخواسته در سیگنال است که باعث کاهش کیفیت آن می شود. زمانی که سیگنال نمونه برداری شده بازسازی می شود، اجزاء فرکانسی که در سیگنال اصلی وجود ندارد، در طیف فرکانسی ظاهر خواهند شد. برای خنثی سازی این اثر نامطلوب، بایستی تمام اجزاء سیگنال با فرکانسی بزرگتر از نصف فرکانس نمونه برداری حذف گردند. این عمل با استفاده از یک فیلتر پایین گذر که فیلتر آنتی آلیاس نامیده می شود انجام می گردد.

$$f_s \geq 2 f_{max}$$

پارامترهای نمونه برداری صحیح در آنالیز به صورت زیر انجام پذیرفته است:

پهنای باند جهت اندازه گیری در بازه صفر تا ۳,۲۰۰ هرتز انتخاب گردید.

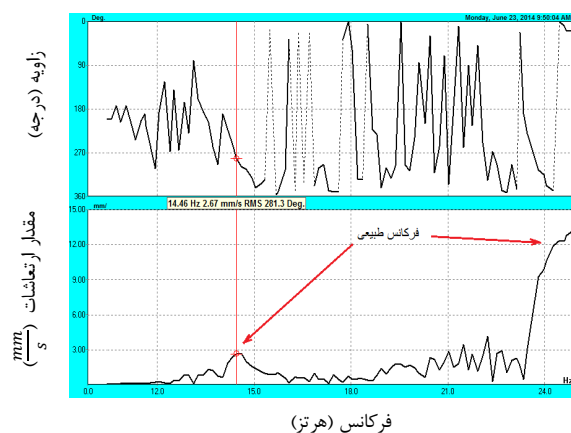
براساس پهنای باند و تعداد خطوط طیف انتخاب شده به میزان ۶,۴۰۰ خط، آنالیز به صورت اتوماتیک بهترین پارامترهای نمونه برداری را انتخاب می کند.

برای محاسبه پاسخ، تبدیل فوریه گسسته مورد استفاده قرار می گیرد. این تبدیل با این فرض مورد استفاده قرار می گیرد که سیگنال اندازه گیری شده به صورت پریودیک می باشد. اگر سیگنال اندازه گیری شده پریودیک نباشد خطای ناشی پیش خواهد آمد و به منظور کاهش این خطا از تابع پنجره استفاده می شود. تابع پنجره طوری عمل می نماید که سیگنال اندازه گیری شده به سیگنال پریودیک تبدیل شود. در این آزمون از تابع پنجره هنینگ استفاده شده است.

جهت کار با دستگاه دو کاناله، سازه باید رفتاری پایدار داشته باشد و زمانی رفتار دستگاه را پایدار می گوئیم که در دو بار اندازه گیری متوالی در پنجره زمان، طیف توان پاسخ تغییر نکند. لذا طیف توان در دو بار اندازه گیری متوالی از سازه در یک نقطه بررسی گردید و به دلیل انطباق کامل نتایج، رفتار سازه پایدار فرض شد.

این آزمون به صورت همزمان فاز و دامنه ارتعاشات را در بازه تغییرات سرعت در هنگام خاموش شدن تجهیز اندازه گیری می کند و با استفاده از مبانی مطرح شده در فصل دوم در قسمت سرعت های بحرانی، برخی از فرکانس طبیعی های سیستم را استخراج می کند. به طور معمول انتظار می رود با خاموش شدن تجهیز سطح لرزش با نرخ مشخص و ثابتی کاهش یابد. بنابراین در صورتی که سطح لرزش تجهیز از زمان خاموش شدن تا توقف کامل در هر زمانی افزایش یابد و اختلاف فاز در دو سمت آن حدود ۱۸۰ درجه باشد، سرعت و یا به عبارت بهتر فرکانسی که در آن افزایش سطح ارتعاشات اتفاق می افتد فرکانس طبیعی تجهیز می باشد.

برای انجام این تست از دستگاه لرزش سنج استفاده شد و به منظور مشاهده بهتر دامنه ارتعاشات در نمودار حاصل، الکتروموتور به وسیله چند وزنه نابالانس شد. پس از ایجاد نابالانسی، الکتروموتور روشن و پس از رسیدن به دور نامی خاموش و تا زمان توقف کامل اطلاعات مورد نیاز توسط دستگاه لرزش سنج ثبت گردید. به منظور افزایش صحت اطلاعات این عمل در چند نقطه انجام گرفت که یکی از نمودارها در شکل ۱ آورده شده است.



شکل ۱: نمودار Run Down الکتروموتور فن A-۵۳۰

همانگونه که در شکل ۴ مشخص است دور و یا فرکانس هایی می تواند فرکانس طبیعی سیستم باشد که در آنها علاوه بر افزایش سطح لرزش، اختلاف فاز ۱۸۰ درجه نیز اتفاق افتاده باشد. بنابراین همان گونه که شکل ۱ مشاهده می شود احتمال وجود دو فرکانس طبیعی در فرکانس های ۱۴/۴۶ هرتز و ۲۵ هرتز وجود دارد. با توجه به اینکه سازه هر سه فن نصب شده در کنار هم (HC-۰۰۱A/B/C-۰۵۳۰) شبیه به یکدیگر هستند و در هر سه آنها فرکانس طبیعی ۲۵ هرتز باعث افزایش ارتعاشات گردیده، احتمال وقوع پدیده ضربان به علت انتقال ارتعاشات از فن های مجاور و در نتیجه تغییر دامنه ارتعاشات به صورت نوسانی از $5 \frac{mm}{s} rms$ تا $37 \frac{mm}{s} rms$ تقویت می شود. لذا به منظور بررسی بیشتر و یافتن دقیق فرکانس های طبیعی و مودهای ارتعاشی، آنالیزهای تغییر شکل حین کارکرد و مودال حین کارکرد بر روی سازه فن انجام گردید.

^۲ Aliasing

جهت اندازه‌گیری شکل مود حین کارکرد از نیروی تحریک ایجاد شده توسط کارکرد فن استفاده گردید و به همین دلیل فن در دور ثابت قرار داده شد. بدیهی است در این شرایط غالب نیروهای تحریک در فرکانس کارکرد دستگاه عبارتند از فرکانس دوران الکتروموتور، فرکانس دوران فن، فرکانس گذر پره و فرکانس چرخش تسمه. تجهیزات اندازه‌گیری

تجهیزات مورد استفاده در اندازه‌گیری آزمون‌ها و آنالیزهایی که مورد استفاده قرار گرفته است به شرح ذیل می‌باشد:

دستگاه ارتعاش سنج دو کاناله ساخت شرکت VMI مدل Easy Viber

سنسور دور سنج شرکت PPERL+FUCHS مدل CP1ALDNL2

سنسور شتاب سنج پیزوالکتریک ساخت شرکت CTC مدل AC1021A، حساسیت 100 mV/g

الکتروموتور ساخت شرکت مارلی موتور 3 با توان 37 کیلو وات

الکتروموتور ساخت شرکت موتوژن با توان 55/0 کیلو وات

دستگاه تنظیم دور 4 الکتروموتور مدل LS ic5

نتیجه‌گیری

بررسی سوابق ارتعاشی الکتروفن‌های هوایی نشان‌دهنده مشابهت روند ارتعاشات کلی الکتروفن با روند ارتعاشات در فرکانس یک برابر دور الکتروموتور (25 هرتز) می‌باشد. از این رو عوامل موثر بر ارتعاشات یک برابر دور دستگاه از قبیل نابالانسی و فرکانس طبیعی مورد بررسی قرار گرفت. بر اساس نتایج حاصل از اندازه‌گیری انجام شده از ارتعاشات الکتروموتور در حالت چرخش آزاد و عدم وجود اختلاف فاز 90 درجه در دو جهت عمود بر هم در اطراف الکتروموتور، احتمال وجود نابالانسی در الکتروموتور مردود و تعیین فرکانس‌های طبیعی پیگیری گردید. جهت شناسایی فرکانس‌های طبیعی سازه به صورت تجربی از آزمون Run Down و آزمون تغییر شکل حین کارکرد استفاده شد. با انجام آزمون Run Down فرکانس‌های 14/46 هرتز و 25 هرتز به عنوان اولین و دومین فرکانس‌های طبیعی سازه مشخص شدند. همچنین با انجام آزمون تغییر شکل حین کارکرد مشخص گردید که فرکانس‌های 12/5 هرتز و 24/5 هرتز و 24/5 هرتز اولین و دومین فرکانس‌های طبیعی سازه می‌باشند و فرکانس 24/5 هرتز بیشترین نقش را در تغییر شکل سازه دارد. با توجه به فرکانس طبیعی‌های بدست آمده از آزمایش‌های تجربی مشخص گردید که عامل اصلی بالا و نوسانی بودن ارتعاشات الکتروموتور فن‌های هوایی، نزدیک بودن فرکانس طبیعی به فرکانس یک برابر دور الکتروموتور می‌باشد. از میان فرکانس‌های بدست آمده، دومین مود ارتعاشی دارای فرکانسی نزدیک به فرکانس دور الکتروموتور داشت. همچنین این مود ارتعاشی باعث ارتعاش الکتروموتور در جهت عمود

بر تسمه (V₁) و رسیدن ارتعاشات به بیشترین مقدار اندازه‌گیری می‌شد. شبیه‌سازی به روش اجزاء محدود در نرم افزار انجام و فرکانس‌های طبیعی سازه محاسبه شدند. نزدیکترین فرکانس طبیعی محاسبه شده در روش اجزاء محدود به فرکانس تحریک سازه، فرکانس 24/53 هرتز و فرکانس طبیعی حاصل از آنالیز مودال حین کارکرد 24/1 هرتز می‌باشد. لذا با توجه به اختلاف کم (2/5 درصد) نتایج حاصل از آزمایشات تجربی و مدلسازی عددی، مدل اجزاء محدود تهیه شده مدل مناسبی ارزیابی گردید و با استفاده از آن رفتار سازه تحت بارهای مختلف بررسی شد. با بررسی مدلسازی شبیه‌سازی شده در نرم افزار مشخص شد که با افزایش قیود سیستم از طریق اتصال سازه نگهدارنده الکتروموتور به سازه نگهدارنده تیوب‌ها، دومین فرکانس طبیعی سیستم از 24/53 هرتز به 28/55 هرتز تغییر می‌یابد و در فاصله مطمئن از فرکانس تحریک سیستم که همان فرکانس کارکرد الکتروموتور می‌باشد قرار می‌گیرد. پس از انجام تغییرات مجدد از سازه اندازه‌گیری بعمل آمد و دومین فرکانس طبیعی از 24/53 هرتز به 29 هرتز تغییر پیدا کرد و از فرکانس تحریک سازه که فرکانس یک برابر دور الکتروموتور به میزان 25 هرتز می‌باشد فاصله پیدا کرد. پس از اتصال سازه نگهدارنده الکتروموتور به بدنه اصلی سازه نگهدارنده تیوب‌ها، میزان بیشینه ارتعاشات تجهیز از $\frac{mm}{s}$ RMS 36/96 به $\frac{mm}{s}$ RMS 3/87 کاهش پیدا کرد که طبق استاندارد ISO 14694 برای فن هوایی مورد نظر در محدوده قابل قبول می‌باشد.

پیشنهادهات

- 1- در این پژوهش فن هوایی از دیدگاه مکانیکی مورد بررسی قرار گرفته است و می‌توان جهت ادامه کار سایر عوامل مکانیکی دیگر از قبیل مشکلات نابالانسی، خارج از مرکزی پولی الکتروموتور و پولی فن و همچنین تاثیر نیروهای سیالاتی را بر روی ارتعاشات سازه و فن بررسی کرد.
- 2- استفاده از جاذب‌های ارتعاشی می‌تواند مورد بررسی قرار گیرد.
- 3- فرکانس طبیعی‌های سازه در زمان طراحی مد نظر قرار گیرد و سازه مجدد طراحی شود.
- 4- تأثیر سرعت وزش باد و سایر عوامل محیطی بر روی ارتعاشات پره‌ها و الکتروفن بررسی گردد.
- 5- استفاده از ایرفویل‌ها با آیرودینامیک بیشتر مورد بررسی قرار گیرد.

فهرست منابع

Marelli Motori^۳
Inverter^۴

- Blades", Composite Structure, ۱۵۳, ۲۰۱۶, ۴۵۱-۴۶۷
- [۱۲] Rizo-Patron, S., Sirohi, J., "Operational Modal Analysis of a Helicopter Rotor Blade Using Digital Image Correlation", *Experimental Mechanics*, DOI ۱۰.۱۰۰۷/s۱۱۳۴۰-۰۱۶-۰۲۳۰-۶, ۲۰۱۶
- [۱۳] Ulriksen, M., D., Tcherniak, D., Hirkegaard, P., H., Damkilde, L., Structural Health Monitoring, "Operational Modal Analysis and Wavelet Transformation for Damage Identification in Wind Turbine Blades", ۱-۸, ۲۰۱۵
- [۱۴] Prowell, I., Veletzios, M., Elgamal, A., Restrepo, J., "Experimental and Numerical Seismic Response of a ۶۵ KW Wind Turbine", *Journal of Earthquake Engineering*, ۱۳, ۱۱۷۲-۱۱۹۰, ۲۰۰۹
- [۱۵] صمد قدس، امیر، حاجی کاظمی، حسین، "بررسی رفتار ارتعاشی قاب‌ها به کمک پارامترهای مودال تجربی"، چهارمین کنگره ملی مهندسی عمران، دانشگاه تهران، اردیبهشت ۱۳۸۷
- [۱۶] نظری، عارف و دیگران، "استخراج قطره‌های گره‌ای دیسک پره‌دار به روش عددی و تجربی"، *مجله مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۷، شماره ۲، اردیبهشت ۱۳۹۶، صص ۳۹۴-۳۴۳
- [۱۷] رائو، اس.، ارتعاشات مکانیکی، پوستی، بهرام، چاپ چهارم، تهران، متفکران، ۱۳۸۸
- [۱۸] Schwarz, B., Richardson, M., "Introduction to operating deflection shapes", *CSI Reliability Week Orlando FL Conference*, ۱۹۹۹
- [۱۹] Wenzel, H., Pichler, D., *Ambient Vibration Monitoring*, 1st ed., England: John Wiley & Sons Ltd, ۲۰۰۵
- [۱] جیمن، هی، *آنالیز مودال*، ضیایی راد، سعید، صالحی، مهدی، چاپ اول، تهران، انتشارات دانش پژوهان برین، ۱۳۸۴
- [۲] ووک، ویکتور، *ارتعاشات ماشین‌های صنعتی (اندازه گیری و تحلیل)*، رفیعیان، منصور، چاپ دوم، یزد، انتشارات دانشگاه یزد، ۱۳۹۰
- [۳] هاشمی بنی، مهدی، قاسمی، اعظم، یزدچی، مهدی، "شبیه سازی آنالیز مودال در نرم‌افزار آباکوس و مقایسه آن با نتایج تجربی، در پمپ عمودی خط نوورد گرم فولاد مبارکه اصفهان"، *سومین کنفرانس مهندسی ساخت و تولید*، ۱۳۹۰
- [۴] Winzenz, A. J., "Controlling fan vibration with active balancing reliability and maintenance problems", *IMechE Event Publications*, ۴th, ۲۰۰۴, ۶۱-۶۹
- [۵] Hafeez, T., Ahmed, A., Chohan, G.Y., Amir, M., "Vibration monitoring and fault diagnosis of an I.D. fan at a cement plant", *Pakistan: Journal of Scientific and Industrial Research*, ۴۶, ۲۰۰۳, ۲۲۵-۲۲۹
- [۶] Fermer, K. E., Lack, C.W., "Vibration isolation of fans considering the elastic properties of the floor", *IMechE Conference Publications*, ۱۹۸۴, ۸۱-۹۲
- [۷] Zhou, S. P., Su, Y. S., Zou, H. F., Gao, H. S., "Vibration analysis of E-GB۱۱۰ fan unit support structure", China: *Journal of East China University of Science and Technology*, ۳۲(۸), ۲۰۰۶, ۱۰۱۲-۱۰۱۵
- [۸] ابراهیمی، علیرضا، الندی حلاج، احمد، همتی، مسلم، "کاهش ارتعاشات سازه فن با گرداننده دور متغیر"، *دومین کنفرانس تخصصی پایش وضعیت و عیب یابی ماشین آلات*، ۱۳۸۶
- [۹] Zou, Q., Li, Z., Wu, H., "Modal Analysis of Trough Solar Collector", *Solar Energy*, ۱۴۱, ۲۰۱۷, ۸۱-۹۰
- [۱۰] Weis, P., Kucera, L., Pechac, P., Mocilan, M., "Modal Analysis of Gear Box Housing with Applied Load", *Proceia Engineering*, ۱۹۲, ۲۰۱۷, ۹۵۳-۹۵۸
- [۱۱] Teter, A., Gawryluk, J., "Experimental Modal Analysis of a Rotor with Active Composite