



## بررسی علل ارتعاشات فن‌های هوایی و ارائه راهکار برای کاهش ارتعاشات

محمدحسن مذهب جعفری<sup>1</sup>، علی حاج‌نایب<sup>2\*</sup>، غلامحسین معصومی<sup>3</sup>

1- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز  
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز  
3- کارشناس، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، خمینی شهر  
\* اهواز، صندوق پستی 6135743337، a.nayeb@scu.ac.ir

### چکیده

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 21 آبان 1393

پذیرش: 15 دی 1393

ارائه در سایت: 11 بهمن 1393

کلید واژگان:

فرکانس طبیعی

تغییر شکل حین کارکرد

آنالیز مودال حین کارکرد

اجزا محدود

فن‌ها کاربردهای وسیعی در صنایع مختلف دارند. عدم وجود ارتعاش در فن‌ها، موجب کاهش هزینه‌های تعمیرات و نیز کاهش مصرف انرژی این ماشین‌آلات می‌شود. ارتعاشات در دراز مدت می‌تواند به شکل خرابی‌هایی در موتور فن و خستگی در سازه پدیدار شود. از این رو بررسی علل ارتعاشی و یافتن راه‌حلی برای کاهش آن، از اهمیت ویژه‌ای در افزایش طول عمر و راندمان فن‌ها برخوردار است. در این پژوهش به بررسی علل ارتعاش یکی از فن‌های هوایی پتروشیمی بوعلی سینا واقع در بندر ماهشهر پرداخته شده است. در ابتدا با استفاده از آنالیز تغییر شکل حین کارکرد مهمترین فرکانس‌هایی که باعث افزایش ارتعاش شده‌اند را شناسایی و سپس با استفاده از آزمون مودال حین کارکرد فرکانس طبیعی‌های سازه استخراج شده‌اند. در ادامه مدل اجزاء محدود فن ایجاد شده است. با استفاده از تحلیل‌های انجام شده، مشخص شد که نزدیکی فرکانس گذر پره با یکی از فرکانس‌های طبیعی، مهمترین عامل ارتعاشات بالا در سازه است. این مشکل با افزایش تعداد پرها قابل حل می‌باشد. دومین عامل ارتعاشات بالا نزدیکی دور کاری الکتروموتور به فرکانس طبیعی تکیه‌گاه الکتروموتور می‌باشد که می‌توان با افزایش سختی، فرکانس طبیعی این تکیه‌گاه را افزایش داده از دور کاری الکتروموتور به اندازه کافی دور کرد.

## Study of the causes of excessive vibrations in air fans and proposing practical solutions for decreasing the vibration level

Mohamad Hasan Mazhab Jafari<sup>1</sup>, Ali Hajnayeb<sup>2\*</sup>, Gholam Hosein Masoumi<sup>3</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Islamic azad University, Ahvaz, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran

3- Department of Mechanical Engineering, Islamic azad University, khomeni shahr, Iran

\* P.O.B. 6135743337, Ahvaz, Iran, a.nayeb@scu.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 12 November 2014

Accepted 05 January 2015

Available Online 31 January 2015

### Keywords:

natural frequency

operation deflection shape

operation modal analysis

finite element

### ABSTRACT

The inseparable parts of any industrial unit are usually the rotary machines. Fans are categorized as a common type of rotary machine, which play an important role in the industry. In order to decrease the costs of repair and energy consumption, fans have to operate without vibration. However, if the fan unit with an acceptable level of vibrations is installed on a huge structure, the vibration caused by the fan can develop complications for the structure as well as serious problems for the fan itself. Long-time operation of a faulty fan can cause failure in the fan motor and fatigue in the structure. Therefore, investigating the root causes of the vibrations of the fan and decreasing the vibrations is vital for increasing the operating time and the efficiency of the fans. This study is focused on identifying the root causes of excessive vibrations of one of the air fans in Bu aliSina Petrochemical Company. First, the main frequencies which are responsible for the increase in vibration levels are identified, by using ODS analysis. Then, the natural frequencies of the structure are derived using the operational modal analysis (OMA). Also, the finite element model of the fan unit and the structure are developed based on the most probable compatibility with the experimental data. Finally, a number of suggestions for reducing vibration amplitudes of the fan are proposed.

### 1- مقدمه

شناسایی عیب در ماشینهای دوار به کار گرفته می‌شود. تعیین نوع عیب تنها با استفاده از آزمایش، اگر غیر ممکن نباشد، به انجام تعداد زیادی آزمایش تجربی نیاز دارد که مستلزم صرف زمان زیادی است [2]. روش‌های زیادی به منظور تشخیص عیب بر پایه‌ی ارتعاشات به وجود آمده است که اساساً وابسته به نوع عیب می‌باشند. در زمانی که سیگنال‌های به وجود

در سی سال گذشته پیشرفت‌های زیادی در استفاده از اندازه‌گیری و آنالیز ارتعاشات برای پایش ماشینهای دوار در حال کار حاصل شده است [1]. پایش بر پایه‌ی ارتعاشات به خوبی مورد پذیرش واقع شده و به طور گسترده برای

Please cite this article using:

M. H. Mazhab Jafari, A. Hajnayeb, Gh. H. Masoumi, Study of the causes of excessive vibrations in air fans and proposing practical solutions for decreasing the vibration level, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 3, pp. 181-188, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

با توجه به اینکه داشتن دید کلی در مورد حرکت نسبی نقاط مختلف سازه نسبت به هم و تغییر شکل سازه در هر فرکانس کمک شایانی جهت ریشه یابی مشکلات ارتعاشی می کند. لذا رچاردسون و همکارش با استفاده از آنالیز تغییر شکل حین کارکرد به بررسی این مهم پرداختند [17]. با استفاده از این آنالیز می توان رابطه بین نیروی تحریک و تغییر شکل حین کارکرد را نیز بررسی کرد [18].

در این مقاله، دلایل ارتعاشات بالای یک فن هوایی مطالعه شده است. فن هوایی 5002، یکی از فن های پتروشیمی بوعلی سینا واقع در شهر ماهشهر می باشد. فن مذکور برای خنک کردن محصولات پتروشیمی مورد استفاده قرار می گیرد. این فن از نوع فن های دمنده بوده و دور نامی فن و الکتروموتور به ترتیب 250 و 1000 دور بر دقیقه می باشد. انتقال قدرت در این فن به وسیله 4 عدد تسمه انجام می گیرد.

این فن دارای ارتعاشات بالاتری نسبت به تجهیز مشابه بوده و به همین دلیل دچار خرابی های بیشتری می گردد. همین امر می تواند باعث توقف در خط تولید شود و زیان های اقتصادی زیادی متوجه کارخانه کند. این فن هوایی سازه های بزرگ و پیچیده دارد. سازه آن دارای اتصالات زیادی می باشد و همین امر مدلسازی فن را مشکل می کند. در این پژوهش، با توجه به اهمیت بالای این تجهیز در فرآیند تولید به تشخیص دلایل افزایش ارتعاش در آن پرداخته می شود.

در این تجهیز امکان اندازه گیری نیروی تحریک وجود ندارد پس جهت تشخیص و ریشه یابی ارتعاشات بالای دستگاه از آنالیز تغییر شکل حین کارکرد بر حسب توابع پاسخ فرکانسی و آنالیز مودال حین کارکرد بهره جسته و در ادامه اقدام به تهیه مدل اجزاء محدود فن کرده و تلاش شده که مدل بیشترین سازگاری را با سازه داشته باشد. سپس نشان داده می شود در چه فرکانس هایی بیشترین ارتعاش در سازه ایجاد می شود. در انتها پیشنهاداتی جهت کاهش دامنه ارتعاش فن ارائه شده است. در شکل 1 نمایی از فن 5002 دیده می شود.

لازم به ذکر است که پژوهش های کمی در مورد عیب یابی فن های هوایی دمنده انجام گرفته است. اکثر تحقیقات انجام شده با استفاده از آنالیزهای تغییر شکل حین کارکرد و مودال، یا بر روی تجهیزاتی صرفاً دوار و یا سازه های ثابت انجام گرفته است. در این پژوهش سیستمی متشکل از قسمت دوار و بخش ثابت بررسی می شود.

## 2- آنالیز تغییر شکل حین کارکرد

استفاده از تغییر شکل حین کارکرد باعث افزایش توانایی تحلیلگر برای تشخیص



شکل 1 نمایی از فن 5002 پتروشیمی بوعلی سینا، جهت دید از شرق به غرب

منبع ارتعاش می شود [19,20]. تغییر شکل حین کارکرد وابسته به نیروهای

آمده از عیوب، غیر ایستا باشند چن از روش ویولت برای تشخیص عیب استفاده نموده است [3]. لیو از ادغام مجموعه داده های فازی به عنوان روش تشخیص عیب ماشینهای دوار با استفاده از چندین سنسور استفاده کرد. در مواقعی که سیگنالهای به وجود آمده از عیوب ایستا هستند، روش تشخیص عیب با محتوای طیفی یکسان در حوزه فرکانس به کار برده می شوند [2]. روش های تغییر شکل حین کارکرد نیز بر پایه تحلیل طیف های فرکانسی استوار هستند [4].

تحلیل دینامیکی، یکی از ضروریات مهم در طراحی، ساخت و نگهداری سازه ها می باشد. اما چون جواب تحلیلی برای سازه های پیچیده، با بارگذاریها و شرایط مرزی مختلف در دسترس نیست و همچنین وجود خطاهایی نظیر خطاهای حاصل از بکارگیری فرضیات و تئوریهای نامناسب، خطا در مدل کردن جزئیات سازه های پیچیده و عدم اطلاع صحیح از خواص مواد، مدل های تقریبی عددی، نظیر روش اجزاء محدود<sup>1</sup>، را با مشکلاتی مواجه می کند. از این رو تست مودال، به عنوان ابزار مناسبی برای دستیابی به خواص دینامیکی سازه ها، شناخته شده است. روشهای آنالیز مودال کلاسیک بر اندازه گیری ورودی و خروجی مبتنی بوده و با بکارگیری روشهای شناسایی مدل، نظیر انتخاب قله<sup>2</sup>، روش زمانی ابراهیم<sup>3</sup>، تابع شناسایی مود مختلط<sup>4</sup> و غیره به استخراج پارامترهای مودال سازه می پردازند [5].

یکی از مهمترین دلایل بالا بودن سطح ارتعاشات در تجهیزات دوار و سازه های بزرگ می تواند پدیده تشدید باشد که روش های مختلفی برای تشخیص آن وجود دارد [6].

در تجهیزاتی که امکان اندازه گیری نیروی تحریک وجود دارد و یا با توجه به کوچک بودن تجهیز می توان سازه را تحریک کرد [7]، آنالیز مودال تجربی روش مناسبی جهت استخراج فرکانس طبیعی، شکل مودها و صحت سنجی نتایج اجزاء محدود می باشد [8].

در سازه های بزرگ و پیچیده، تحلیل دینامیکی با چند مشکل اساسی مواجه است. اولین مشکل تحریک سازه می باشد [9]، برای تحریک سازه های بزرگ باید نیروی زیادی به کار گرفته شود تا تمامی شکل مودهای سازه در محدوده فرکانسی مد نظر تحریک گردد، از یک سو چنین نیروی بزرگی ممکن است موجب خرابی محلی سازه شده و از سوی دیگر موجب بروز رفتار غیر خطی شود [10]. مشکل دوم، وجود نویز فراوان نظیر باد، تردد خودرو و امواج صوتی در محیط تست می باشد [11]. وجود این مشکلات، محققان را بر آن داشته تا به ارائه روش های نوین آنالیز مودال اقدام کنند. در این روشها فقط پاسخ سازه به تحریک محیطی، اندازه گیری می شود. از این رو این روشها با عنوان آنالیز ارتعاش محیطی<sup>5</sup> یا آنالیز مودال حین کارکرد<sup>6</sup> شناخته می شوند. اولین موارد کاربرد این روشها، در زمینه بررسی ارتعاشات پل معلق [12] و ارتعاشات سازه ها [13] صورت گرفته است. در دهه های اخیر، با پیشرفت کامپیوترها و روش های محاسباتی، فعالیت گسترده تری در این زمینه انجام شده است. در برخی مطالعات روشهای استفاده از تحریک طبیعی برای شناسایی سیستم مورد بررسی قرار گرفته اند [14]. برینکر و همکارانش روشی را به نام تجزیه فرکانسی<sup>7</sup> ارائه کرده اند [15]، که چندی بعد با کمی تغییر به عنوان یکی از پرکاربردترین روشهای آنالیز مودال بر مبنای پاسخ شناخته شد [16].

1- Finite Element Method (FEM)

2- Pick peaking

3- Ibrahim Time Domain (ITD) method

4- Complex Mode Indicator Function (CMIF)

5- Ambient Vibration Analysis

6- Operation Modal Analysis (OMA)

7- Frequency Domain Decomposition (FDD)

فوریه)، طیف توان و همبستگی دوتایی، توابع پاسخ فرکانسی، انتقال اشاره نمود که به کارگیری هر یک از آنها دارای مشکلات خاصی می‌باشند [22]. روش آنالیز تغییر شکل حین کارکرد بر حسب توابع پاسخ فرکانسی ضمن حفظ محاسن روشهای ذکر شده بسیاری از معایب آنها را ندارد و در عمل قابل استفاده است، از جمله اینکه نیازی به اندازه گیری همزمان تمامی نقاط اندازه گیری و یا عملکرد تکرار پذیر نمی باشد، بلکه تنها نیاز به عملکرد پایا دارد. می توان با استفاده از روش مجموعه اندازه گیری و یک پاسخ مرجع تعداد زیادی نقاط اندازه گیری را با یک آنالیزور دو کاناله اندازه گیری نمود. این روش در واقع ترکیب خاصی از چگالی طیفی و همبستگی دوتایی بین یک پاسخ و پاسخ مینا می باشد.

توابع چگالی طیفی اغلب با استفاده از توابع ارتباط و یا تبدیلات فوریه محاسبه می شوند. تابع چگالی طیفی بین دو پاسخ زمانی پایا را می توان با استفاده از تبدیل فوریه توابع همبستگی محاسبه نمود (ابطله ((1) [24].

$$S_{xy}(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xy}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (1)$$

که در آن  $S_{xy}$  تابع چگالی طیفی همبستگی یا همبستگی دوتایی و  $R_{xy}(\tau)$  تابع همبستگی دوتایی بین  $x(t)$  و  $y(t)$  نام دارد، که  $R_{xy}(\tau)$  به صورت رابطه (2) تعریف می شود.

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)y(t+\tau) dt \quad (2)$$

برای حالت خاصی که  $x(t) = y(t)$  به صورت رابطه (3) در می آید:

$$S_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xx}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (3)$$

که  $S_{xx}(f)$  تابع چگالی طیفی  $x(t)$  نام دارد. توابع طیفی در معادلات (1) و (2) در تمامی فرکانسها تعریف می شوند، ولی در عمل مناسب تر است که تنها با توابع طیفی تعریف شده روی فرکانسهای غیر منفی کار شود. این توابع را توابع طیفی یک طرفه می نامند که به صورت روابط (4) تا (6) تعریف می شوند [24].

$$G_{xy}(f) = 2 \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xy}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau = C_{xy}(f) - jQ_{xy}(f) \quad (4)$$

$$C_{xy}(f) = 2 \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xy}(\tau) \cos 2\pi f\tau d\tau \quad (5)$$

$$Q_{xy}(f) = 2 \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xy}(\tau) \sin 2\pi f\tau d\tau \quad (6)$$

آنالیز تغییر شکل حین کارکرد بر حسب توابع پاسخ فرکانسی را نیز می توان از رابطه (7) محاسبه کرد.

$$\text{ODS FRF}(\omega) = \frac{\sqrt{G_{xy}(\omega)}}{\sqrt{G_{xx}(\omega)}} \quad (7)$$

### 3- تئوری آنالیز مودال حین کارکرد به روش تجزیه فرکانسی

روش های آنالیز ارتعاشات محیطی به دو دسته کلی، پارامتریک و غیر پارامتریک تقسیم بندی می شوند. روشهای غیر پارامتریک با انجام یک مجموعه عملیات ریاضی، بر روی داده های اندازه گیری شده، در حوزه فرکانس، به استخراج مشخصات دینامیکی سازه می پردازند [25]. در حالیکه در روش های پارامتریک، یک مدل پارامتریک برای سیستم، در حوزه زمان تقریب زده شده و مستقیماً بر روی پاسخ های بدست آمده از داده های اندازه گیری منطبق<sup>5</sup> می شود و مدل دینامیکی سیستم استخراج می گردد [26]. یکی از روشهای غیر پارامتریک، روش تجزیه فرکانسی است، که شباهت هایی با روش انتخاب قله و

اعمالی به سازه بوده و با تغییر آن تغییر خواهد کرد؛ در نتیجه متفاوت با شکل مود می باشد. تغییر شکل حین کارکرد می تواند دارای واحد جابجایی، سرعت، شتاب و یا جابجایی بر واحد نیرو باشد. تغییر شکل حین کارکرد می تواند برای هر دوی سازه های خطی و یا غیر خطی تعریف شود [21]. به طور کلی تغییر شکل حین کارکرد به صورت حرکت اجباری دو یا چند نقطه از سازه، در لحظه هایی از زمان و یا یک فرکانس مشخص تعریف شده است [22]. از این روی، می توان تغییر شکل حین کارکرد را از هر یک از انواع پاسخ ها در حوزه زمان مانند تصادفی، ضربه ای، و سینوسی و همچنین از انواع مختلف اندازه گیریهای حوزه فرکانس، شامل طیفهای خطی (تبدیلات فوریه)، طیف توان<sup>1</sup> و همبستگی دوتایی، توابع پاسخ فرکانسی، انتقال<sup>2</sup> و نوع خاصی از اندازه گیری به نام آنالیز تغییر شکل حین کارکرد بر حسب توابع پاسخ فرکانسی<sup>3</sup> بدست آورد.

تعریف کامل شکل حرکت سازه، نیازمند مشخص شدن اندازه و زاویه فاز نقاط مختلف اندازه گیری نسبت به یکدیگر می باشد. در روش های حوزه زمان برای مشخص نمودن تغییر شکل حین کارکرد، اندازه و زاویه فاز نقاط به طور ضمنی در نظر گرفته می شوند. این بدان مفهوم است که همگی پاسخ ها می بایست به طور همزمان اندازه گیری شوند و یا تحت شرایطی که اندازه ی نسبی فاز و اندازه آنها نسبت به یکدیگر به طور صحیح حفظ شود. اندازه گیری همزمان تمامی نقاط نیازمند استفاده از تجهیزات چندین کاناله و تعداد زیادی سنسور می باشد که این تجهیزات بسیار پرهزینه بوده و از طرفی تنها زمانی که سازه یا ماشین دارای پاسخ تکرار پذیر باشد، می توان پاسخ ها را به ترتیب و به صورت جداگانه در زمانهای مختلف جمع آوری نمود. برای تکرار پذیری، جمع آوری داده ها باید زمانی صورت پذیرد که شکل موج زمانی یکسانی در پنجره ی نمونه برداری پدیدار گردد. برای داده برداری در این شرایط به یک تریگر خارجی برای تشخیص تکرار سیگنال زمانی نیاز است.

از طرف دیگر در بسیاری از حالات، ماشین یا سازه اگرچه دارای عملکرد تکرار پذیر نیست، ولی دارای عملکرد پایا می باشد؛ عملکرد پایا زمانی ایجاد می شود که طیف توان سیگنال پاسخ در طول زمان و از یک اندازه گیری به اندازه گیری دیگر تغییر نمی کند. موج زمانی در هر نمونه برداری می تواند مختلف باشد، ولی طیف توان همواره شکلی ثابت دارد. برای اطمینان از اینکه مجموعه ای از اندازه گیریهای ارتعاشی که از دو یا چند درجه آزادی بدست آمده اند دارای اندازه و فاز نسبی صحیحی هستند، دو روش برای اندازه گیری می تواند به کار گرفته شود. اندازه گیری همزمان تمامی پاسخها، و یا اندازه گیری همزمان برخی پاسخها به همراه یک پاسخ مرجع (ثابت) که روش دوم مجموعه اندازه گیری<sup>4</sup> نامیده می شود [23].

با استفاده از روش مجموعه اندازه گیری، یک پاسخ ثابت می بایست با هر یک از مجموعه ها اندازه گیری شود.

در این مقاله نیز از روش دوم و تکنیک "آنالیز تغییر شکل حین کارکرد بر حسب توابع پاسخ فرکانسی" به منظور تشخیص عیوب سازه های یک فن استفاده شده است.

### 2-1- آنالیز تغییر شکل حین کارکرد بر حسب توابع پاسخ فرکانسی

هما نظر که گفته شد روشهای مختلفی برای اندازه گیری تغییر شکل حین کارکرد در حوزه فرکانس وجود دارد، که می توان، به طیف های خطی (تبدیلات

1- Auto Power Spectra (APS)

2- Transmissibility

3- ODS-FRF

4- Measurement Set

4- اجرای عملی آنالیز تغییر شکل حین کارکرد

فن 5002 واقع در پتروشیمی بوعلی سینا از نوع فن دمنده می باشد که در جدول 1 مشخصات فنی آن نشان داده شده است.

این مجموعه نسبت به دستگاه مشابه خود داری سطح ارتعاشات بالاتر بوده و همین عامل سبب ایجاد خرابی متعدد و از سرویس خارج شدن آن شده است. جهت تشخیص علت خرابی های مکرر این تجهیز از آنالیز تغییر شکل حین کارکرد کمک گرفته شده است. جهت انجام این آنالیز، فن را در حالت معمول خود روشن کرده و از روش آنالیز تغییر شکل حین کارکرد بر حسب توابع پاسخ فرکانسی برای انجام این آزمون استفاده شده است. با استفاده از دستگاه اندازه گیری دو کاناله VT60 و دو سنسور شتاب سنج پیزوالکتریک AS-165 ساخت شرکت B&K قصد انجام این آزمون را داشته اما همانطور که اشاره شد جهت کار با دستگاه دو کاناله سازه باید رفتاری پایدار داشته باشد. تعداد 53 نقطه را بر روی سازه انتخاب کرده و در سه جهت اندازه گیری بر روی آنها انجام شده است. سعی شده نقاط طوری انتخاب شوند که تمام سازه پوشش داده شود. در شکل 2 نقاط بر روی سازه مشخص شده اند.

در ابتدا یک سیگنال زمانی<sup>3</sup> به طول 3/2 ثانیه از روی تمام نقاط ثبت می شود. در ادامه سیگنال های زمانی را وارد نرم افزار متلب کرده، آنالیز تغییر شکل حین کارکرد را انجام داده و نتایج استخراج می گردند. شکل 3، نمودار برهم نهی طیف توان نقاط مختلف را نشان می دهد و بزرگ ترین قله های دامنه ارتعاشات در فرکانس های 12/7 و 16/4 هرتز مشاهده می شوند.

با توجه به اینکه نرم افزار متلب از نظر جنبه های گرافیکی ضعیف می باشد لذا جهت تهیه انیمیشن حرکت سازه از نرم افزار ام-ای-اسکوپ<sup>4</sup> استفاده شده است. نتایج اندازه گیری و هندسه سازه را که قبلا در نرم افزار سالدورک مدل شده، به نرم افزار ام-ای-اسکوپ انتقال داده و در انتها می توان تغییر شکل سازه در هر فرکانس را به صورت انیمیشن مشاهده کرد.

جدول 1 مشخصات فنی فن

rpm	1000	سرعت محرک
rpm	250	سرعت فن
	3	تعداد پره
درجه	10	زاویه حمله پره



شکل 2 تصویر فن هوایی به همراه نقاط اندازه گیری

تابع شناسایی مود مختلط دارد. در این روش که توسط برینکر و همکاران [16] ارائه شده ابتدا ماتریس چگالی طیف توان<sup>1</sup> پاسخ محاسبه شده و سپس روش تجزیه مقادیر تکین<sup>2</sup> بر روی آن اعمال می شود و به کمک آن، مقادیر فرکانس های طبیعی، ضرایب دمپینگ و شکل مودها بدست می آیند.

اساس روابط حاکم بر FDD بر رابطه بین خروجی ها و ورودی های یک سیستم (رابطه (8)) استوار است [27].

$$G_{yy}(j\omega) = \bar{H}(j\omega) \cdot G_{xx}(j\omega) \cdot H^T(j\omega) \quad (8)$$

که در آن  $G_{xx}$ ، ماتریس طیف چگالی توان ورودی،  $G_{yy}$  ماتریس طیف چگالی توان خروجی و  $H(j\omega)$  ماتریس تابع پاسخ فرکانسی می باشد. برای ماتریس پاسخ فرکانسی می توان رابطه (9) را نوشت [5].

$$H(j\omega) = \sum_{k=1}^n \frac{Q_k}{j\omega - \lambda_k} + \frac{\bar{Q}_k}{j\omega - \bar{\lambda}_k} \quad (9)$$

که  $Q_k$  نشان دهنده ترم باقیمانده،  $\lambda_k$  نشان دهنده  $K$  امین فرکانس طبیعی و علامت "-" نشان دهنده مزدوج و  $n$  تعداد مود های مد نظر را نشان می دهد. با ترکیب روابط 8 و 9 رابطه بین چگالی توان ورودی و خروجی مطابق رابطه (10) بدست می آید [16]:

$$G_{yy}(j\omega) = \sum_{k=1}^n \left[ \frac{Q_k}{j\omega - \lambda_k} + \frac{\bar{Q}_k}{j\omega - \bar{\lambda}_k} \right] \cdot G_{xx}(j\omega) \cdot \left[ \sum_{s=1}^n \frac{Q_s}{j\omega - \lambda_s} + \frac{\bar{Q}_s}{j\omega - \bar{\lambda}_s} \right] \quad (10)$$

در صورتی که ورودی نویز سفید باشد، ماتریس چگالی توان یک ماتریس به فرم  $G_{xx}(j\omega) = C[I]C^T$  خواهد بود. با جایگزین کردن این رابطه در رابطه (10) و ساده کردن آن، رابطه (11) حاصل خواهد شد.

$$G_{yy}(j\omega) = \sum_{k=1}^n \frac{A_k}{j\omega - \lambda_k} + \frac{\bar{A}_k}{j\omega - \bar{\lambda}_k} + \frac{B_k}{-j\omega - \lambda_k} + \frac{\bar{B}_k}{-j\omega - \bar{\lambda}_k} \quad (11)$$

در این معادله  $A_k$ ،  $K$  امین باقیمانده چگالی توان خروجی می باشد، که با رابطه (12) نمایش داده شده است [16].

$$A_k = Q_k C \left( \sum_{s=1}^n \frac{\bar{Q}_s^T}{-\lambda_k - \lambda_s} + \frac{Q_k^T}{-\lambda_k - \lambda_s} \right) \quad (12)$$

با استفاده از خاصیت تعامد مودها، باقیمانده به صورت  $A_k = Q_k C Q_k^T / 2\alpha_k$  در خواهد آمد که در آن  $\alpha_k$  بخش حقیقی  $K$  امین قطب باشد. بنابراین در نهایت چگالی توان پاسخ بر حسب شکل مودها و قطب های سیستم به صورت رابطه (14) در خواهد آمد [16].

$$A_k \propto Q_k C Q_k^T = \phi_K \gamma_K C \gamma_K^T \phi_K^T = d_k Q_k Q_k^T \quad (13)$$

که در آن  $d_k$  یک اسکالر،  $\phi_K$  بردار شکل مود  $K$  ام و  $\gamma_K$  بردار حالت مود می باشد. بنابراین در نهایت چگالی توان پاسخ بر حسب شکل مودها و قطب های سیستم به صورت رابطه (14) در خواهد آمد [16].

$$G_{yy}(j\omega) = \sum_{k=1}^n \frac{d_k \phi_K \phi_K^T}{j\omega - \lambda_k} + \frac{\bar{d}_k \bar{\phi}_K \bar{\phi}_K^T}{j\omega - \bar{\lambda}_k} \quad (14)$$

رابطه (14) بیان می کند که، در هر فرکانس تعداد محدودی مود در ساختن پاسخ سیستم شرکت می نمایند. در نزدیکی فرکانس های طبیعی سیستم، فقط یک مود، به طرز قابل توجهی پاسخ سیستم را می سازد. لذا پاسخ در این فرکانس، بسیار شبیه شکل مود این فرکانس خواهد بود.

3- Time Signal  
4- ME'scope

1- Power Spectral Density (PSD)  
2- Singular Value Decomposition (SVD)

جهت انجام آزمون مودال و بدست آوردن فرکانس های طبیعی هر سازه نیاز به نویز سفید است که می توان با استفاده از یک سیگنال ژنراتور و تقویت کننده توان و یا یک لرزاننده الکترو دینامیکی<sup>1</sup> به ایجاد این تحریک ها پرداخت. یک روش ارزانتر و ساده تر، جارو کردن فرکانسی با استفاده از یک موتور الکتریکی و دستگاه کنترل دور<sup>2</sup> است که در آن، محور موتور با استفاده از جرم خارج از مرکز نامیزان شده است. در شکل 4 موتور و دستگاه کنترل دور دیده می شود. دور این موتور را به 22 هرتز رسانده سپس با استفاده از دستگاه کنترل دور، دور موتور را در 90 ثانیه به 5 هرتز رسانده می شود. کم کردن دور موتور نباید به سرعت انجام شود تا همه فرکانس ها به خوبی تحریک و دامنه فرکانس طبیعی با افزایش زمان رشد کرده و بهتر بتوان آن را تشخیص داد. این زمان به صورت تجربی به دست آمده است. قابل ذکر است که در زمان انجام این آزمون فن خاموش می باشد.

### 5-1- اندازه گیری

جهت انجام این آزمون از دستگاه اندازه گیری دو کاناله VT60 و یک اسیلوسکوپ، دو سنسور شتاب سنج پیزوالکتریک AS-165 ساخت شرکت B&K که در شکل 5 مشاهده می شود استفاده شده است. به همین منظور کانال یک را مرجع فرض کرده و در نقطه شماره یک به صورت ثابت قرار داده و کانال دوم نیز به صورت گردشی در نقاط مختلف سازه جابه جا شده است. در این پژوهش با توجه به هندسه سازه، 45 نقطه در سه جهت برای اندازه گیری انتخاب شده است. نقاط اندازه گیری بر روی سازه فن در شکل 1 مشاهده می شود.

### 5-2- روش تخمین

انتخاب روش تخمین پارامترهای مودال از مهمترین بخش های آنالیز مودال حین کارکرد می باشد. روش های مختلف تخمین توسط سه خاصیت اساسی طبقه بندی می شوند:

الف- روش یک درجه آزادی<sup>3</sup> یا چند درجه آزادی<sup>4</sup>

ب- روش محلی<sup>5</sup> یا سراسری<sup>6</sup>

ج- روش بازه زمانی یا فرکانسی

استفاده از روش یک درجه آزادی یا چند درجه آزادی به میزان روی هم نپی مودها بستگی دارد و اگر مودها کاملا از هم مجزا باشند آنگاه روش یک درجه آزادی روش مناسبی خواهد بود. در روش محلی هر تابع پاسخ فرکانسی به صورت جداگانه بررسی می شود و به این ترتیب از هر پاسخ یک فرکانس شدید به دست می آید ولی در روش سراسری تمامی پاسخ ها با هم در نظر گرفته می شود. تفاوت بازه زمانی و فرکانسی در روابط ریاضی است و در واقع از نظر تئوری هر دوی آنها به یک نتیجه ختم می شود ولی در عمل نتایج با هم متفاوت می باشد. در این تحقیق از روش سراسری جهت استخراج پارامترهای مودال استفاده شده است.

پس از مشخص کردن بازه فرکانسی و روش تخمین با در نظر گرفتن همه توابع طیف توان در محدوده مشخص شده فرکانس های طبیعی با استفاده از نرم افزار ام-ای-اسکوپ تخمین زده شده و در جدول 2 آورده شده اند.

در شکل 3 نتایج حاصل از آنالیز تغییر شکل حین کارکرد مشاهده می شود. در این نمودار سه پیک غالب 12/73، 16/46، 18/8 هرتز وجود دارد. با توجه به اینکه ما به دنبال عامل تشدید در سازه بوده پس پیک هایی برای ما اهمیت دارند که به فرکانس های طبیعی سازه نزدیک باشند. در ادامه نشان داده می شود که دو پیک اول در نزدیکی فرکانس های طبیعی سازه می باشند و در صورتی که بتوان عامل ایجاد دو پیک اول را از بین برد ارتعاشات سازه کاهش می یابد.

با بررسی الگوی رفتاری سازه دیده می شود که فرکانس 12/7 هرتز بیشترین نقش را در ایجاد تغییر شکل دارد. بیشترین تغییر شکل سازه، مربوط به تیر وسط فن که در شکل 8 دیده می شود، است که در این فرکانس از وسط خم می شود و مود اول این تیر تحریک می گردد. تغییر شکل سازه تحت این فرکانس در راستای X می باشد.

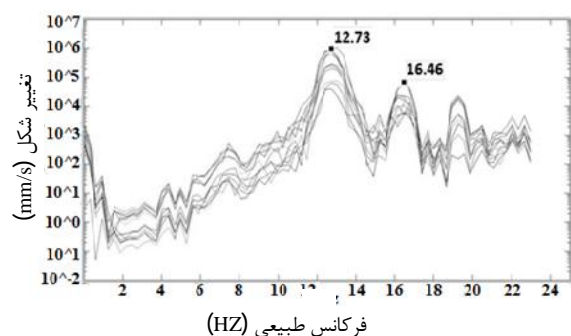
فرکانس 16/4 هرتز نیز باعث تغییر شکل صفحه زیر الکتروموتور (تکیه گاه الکتروموتور) می شود و مود اول این صفحه تحریک می گردد. تغییر شکل سازه تحت این فرکانس در راستای Y است. دامنه تغییر شکل صفحه زیر الکتروموتور از تیر وسط سازه کمتر است.

این فن دارای سه پره می باشد و با توجه به اینکه دور کاری فن 4/2 هرتز است پس فرکانس گذر پره آن 12/6 هرتز می شود. دور کاری الکتروموتور فن نیز 16/6 هرتز می باشد. در ادامه باید بررسی شود که علت قله موجود در دامنه ارتعاشات نیروی تحریک می باشد و یا تشدید در سازه رخ داده است. جهت این مهم از آنالیز مودال حین کارکرد کمک گرفته می شود.

### 5- اجراء عملی آنالیز مودال حین کارکرد

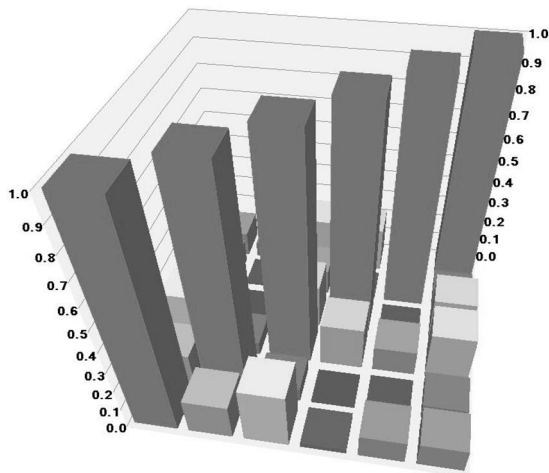
هدف از انجام این آزمون استخراج فرکانس طبیعی های سازه می باشد. این مقادیر باید در نهایت با مدل اجزاء محدود که در بخش بعد بررسی شده است مقایسه گردد چنانچه مقادیر و اطلاعات بدست آمده از آزمون مودال حین کارکرد با مقادیر و اطلاعات اجزاء محدود مغایرت داشته باشد لازم است مدل اجزاء محدود اصلاح شود.

مطابق استاندارد API 661، جهت عدم وجود تشدید در فن ها، فرکانس طبیعی نباید در فاصله 10 درصدی فرکانس گذر پره باشد. با توجه به آنکه دور کاری الکتروموتور فن 16/6 هرتز و فرکانس گذر پره، 12/6 هرتز است، بیشترین فرکانسی که سازه در اثر آن دچار مشکل تشدید شود، 16/6 هرتز می باشد. پس در این تحقیق، جهت بررسی دقیقتر فرکانس طبیعی ها، حداکثر تا فرکانس 22 هرتز، آنالیز تجربی انجام شده و سازه بررسی می گردد.



شکل 3 برهم نپی طیف توان آزمون تغییر شکل حین کارکرد

1- Shaker  
2- Inverter  
3- SDOF technique  
4- MDOF technique  
5- Local technique  
6- Global technique



شکل 6 نمودار اتومک برای مودهای اندازه گیری شده

حرارت در مهندسی مکانیک را حل نمود. در مواردی که شکل هندسی، بارگذاری و خواص مواد در آن پیچیده یا مختلط است، استفاده از روش اجزاء محدود یکی از متداول ترین راهها است. دقت بالای جواب های ارئه شده از دیگر مزایای این روش است [29].

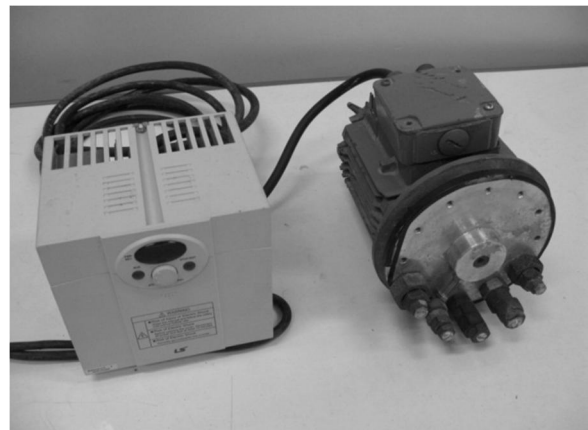
از آنجا که مدل مورد بررسی در پژوهش حاضر از نظر هندسی پیچیده است، برای تحلیل آن از نرم افزار اجزاء محدود استفاده خواهد شد. تحلیل های مکانیکی این پژوهش در محیط نرم افزار انسیس ورک بنچ صورت می گیرد که از قوی ترین نرم افزارها در این زمینه است. در ابتدا مدل هندسی در نرم افزار سالیدورک مونتاژ شده (شکل 7) و سپس به محیط نرم افزار انسیس ورک بنچ منتقل شده و تحلیل سازه ای مودال بر روی آن انجام می شود.

جنس سازه، فولاد در نظر گرفته شده که دارای خواص مکانیکی مطابق جدول 3 است.

شبیه سازی شرایط مرزی در روش اجزاء محدود یکی از بخش های مهم و تاثیرگذار در جواب های به دست آمده است که باید به طور دقیق و مطابق با وضعیت واقعی مسئله تعیین گردد. در مدل حاضر سازه فن در چند نقطه به اسکلت اصلی متصل شده است که این نقاط به عنوان نقاط ثابت در نظر گرفته شده اند. مهمترین قسمتی که تاثیر زیادی نیز بر روی جوابها داشته نحوه اتصال مابین کانال هوایی و سازه فن می باشد. نحوه اتصال کانال هوایی با سازه فن به صورت جوش و یا پیچ نیست. این کانال از بالا به اسکلت اصلی متصل شده و از پایین بر روی سازه فن قرار گرفته است و میله های نگه دارنده فن از میان سوراخی که در کانال ایجاد شده است می گذرد.

جهت مدلسازی اتصال ما بین کانال هوایی و سازه فن سه روش اول اتصال ممکن در نرم افزار (با توجه به [30]) در مدل تست شد که از هیچ کدام جواب مناسبی بدست نیامد. مثلا در اتصال جوشی اولین فرکانس طبیعی به دست آمده از مدلسازی 18 هرتز بوده اما همان طور که از تست مودال مشخص شد، اولین فرکانس طبیعی سازه 7/73 هرتز می باشد. پس می بایست اقدام به کاهش سختی سازه در شرایط مرزی گردد. در ادامه، اتصال مابین کانال هوایی و سازه فن، از نوع اصطکاکی در نظر گرفته شده و با تغییر ضریب اصطکاک نیز تغییر محسوسی در جواب ها دیده نشد.

چون مدل کردن نحوه اتصال کانال با فن با ابزارهای موجود در نرم افزار امکان پذیر نبوده تصمیم گرفته شد که کانال هوایی را از مدل حذف کرده به جای آن فنر و جرم متمرکز در سازه اعمال گردد. وزن کانال هوایی 1800



شکل 4 موتور الکتریکی به همراه جرم نامیزان و دستگاه کنترل دور



شکل 5 تجهیزات اندازه گیری مورد استفاده

جدول 2 فرکانس طبیعی های بدست آمده از آزمون مودال حین کارکرد

شماره مود	فرکانس طبیعی (هرتز)
1	7/73
2	10/1
3	12/8
4	14/4
5	16

### 3-5-ارزیابی نتایج آزمون مودال حین کارکرد

پس از انجام آزمون لازم است اعتبار نتایج آزمایش را بررسی نمود. نمایش مقدار معیار اعتبار مودال روشی متداول در بررسی اعتبار نتایج بدست آمده از آزمایش می باشد. این معیار تطابق مودها را بر هم نشان می دهد. در این معیار مقدار یک نشان دهنده تطابق کامل دو مود و مقدار صفر بیانگر تعامد دو مود می باشد. در نتیجه هر چه اعضای غیر قطری به صفر نزدیک تر باشند نشان دهنده کیفیت بالاتر نتایج بدست آمده می باشد. در شکل 6 مقدار اتومک<sup>1</sup> را برای 6 مود اندازه گیری شده نشان می دهد که نشان دهنده کیفیت نسبتا خوب نتایج بدست آمده می باشد [28].

### 6- مدل سازی هندسی و شبیه سازی به روش اجزاء محدود

روش اجزاء محدود از جمله روش های عددی است که بوسیله ی آن می توان مسائل پیچیده در زمینه های مختلف، از جمله مسائل سازه ای و انتقال

1- Automac

نسبی فرکانس های آزمون مودال حین کارکرد و روش اجزا محدود ناچیز است. بنابراین می توان گفت این فن به خوبی در نرم افزار مدل سازی شده است مدل حاضر می تواند با خطای کمی رفتار سازه را در برابر نیروهای مختلف پیش بینی کند.

### 8- نتیجه گیری و پیشنهادات

در این پژوهش ابتدا پارامترهای مکانیکی یک فن هوایی به وسیله آزمون های تغییر شکل حین کارکرد و مودال حین کارکرد استخراج گردید و سپس اقدام به تهیه مدل اجزاء محدود سازه شد. در ادامه به بررسی نتایج این آزمون ها پرداخته و پیشنهاداتی برای ادامه کار ارائه می شود.

با انجام آزمون تغییر شکل حین کارکرد مشاهده شد که فرکانس  $12/7$  و  $16/4$  بیشترین نقش را در تغییر شکل سازه ایفا می کرد. بیشترین تغییر شکل سازه مربوط به تیر وسط سازه فن بود که در فرکانس  $12/7$  از وسط خم می گردد. فرکانس  $16/4$  هرتز نیز باعث تغییر شکل صفحه زیر الکتروموتور شده و مود اول این صفحه را تحریک می کرد. همچنین، دامنه تغییر شکل صفحه زیر الکتروموتور از تیر وسط سازه کمتر بود.

با استفاده از آزمون مودال حین کارکرد فرکانس های طبیعی فن در بازه 5 الی 22 هرتز استخراج گردید. مشاهده می شود که فرکانس طبیعی های  $12/8$  و  $16$  هرتز نزدیک فرکانس های بدست آمده از آنالیز تغییر شکل حین کارکرد می باشند.

فرکانس  $12/6$  هرتز برای فن سه پره، فرکانس گذر پره می باشد و نزدیکی فرکانس گذر پره با فرکانس طبیعی  $12/8$  مهمترین عامل ارتعاشات بالا در سازه می باشد. جهت کاهش سطح ارتعاشات باید فرکانس گذر پره از فرکانس طبیعی به اندازه کافی دور شود. در صورتی که از چهار پره در فن استفاده شود فرکانس گذر پره برابر  $16/8$  می شود که در نزدیکی فرکانس طبیعی  $16$  هرتز می باشد. با افزایش تعداد پره ها به 5 عدد فرکانس گذر پره برابر 21 هرتز شده و به اندازه کافی از فرکانس طبیعی های سازه دور می باشد.

دومین عامل ارتعاشات بالا، نزدیکی دور کاری الکتروموتور به فرکانس طبیعی  $16$  هرتز می باشد. دور کاری الکتروموتور  $16/6$  بوده و فرکانس طبیعی صفحه ای که الکتروموتور روی آن نصب شده نیز  $16$  هرتز بدست آمده است. می توان با افزایش سختی، فرکانس طبیعی این صفحه را افزایش داده و فرکانس طبیعی آن را از دور کاری الکتروموتور به اندازه کافی دور کرد.

با جایگزینی فن پنج پره بجای سه پره، ارتعاشات روی سازه می تواند به میزان قابل توجهی در نقاط مختلف کاهش یابد و در صورت جایگزینی برای ثابت نگه داشتن میزان هوادهی فن باید زاویه حمله پره ها را کاهش داد.

جدول 4 مقایسه فرکانس طبیعی های سازه توسط مودال حین کارکرد و روش اجزاء محدود

شماره فرکانس	فرکانس طبیعی از روش اجزاء محدود	فرکانس طبیعی از آزمون مودال	قدر مطلق خطای نسبی (درصد)
1	7/26	7/73	6
2	10/065	10/1	0/34
3	12/788	12/8	0/09
4	14/315	14/4	0/6
5	17/271	16	7/9

کیلوگرم است و اتصال آن با فن در چهار قسمت می باشد پس چهار وزنه 450 کیلو گرمی در این چهار قسمت قرار داده و فنر هایی<sup>1</sup> با سختی های مختلف نیز جهت اعمال سختی کانال در مدل اضافه گردید که در شکل 8 مشاهده می شود. با توجه به اینکه پره های فن از جنس آلومینیوم بوده و سختی به سیستم اضافه نمی کنند پس به صورت جرم متمرکز در نظر گرفته شده اند. جرم هر پره 27 کیلوگرم می باشد. این فن دارای 3 پره بوده و وزنه ای به جرم 81 کیلوگرم در مدل در نظر گرفته شده است.

### 7- مقایسه فرکانس طبیعی های آنالیز مودال و اجزاء محدود

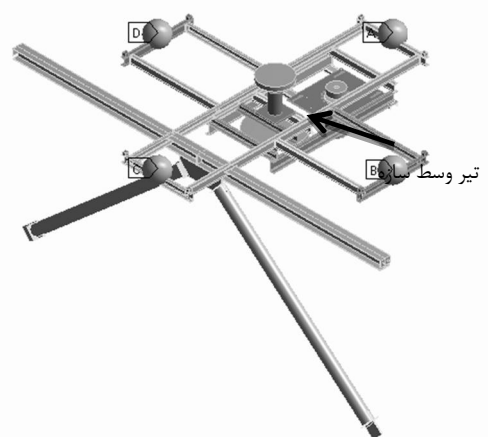
فرکانس های حاصل از آزمون مودال حین کارکرد و روش اجزاء محدود در جدول 4 آورده شده است. مطابق نتایج این جدول مقدار قدر مطلق خطای



شکل 7 کانال هوایی به همراه سازه فن

جدول 3 خواص مکانیکی سازه

مقدار	خاصیت
$\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	چگالی
$E=200 \text{ GPA}$	مدول الاستیسیته
$\nu=0.3$	ضریب پواسان



شکل 8 مدل نهایی به همراه جرم متمرکز به جای کانال هوایی

1- Elastic support



## 9- پیشنهادات

در این پژوهش فن از دیدگاهی عمدتاً سازه‌ای مورد بررسی قرار گرفته است و می‌توان جهت ادامه کار اقدام به تهیه مدل سیالاتی فن کرده و تاثیر نیروهای سیالاتی از جمله جریان های گردابی را بر روی ارتعاشات سازه و فن بررسی کرد.

## 10- تشکر و قدردانی

در پایان از جناب آقای مهندس مهدی فتحی که بنده را در انجام این پژوهش یاری کردند تشکر فراوان می‌شود.

## 11- مراجع

- [13] R. D. Begg, A.C. Mackenzie, C. J. Dodds, Loland, Structural Integrity Monitoring Using Digital Processing of Vibration Signals, *8th Annual Offshore Technology Conference (OTC)*, Texas, USA., 1976.
- [14] G. H. James, T.G. Crane, J.P. Laufer, The natural Excitation Technique (NexT) for Modal Parameter Extraction from Operating Structures, *Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis*, Vol. 10(4), pp. 260-277, 1995.
- [15] R. Brincker, L. Zhang, P. Andersen, Modal identification from ambient responses using frequency domain decomposition, *18th International Modal Analysis Conference (IMAC)*, USA, 2000.
- [16] R. Brincker, L. Zhang, P. Andersen, Modal identification of output only systems using frequency domain decomposition, *Journal of Smart Materials and Structures*, Vol. 10, pp.441- 445, 2001.
- [17] L. McHargue, M. Richardson, Operating Deflection Shapes From Time Versus Frequency Domain Measurements, *IMAC Conference Kissimmee FL*, February, 1993.
- [18] B. Schwarz, M. Richardson, *Measurements Required for Displaying Operating Deflection Shapes*, vibrant technology, pp. 26-29, 2004.
- [19] K. Chang-Nam, Operational Deflection Shape and Modal Analysis Testing to Solve Resonance Problems, *Proceedings of the 25 international pump users symposium*, 2009.
- [20] S. Choia, S. Park, C. Hyun, Modal parameter identification of a containment using ambient vibration Measurements, *Journal of Nuclear Engineering and Desig*, Vol. 240, pp 453-460, 2010.
- [21] M. H. Richardson, Is It A Mode Shape Or An Operating Deflection Shape, *Sound and Vibration Magazine*, February, 1997.
- [22] B. Schwarz, Richardson, Introduction to Operating Deflection Shapes, Computational System, *Incorporated (CSI) Reliability Week*, Orlando, Florida, October, 1999.
- [23] H.I. Vold, B. Schwarz, Richardson, M. Measuring Operating Deflection Shapes Under Non-Stationary Conditions, *18th International Modal Analysis Conference*, San Antonio, Texas, 2000.
- [24] K. Shin, J. K. Hammond, Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers, John Wiley, 2008.
- [25] H. Wenzel, D. Pichler, *Ambient Vibration Monitoring*, John Wiley & Sons, 2005.
- [26] L. Zhang, R. Brincker, R. Andersen, An Overview of Operational Modal Analysis Major Development and Issues, *1st International Operational Modal Analysis Conference (IOMAC)*, Copenhagen Denmark, 2005.
- [27] A. Brandt, *Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures*, John Wiley & Sons, 2011.
- [28] A. amiri, sh. Moradi, *Experimental Modal Analysis of Gas Turbine Blade*, msc Thesis, 2010. (In Persian)
- [29] H. Vahabi, Design industrial machinery using finite element software Ansys, andishesara, tehran, 2011. (In Persian)
- [30] Ansys Help, Release 13, Mechanical APDL, *Advance Analysis Techniques Guid*, Cyclic Symmetry Analysis, 2014.
- [1] R. B. Randal, State of the Art in Monitoring Rotating Machinery, *Sound and Vibration*. Vol.38, No. 5, pp. 10-17, 2004.
- [2] J.K. Sinha, Quantification of faults in rotating machines, *Noise & Vibration Worldwide*, Vol. 38, No.9, pp. 20-29(10), 2007.
- [3] C.H. Chen, R.J. Shyu, C.K. Ma, Rotating Machinery Diagnosis Using Wavelet Packets, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, pp 1058-1065, 2007.
- [4] D. D. Maio, D. J. Ewins, Measurement and Comparison of Operational Deflection Shapes (ODSs) using a Scanning LDV system in Step or Continuous Scanning Mode, *Proceedings of the IMAC-XXVII*, 2009.
- [5] D. J. Ewins, *Modal Testing: Theory Practice and Application*, Research Studies Press Ltd, England, 2000.
- [6] J. Li, X. Chen, Z. He, Multi-stable stochastic resonance and its application research on mechanical fault diagnosis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 332, pp 5999-6015, 2013.
- [7] H. Lim, J. Chung, H. Yoo, Modal analysis of a rotating multi-packet blade system, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 325, pp. 513-531, 2009.
- [8] B. Bing, L. Zhang, T. Guo, C. Liu, Analysis of Dynamic Characteristics of the Main Shaft System in a Hydro-turbine Based on Ansys, *Journal of Procedia Engineering*, Vol. 31, pp 654 - 658, 2012.
- [9] S. Rahmatalla, K. Hudson, Y. Liu, Finite element modal analysis and vibration-waveforms in health inspection of old bridges, *Journal of Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 78, pp 40-46, 2013.
- [10] M. khatibi, M. ashori, Numerical and experimental study of frequency analysis to structural modal parameter estimation, *Journal of modeling in Engineering*, vol. 8, No. 21, pp 83-95, 2010. (In Persian)
- [11] D. Hanson, *Operational Modal Analysis and Model Updating with a Cyclostationary Input*, Ph.D. Thesis, University of New South Wales, Australia, 2006.
- [12] A. M. Abel-Ghaffer, G.W. Housner, Ambient Vibration Test of Suspension Bridge, *Journal of the Engineering Mechanics Division (ASCE)*, Vol. 104(5), pp.983-999, 1978.