



دانشگاه خوارزمی

ISAV2024

چهاردهمین کنفرانس بین المللی آکوستیک و ارتعاشات
۲۱ و ۲۲ آذر ماه ۱۴۰۳
کرج - ایران



انجمن آکوستیک و ارتعاشات ایران

پایش سلامت پره ردیف اول کمپرسور توربین گاز زیمنس SGT-400 مبتنی بر پردازش سیگنال ارتعاشات پوسته و روش اجزاء محدود

سید احمد مرتضوی^۱، عباس رهی^{۲*}، سید محمد جعفری^۳

^۱ ایران، تهران، دانشگاه شهید بهشتی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشجوی دکتری

^۲ ایران، تهران، دانشگاه شهید بهشتی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشیار

^۳ ایران، تهران، دانشگاه شهید بهشتی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، استادیار

*پست الکترونیکی نویسنده مسئول: a_rahi@sbu.ac.ir

چکیده

امروزه پایش وضعیت شامل تشخیص آسیب ماشین آلات بصورت هوشمند بر اساس تکنیک‌های نگهداری و تعمیرات پیشگویانه می‌باشد. در این مقاله به شیوه تشخیص فرکانس‌های خرابی پره ردیف اول کمپرسور توربین گاز زیمنس مدل SGT-400 مبتنی بر آنالیز سیگنال‌های ارتعاشی از پوسته توربین و تحلیل اجزاء محدود پرداخته می‌شود. با تحلیل اجزاء محدود، فرکانس‌های طبیعی پره استخراج و نمودار کمپل در هارمونیک‌های تحریک ترسیم می‌شود. در ادامه فرکانس‌های بحرانی شناسایی شده و نمودارهای اسپکتروم فرکانسی مورد تجزیه تحلیل قرار می‌گیرد. اهمیت شناسایی فرکانس‌های خرابی پره بر روی اسپکتروم حاصل از پوسته توربین به عنوان شاخص وضعیت سلامت پره‌ها در ساعت کارکردهای بالا خواهد بود.

کلمات کلیدی: توربین گاز زیمنس SGT-400؛ پره کمپرسور؛ پردازش سیگنال ارتعاشی پوسته؛ اجزاء محدود.

۱- مقدمه

پره توربین یکی از اجزای اصلی کمپرسور در توربین‌های گازی است، قابلیت اطمینان آن مستقیماً به عملکرد و حتی ایمنی توربین گازی مرتبط است [۱]. پره‌های کمپرسور در معرض نیروی گریز از مرکز و نیروی آیرودینامیکی قرار می‌گیرند. تحت اثر این بارهای متناوب پیچیده، پره در معرض ارتعاش و شکست خستگی پر چرخه قرار می‌گیرد [۲ و ۳]. مطالعه پاسخ ارتعاش و عمر خستگی پره‌ها می‌تواند پشتیبانی نظری و مرجع کاربردی برای عملکرد ایمن و بهینه‌سازی ساختار پره‌ها را فراهم آورد. تقاضای رو به رشد برای تولید برق بالاتر، نیاز به افزایش قابلیت اطمینان و همچنین بازده توربین‌های بخار و گازی را همراه با تضمین عملیات ایمن، به همراه می‌آورد. تشخیص زود هنگام خطای بالقوه، کلید جلوگیری از خطر قطعی غیر منتظره توربین و به حداقل رساندن اتلاف سود است. یکی از بخش‌های مهم

توربین پره‌های آخرین مراحل توربین فشار پایین است که در آن نیروهای اعمالی از نظر طول عمر باقیمانده ضروری هستند. این بخش کلیدی است که باید در یک چشم‌انداز بلند مدت نظارت شود تا اطمینان حاصل شود که در صورت وجود هر گونه نقص بالقوه، هشدار داده خواهد شد. به طور کلی، روش‌های موجود برای نظارت بر ارتعاش پره مبتنی بر اندازه‌گیری تماسی یا غیر تماسی می‌باشند.

محققان تحقیقات زیادی در زمینه مدل‌سازی پره، محاسبه تنش دینامیکی و تحلیل عمر خستگی انجام داده‌اند. وانگ و همکاران [۴] روش‌های عددی و تجربی را برای بررسی رفتار دینامیکی پره‌های توربوفن به کار برده‌اند. دوآن و وانگ [۵] قابلیت اطمینان پره پیش‌تاییده شده با سطح مقطع متغیر را با استفاده از تحلیل المان محدود و شبکه عصبی مورد بررسی قرار داده‌اند. کانکو [۶] از روش‌های تحلیل مودال مرسوم و یکپارچه‌سازی عددی برای مطالعه ارتعاش گذرای دیسک نامیزان با پره‌ها استفاده کرده‌است. فروندلیچ [۷] پاسخ‌های ارتعاشی گذرا تیر یک سر آزاد اویلر - برنولی را براساس مدل کلونین - واگر کسری تحلیل کرده‌است. ژو و همکاران [۸] روش بازسازی را براساس داده‌های کرنش پره‌های با سرعت دوران بالا برای بهبود تحلیل قابلیت اطمینان پیشنهاد نموده‌اند. حسین و همکاران [۹] مدل المان محدود پره‌های فن را به منظور بررسی تاثیر بارهای آیرودینامیکی بر مشخصات آیرولاستیسیته توسعه داده‌اند. ژانگ و همکاران [۱۰] مدل المان محدود پره‌ها را برای تحقیق در مورد پایداری دینامیکی برای پره‌های توربین باد ساختند. ویتک و همکاران [۱۱]، تحلیل خستگی پره‌های کمپرسور شکاف V تحت اثر تشدید در میدان تنش با روش المان محدود را مورد بررسی قرار داده‌اند. اینونه و همکاران [۱۲]، مشخصات ارتعاشی پره‌ها را برای توربین باد مورد بررسی قرار داده و اثر برهم کنش را برای جاذبه و باد را بر روی تشدید سوپرهارمونیک مورد مطالعه قرار داده‌اند. سانجایف ساکسنا و همکاران [۱۳] در مورد شکست پره‌های توربین فشار پایین به منظور کشف محل، توالی و دلیل اصلی خطاها تحقیق کرده‌اند. ژانگ و همکاران [۱۴]، جایجایی‌های دینامیکی پره را با زمان‌بندی نوک پره اندازه‌گیری نموده و تنش پره را با روش المان محدود بدست آورده‌اند. وانگ و همکاران [۱۵] تحلیل پاسخ دینامیکی سازه تحت بار را با استفاده از مدل المان محدود انجام داده‌اند. کو و همکاران [۱۶] بر روی اندرکنش تحت تنش ارتعاشی یک پره تک مرحله‌ای با رفتارهای آیرودینامیکی و ساختاری دینامیکی در چندین سرعت دوران بحرانی تحقیق کرده‌اند. ماکوف و همکاران [۱۷] چهار مدل تحلیلی خستگی چندمحوری را با استفاده از روش المان محدود ساخته و الگوریتم پس پردازش عددی را براساس معیار خستگی فاطمی - سوشی برای برآورد درجه آسیب خستگی پره‌های ناموفق توربین گاز ارائه نموده‌اند. ژانگ و همکاران [۱۸]، رفتارهای ارتعاشی خمیده و عملکرد خستگی پره‌های ساکن آلیاژ ساخته‌شده از فولاد را با استفاده از آزمون‌های خمش ناشی از خستگی مورد بررسی قرار داده‌اند. ژاو و همکاران [۱۹]، یک روش پیش‌بینی عمر خستگی را ارائه نموده‌اند که بر پایه آغاز و انتشار ترک‌ها، تنش باقی مانده را در نظر گرفته و از آزمون خستگی ارتعاشی خمشی استفاده نموده و تحلیل عمر خستگی را بر روی پره‌های موتور هواپیما شبیه‌سازی کرده‌اند. ژانگ و همکاران [۲۰] یک میز آزمون خستگی نوع ترکیبی طراحی و ساختند و پره کمپرسور برای تحلیل رفتار عمر خستگی توسط مورد آزمایش قرار دادند. همچنین یک روش پیش‌بینی عمر خستگی با پره‌های موتور توربین گازی فشار پایین توسط بویسن و همکاران [۲۱] ارائه شده‌است. چن و همکاران [۲۲] برای بررسی تاثیر کوبش شوک لیزر در پره‌های توربین، آزمون‌های خستگی سیکل پایین و بالا را انجام دادند. پورسعیدی و همکاران [۲۳]، دلایل شکستگی پره کمپرسور را از طریق روش‌های استاتیکی و دینامیکی مورد بررسی قرار دادند.

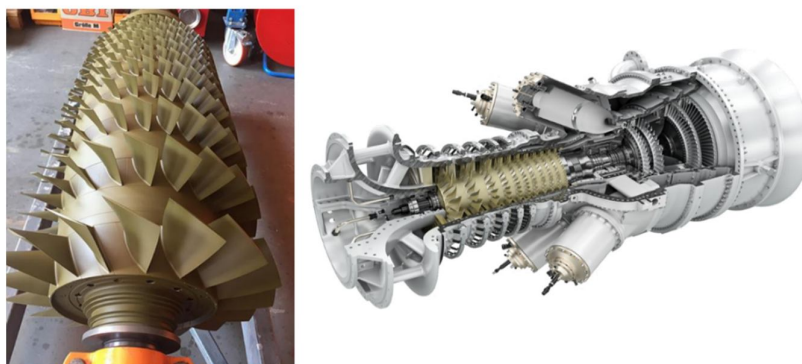
روش تماس مبتنی بر اندازه‌گیری کرنش است. این امر اطلاعاتی در مورد تنش مکانیکی بر روی سطح پره فراهم می‌کند. به دلیل اصل تماس، این روش امکان به دست آوردن تنش بسیار دقیق نمونه‌برداری شده با نرخ بالا را فراهم می‌کند. این امر در تجزیه و تحلیل سیگنال مفید است. با این حال، انتقال سیگنال الکتریکی به خارج از بخش چرخشی توربین نیز ضروری است [۲۴]. علاوه بر این، سنسورها باید نسبت به شرایط حدی که در بخش جریان توربین رخ می‌دهد، مقاوم باشند. این دلایل نامناسب بودن سنسور کرنشی برای پایش بلند مدت پره‌های توربین می‌باشد. روش غیر تماسی را می‌توان با روش زمان‌بندی نوک پره (BIT) نشان داد [۲۵]. سنسورها، در این حالت، درست در پوسته توربین نصب می‌شوند تا زمان رسیدن پره‌ها را تشخیص دهند. زمان‌های دقیق رسیدن برای ارزیابی انحراف نوک پره بیشتر مورد پردازش قرار می‌گیرند. شبیه‌سازی‌های هر پره یک‌بار در هر دوران نمونه‌برداری می‌شوند و بنابراین، تشخیص مناسب و نظارت بر شرایط نیاز به تکنیک‌های پردازش سیگنال تخصصی دارد تا اعمال شود. در اصل، این روش برای نظارت بلند مدت مناسب است. با این حال، هزینه‌های سنسورهای تخصصی و نیاز به نصب آن‌ها در پوسته توربین دلایل اصلی این است که سیستم‌های BIT خیلی گسترده نیستند. علاوه بر این، هزینه‌های نصب قابل اغماض نیستند. تکنیک دیگر برای اندازه‌گیری ارتعاشات پره ذکر شده

در مقالات، استفاده از سنسور فشار نصب‌شده در پوسته توربین است [۲۶، ۲۷]. در واقع، پره‌های چرخان باعث نوسانات فشار در بخش داخلی استاتور، به ویژه بین نوک پره و دیواره استاتور می‌شوند. فرکانس این نوسان برابر با فرکانس عبور پره (BPF) است. محل سنسورهای نصب‌شده را می‌توان با روش BIT مقایسه کرد. بر خلاف BIT، اندازه‌گیری توسط فرکانس نمونه‌برداری داده‌شده توسط سرعت شفت محدود نمی‌شود؛ با این حال نیاز به نصب حسگرهای خاص در پوسته توربین باقی می‌ماند. پره متحرک با دوران خود باعث نوسانات فشار در داخل پوسته می‌شود. نوسانات فشار باعث می‌شود که نیرویی روی دیواره پوسته عمل کند و بنابراین ارتعاشات مطلق پوسته می‌تواند برای پایش ارتعاش پره استفاده شود. مزیت این روش برخلاف اندازه‌گیری فشار در داخل پوسته، سادگی نسبی نصب سنسور است. اخیراً، استفاده از ارتعاشات پیچشی روتور از نظر پایش ارتعاش پره منتشر شده است [۲۸]. ارتعاشات پیچشی روتور را می‌توان به عنوان نوسانات زاویه‌ای شفت مشخص کرد. در این حالت، نشانگرهای مرجع در اطراف محور در هر دوران اندازه‌گیری می‌شوند. مرجع می‌تواند دندانه‌های دنده باشد. سیگنال اندازه‌گیری شده دارای ویژگی یک سیگنال پالس مشابه با زمان‌های ورود در مورد BIT است. مشخص شده است که طیف فرکانسی این سیگنال نیز شامل اطلاعاتی در مورد ارتعاشات پره می‌باشد. اصل فیزیکی چگونگی انتشار نوسانات پره در سیگنال اندازه‌گیری شده در مراجع [۳۲-۲۹] شرح داده شده است. این شکل بیان می‌کند که ممان اینرسی کل داده‌شده به وسیله سهم تمام پره‌ها باید به اندازه کافی بزرگ باشد تا بر روی شفت منعکس شود. واضح است که سهم تک‌تک پره‌ها در ممان اینرسی کل، یکدیگر را خنثی می‌کنند. استثنا در مورد ارتعاشات طبیعی مماسی پره‌ها، که می‌تواند باعث ارتعاشات پیچشی شفت شود، قطر گرهی صفر است، هنگامی که همه پره‌ها با فاز یکسان نوسان می‌کنند. تا همین اواخر، تنها قطر گره‌ای صفر ارتعاشات پره با استفاده از اندازه‌گیری ارتعاش پیچشی ثبت شده است.

در این مقاله به شیوه تشخیص فرکانس‌های خرابی پره ردیف اول کمپرسور توربین گاز زیمنس مدل SGT-400 مبتنی بر آنالیز سیگنال‌های ارتعاشی از پوسته توربین و تحلیل اجزاء محدود پرداخته می‌شود. با تحلیل اجزاء محدود، فرکانس‌های طبیعی پره استخراج و نمودار کمپل در هارمونیک‌های تحریک ترسیم می‌شود. در ادامه فرکانس‌های بحرانی شناسایی شده و نمودارهای اسپکتروم فرکانسی مورد تجزیه تحلیل قرار می‌گیرد. اهمیت شناسایی فرکانس‌های خرابی پره بر روی اسپکتروم حاصله از پوسته توربین به عنوان شاخص وضعیت سلامت پره‌ها در ساعت کارکردهای بالا خواهد بود.

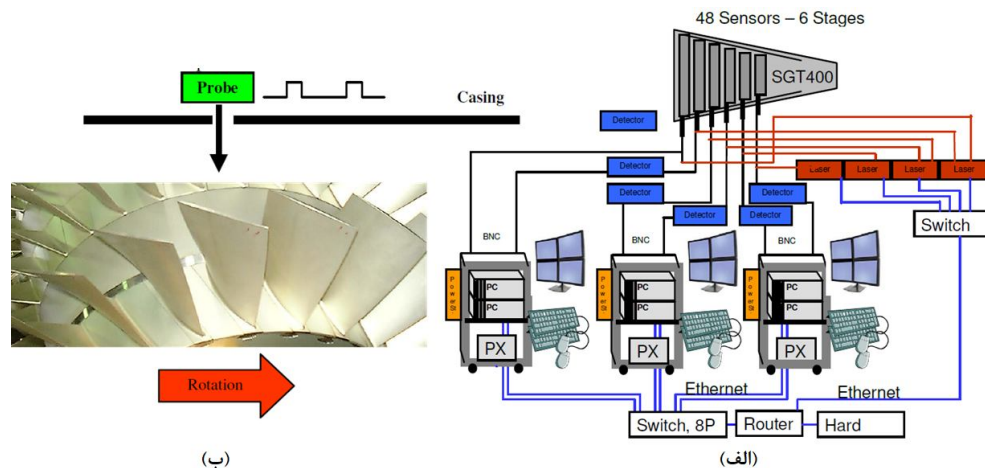
۲- توربین گاز SGT-400

توربین گاز صنعتی SGT-400 در سال ۱۹۹۷ راه‌اندازی شد و در حال حاضر یک محصول برای تولید برق و کاربردهای محرک مکانیکی است. این توربین گازی که با قدرت اسمی ۱۲٫۹ مگاوات (الکتریکی) و ۱۳٫۴ مگاوات (شفت) ساخته شده است، به فروش بیش از ۱۸۰ واحد دست یافته است و از ۱،۳۰۰،۰۰۰ ساعت عملیاتی ناوگان فراتر رفته است. شکل ۱ نمای از توربین گاز SGT-400 را نشان می‌دهد.



شکل ۱: نمای از توربین گاز زیمنس SGT-400

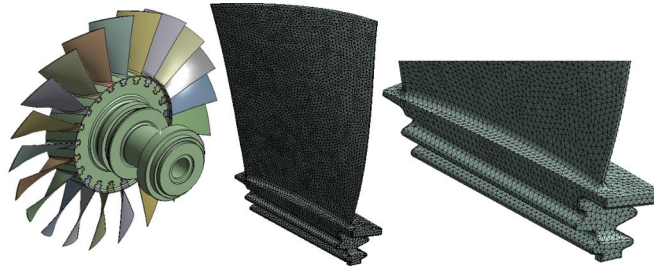
برای برنامه اعتبارسنجی موتور ارتقاء یافته، تصمیم به استفاده از یک سیستم زمان‌بندی نوک پره با سنسور نوری گرفته شد. در برنامه اعتبارسنجی طرح توسعه توربین، شش مرحله روتور کمپرسور جلو با هشت پروب نوری در هر مرحله برای نشستن بر روی نوک پره در یک موقعیت محوری مشخص نصب شده‌است. هنگامی که نوک پره از پروب‌های نوری عبور می‌کند، سیستم زمان رسیدن به هر پره را ثبت می‌کند. با دانستن سرعت چرخشی هر پره و شعاع پروب اندازه‌گیری، زمان داده‌های ورودی می‌تواند به انحراف تبدیل شود. داده‌های حاصل از تمام پروب‌ها در یک مکان محوری خاص را می‌توان برای محاسبه کمیت‌هایی مانند فرکانس، دامنه، فاز و دیگر ویژگی‌های ارتعاشی مورد استفاده قرار داد. مشخصات ارتعاش هر شش مرحله بصورت پیوسته از طریق برنامه تست که طیف وسیعی از شرایط عملیاتی را از طریق سرعت و محدوده بار پوشش می‌دهد، کنترل می‌شود. شکل ۲ شماتیک از سیستم کنترل و ابزار دقیق و موقعیت نصب سنسورهای BTT را نشان می‌دهد.



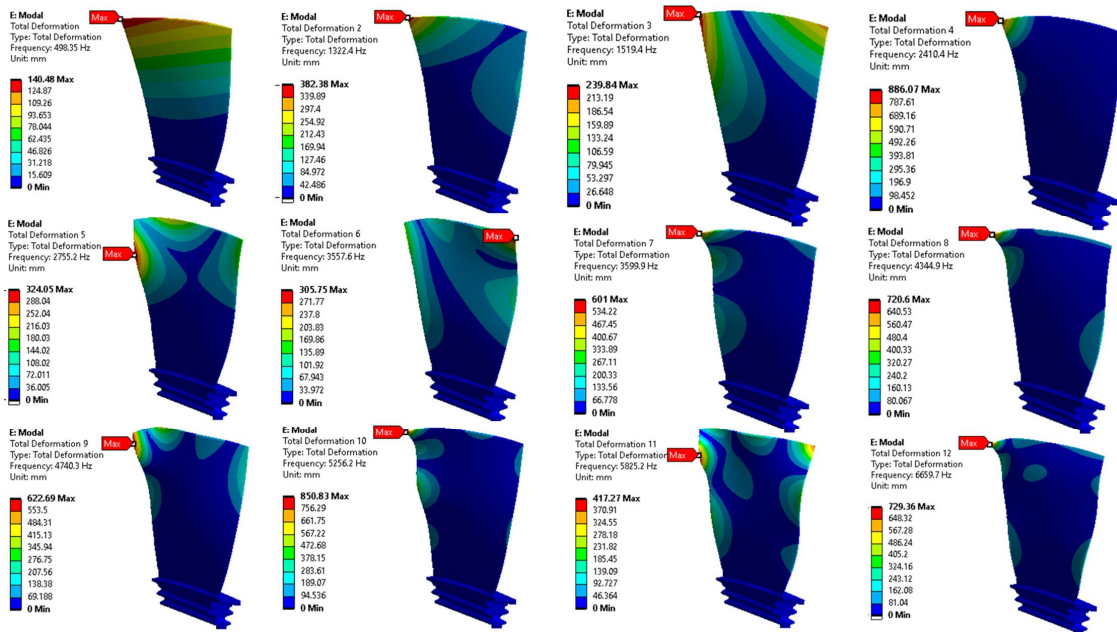
شکل ۲: شماتیک سیستم کنترل و ابزار دقیق و موقعیت نصب سنسورهای BTT

۳- مدل‌سازی و تعریف شرایط مرزی

آنالیز المان محدود به منظور ارزیابی مقادیر فرکانس‌های طبیعی پره‌ها، بر روی پره از جنس سوپر آلیاژ 17-4PH صورت گرفته است. جهت انجام آنالیز، مدل سه بعدی پره با استفاده از سیستم اسکنر لیزری Baces Scanner/Series 100/6 اسکن و فایل ابر نقاط (*.STL) با استفاده از نرم‌افزار Geomagic به فایل Solid تبدیل گردید. سپس در نرم‌افزار SolidWorks به صورت فایل (*.x_t) Parasolid استخراج شده و جهت انجام آنالیز، مدل سه بعدی پره به نرم‌افزار انسیس وارد شده است. سپس عملیات مش‌بندی انجام گردید. مطابق شکل ۳ المان مورد نظر جهت مش‌بندی المان Solid187 (هرمی چهار وجهی) (Tetrahedral) انتخاب شد. این المان برای مش‌بندی مدل‌های بی‌قاعده مناسب است. همچنین یک المان مهم برای مدل‌سازی مدل‌های سه‌بعدی می‌باشد. المان مذکور نواحی نزدیک به دیواره‌ها و جداره‌ها را در اجسام بی‌قاعده و دارای هندسه نامنظم و سطوح دارای انحنا، بهتر مدل می‌کند. پره مورد نظر دارای ۱۰۲۲۷۰ المان و ۱۵۸۶۰۹ گره می‌باشد. در ادامه شکل مودهای ارتعاشی پره در سرعت دورانی ۱۴۰۰۰ دور بر دقیقه در شکل ۴ بدست آمده است.



شکل ۳: مدل اجزاء محدود



شکل ۴: شکل مودهای ارتعاشی پره ردیف اول کمپرسور

۴- نمودار کمپل

نمودار کمپل به منظور تشخیص نواحی امن عملکرد در طراحی مفید می‌باشد. این نمودار عموماً برای طراحی روتورهایی که دیسک پره روی آنها قرار گرفته، مانند توربین‌ها و فن‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند. بطوریکه نقاط برخورد فرکانس‌های طبیعی و خطوط تحریک نمایانگر تشدید در آن ناحیه می‌باشد. نمودار کمپل نمایانگر سرعت توربین در محور افقی (بر حسب دور در دقیقه) بر حسب فرکانس در محور عمودی (بر حسب هرتز) می‌باشد. فرکانس‌های طبیعی پره و فرکانس‌های تحریک در این نمودار رسم می‌شوند. این نمودار نقاطی که فرکانس‌های طبیعی پره با فرکانس‌های تحریک آن تداخل پیدا می‌کنند را نشان می‌دهد. در مورد توربین گاز مورد بحث، با توجه به اینکه تعداد پره‌های IGV برابر با ۲۶ عدد و پره‌های VGV اول برابر با ۳۲ عدد می‌باشند، فرکانس تحریک نازل‌های مرحله اول و دوم از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$BPF^1 = \frac{(Number\ of\ blades * rpm)}{60} [Hz]$$

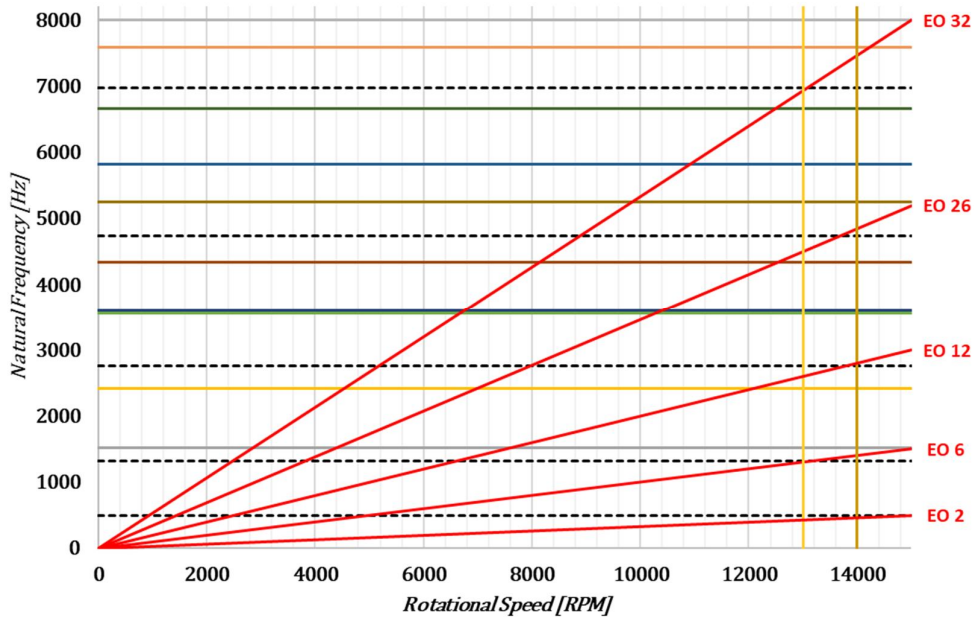
$$BPF_1 = (26 * 14000) / 60 = 6066.6\ Hz$$

$$BPF_2 = (32 * 14000) / 60 = 7466.6\ Hz$$

¹ Blade Pass Frequency

که در آن n معرف تعداد نازل‌های هر ردیف می‌باشد.

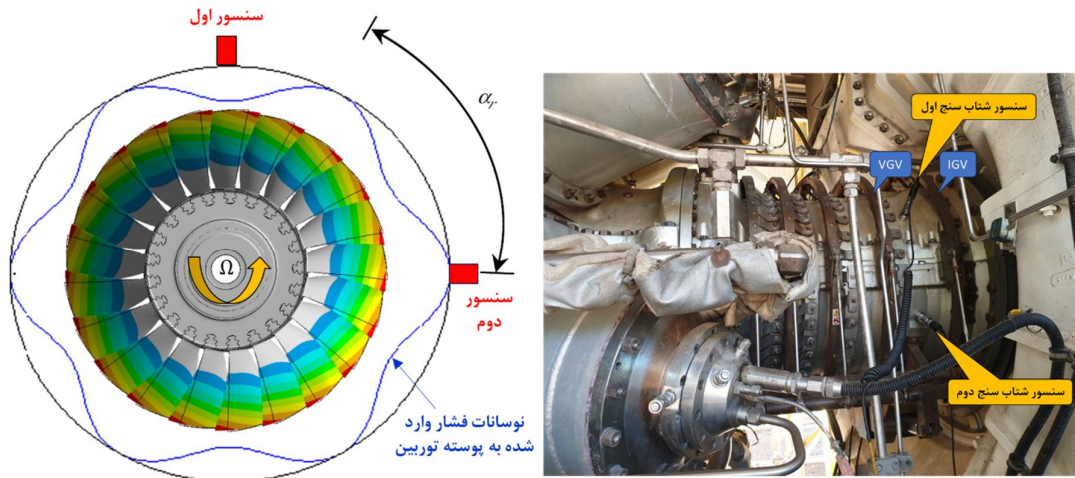
همانگونه که از نمودارهای کمپل شکل ۵ مشخص است، خطوط فرکانس‌های طبیعی پره و هارمونیک‌های روتور در نقاط زیادی با یکدیگر تداخل دارند. از میان این نقاط، نقاطی اهمیت دارند که در سرعتی معادل سرعت روتور قرار داشته باشند. برای این منظور دو خط عمودی در محدوده ۱۳۰۰۰ تا ۱۴۰۰۰ دور بر دقیقه رسم می‌شود. فرکانس‌هایی که از برخورد این سه خط به دست می‌آیند، فرکانس‌های تشدید احتمالی هستند که پره ممکن است به بیشترین دامنه ارتعاشی دست یابد و باعث خستگی و شکست در سیکل‌های بالا گردد. مود نهم پره با فرکانس ۴۷۴۰ هرتز محاسبه شده که با فرکانس تحریک گذر پره IGV (هارمونیک 26X) تداخل دارد. مود سیزدهم پره با فرکانس حدود ۷۰۰۰ هرتز با فرکانس تحریک گذر پره VGV اول (هارمونیک 32X) تداخل دارد. با توجه اینکه پره‌های توربین تحت اثر هارمونیک‌های پایین موتور دچار ارتعاشات می‌شوند بایستی در نمودار کمپل این تحریکات نیز مورد نظر قرار گیرد.



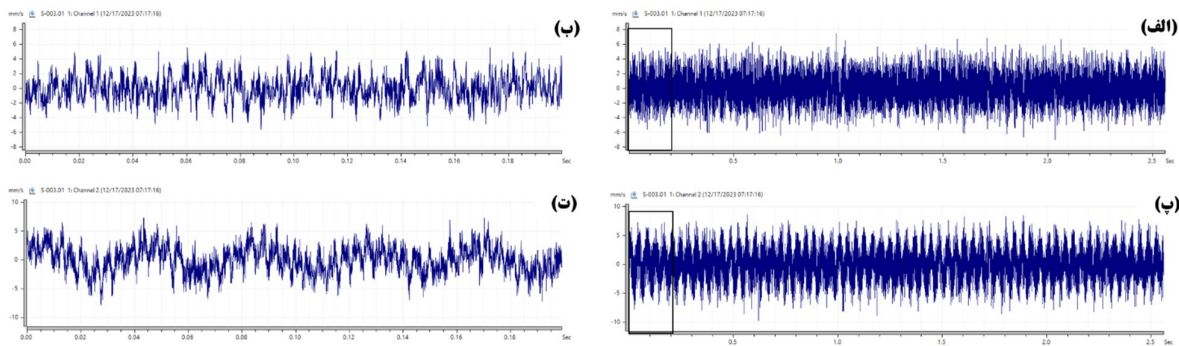
شکل ۵: نمودار کمپل پره ردیف اول کمپرسور

۵- اندازه‌گیری ارتعاشات پوسته توربین

به دلیل عبور پره‌های روتور از توزیع فشار ناپایدار در داخل یک موتور توربین گاز، ارتعاش پره اجتناب‌ناپذیر و ذاتی در عملکرد توربین است. این ارتعاش ذاتی پره فرصتی برای استفاده از پاسخ ارتعاش پره به منظور اندازه‌گیری هر گونه تخریب پره‌های روتور و در نتیجه پیش‌بینی شروع خطاهای پره و کاهش احتمال شکست‌های غیرمنتظره فراهم می‌آورد. خطاهای پره اغلب خود را به عنوان تغییرات در پاسخ ساختاری پره نشان می‌دهند که امکان پایش وضعیت پره‌ها از اندازه‌گیری تغییرات در فرکانس طبیعی را فراهم می‌آورد. اندازه‌گیری ارتعاش پره توربین در طول عملیات موتور کار کوچکی نیست.



شکل ۶: شماتیکی از نوسانات فشار اعمالی به پوسته توربین تحت اثر ارتعاشات پره

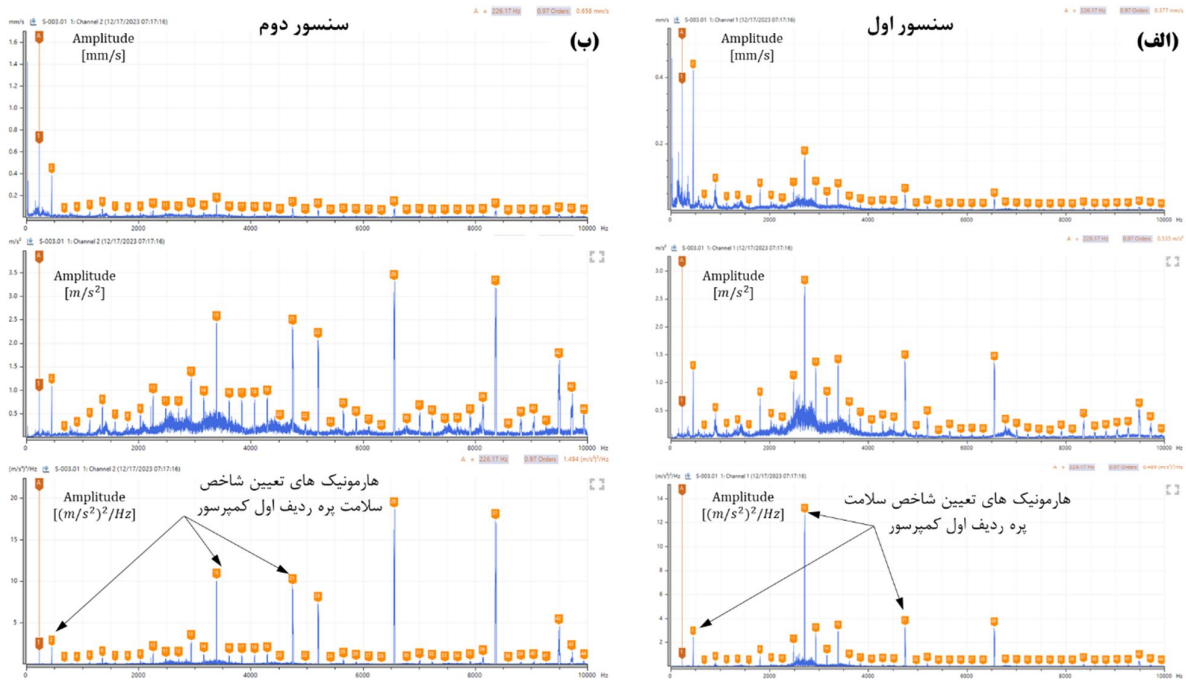


شکل ۷: سیگنال زمان استخراج شده از پوسته توربین با سنسور شتاب سنج (الف) سنسور شتاب سنج اول (ب) بزرگنمایی شده اول (پ) سنسور شتاب سنج دوم (ت) بزرگنمایی شده دوم.

سیگنال حوزه فرکانس استخراج شده از پوسته توربین با سنسور شتاب سنج در شکل ۸ نشان داده شده است. همانطور که در دامنه با واحد سرعت مشخص است، هارمونیک‌ها با دامنه کوتاهی نشان داده شده‌اند که تشخیص شاخص سلامت پره را با مشکل مواجه می‌کنند. در ادامه دامنه ارتعاشات با واحد شتاب حساسیت بیشتری نسبت به هارمونیک‌های بالا داشته است. این عامل نشان دهنده حساسیت نسبت مناسب سنسور شتاب به نوسانات فشار اعمال شده به پوسته توربین می‌باشد. ولی سنسور شتاب نویزهای مرتبط با اغتشاشات سیال را نیز دریافت می‌کند و بایستی یک فیلتر در نظر گرفته شود.

روش عیب‌یابی با آنالیز چگالی طیف توان^۲ (PSD)، که برای سیگنال‌هایی که شامل هارمونیک‌ها و سایید باندهای هم‌خانواده خصوصاً جایی که چند گروه از آنها باشند مورد استفاده قرار می‌گیرد، اما برای سیگنال‌هایی که شامل مولفه‌های ویژه فرکانسی که خود مشخص کننده عیوب هستند مانند عدم هم‌محوری کاربردی ندارد. در واقع هر جا که مدولاسیون با ضربات و عکس‌العمل‌ها در سیستم باشد که به ترتیب باعث بوجود آمدن ساییدباندها و سری هارمونیک‌ها می‌شوند اسپکتروم به عنوان یک ابزار قدرتمند برای پایش وضعیت و عیب‌یابی به شمار می‌آید. به عبارتی اسپکتروم معمولاً برای مشخص نمودن سیگنال‌های تصادفی با پهنای باند زیاد استفاده می‌شود.

² Power Spectral Density

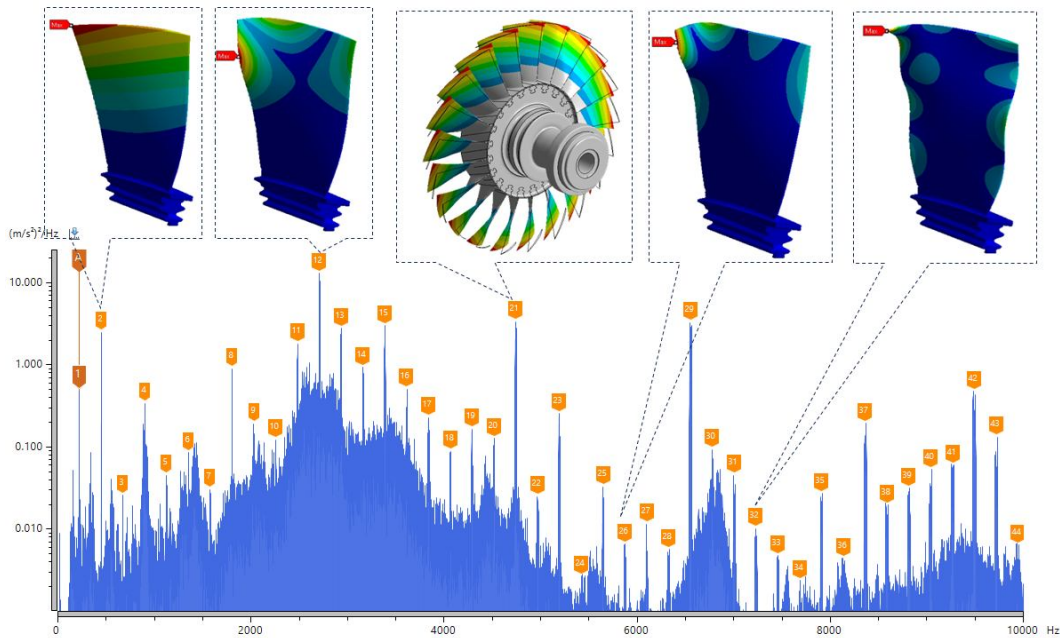


شکل ۸: سیگنال حوزه فرکانس استخراج شده از پوسته توربین با سنسور شتاب سنج (الف) اول (ب) دوم

هنگامی که انرژی سیگنال حول یک بازه زمانی محدود متمرکز شود (به خصوص اگر انرژی کل آن محدود باشد) می توان چگالی طیف توان یا اسپکتروم را محاسبه نمود.

$$PSD = \frac{(Power\ Spectrum)^2}{\Delta f * (Noise\ power\ bandwch\ of\ window)}$$

مسائل ساختاری که اغلب در طراحی و عملکرد پره‌های توربین با آن مواجه می‌شوند، یک مساله منحصر به فرد را ارائه می‌دهند. الگوی بار و توزیع تنش ناشی از فعل و انفعال پیچیده باره‌ای آیرودینامیکی، حرارتی و ساختاری است. چنین مشکلاتی در حوزه مطالعه اندرکنش سیال - سازه همراه قرار می‌گیرند. دامنه BPF و هارمونیک‌های آن در ارتعاش پوسته توربین با پهنای باند، شاخص مستقیمی از شرایط پره می‌باشد. هنگامی که دامنه غیر عادی باشد، اغلب نشان می‌دهد که پره ممکن است دارای یک خطای بالقوه باشد، و شرایط پره در یک زمان کوتاه بدتر خواهد شد، که به طور مستقیم ایمنی سیستم در شرایط بهره‌برداری را تهدید می‌کند. با این حال، اگر بتوان هشدار اولیه آسیب را قبل از این که پره دچار زوال شود، با ثبت و قضاوت در مورد تغییرات کوچک طیف، بسیار ارزشمند خواهد بود. هدف این بررسی ایجاد یک مدل هشدار زود هنگام آسیب برای پره‌های ردیف اول کمپرسور توربین گاز SGT-400 می‌باشد که در صورت یک همبستگی بین طیف فرکانسی بدست آمده از پوسته توربین و مودهای ارتعاشی پره در شکل ۹ نشان داده شده است.



شکل ۹: رابطه بین طیف فرکانسی پوسته توربین و مدهای ارتعاشی پره

۶- جمع بندی

در این مقاله، نوسانات فشار وارد بر دیواره پوسته توربین با استفاده از آنالیز ارتعاشات اندازه گیری شد. طیف های اسپکتروم هارمونیک‌هایی با دامنه بالا را شناسایی کردند. با توجه به اینکه توربین دارای چندین مرحله می‌باشد، بنابراین هارمونیک های مرتبط با پره ردیف اول از طریق تحلیل اجزاء محدود و استخراج فرکانس های طبیعی و در نهایت ترسیم نمودار کمپل مشخص گردیدند. مطابق نمودار کمپل استخراج شده، هارمونیک دوم با مود اول پره، هارمونیک ششم با مود دوم پره، هارمونیک دوازدهم با مود پنجم پره، هارمونیک بیست و ششم با مود نهم پره و هارمونیک سی و دوم با مود سیزدهم پره در محدوده سرعت کاری توربین تداخل دارند. با توجه به اینکه توربین در زمان داده برداری در سرعت دورانی 13600 rpm در سرویس بوده، بنابراین هارمونیک های دوم، دوازدهم، بیست و یکم، بیست و ششم و سی و دوم با دامنه های بلندتری دیده می‌شوند. این هارمونیک ها در پایش وضعیت دوره ای می‌توانند به عنوان شاخص سلامت پره های ردیف اول کمپرسور توربین گاز SGT-400 تلقی شوند.

مراجع

1. B. Salehnasab, E. Poursaeidi, Mechanism and modeling of fatigue crack initiation and propagation in the directionally solidified CM186 LC blade of a gas turbine engine, Eng. Fract. Mech. 225 (2020), 106842.
2. Q. Xiong, H. Guan, H. Ma, et al., Crack propagation and induced vibration characteristics of cracked cantilever plates under resonance state: experiment and simulation, Mech. Syst. Sig. Process. 201 (2023), 110674.
3. D.Y. Zhang, J. Hong, Y.H. Ma, et al., A probability method for prediction on High Cycle Fatigue of blades caused by aerodynamic loads, Adv. Eng. Softw. 42 (12) (2011) 1059–1073.
4. Z.L. Wang, Y. Chen, H. Ouyang, et al., Investigation of vibration characteristics of titanium wide-chord fan blade, J. Vib. Eng. Technol. 8 (4) (2019) 529–540.
5. W. Duan, Z.Q. Wang. Vibration reliability analysis of turbine blade based on ANN and Monte Carlo

- simulation, in: 2010 Sixth International Conference on Natural Computation, Yantai, China, 2010, pp. 1934–1939.
6. Y. Kaneko. Study on transient vibration of mistuned bladed disk passing through resonance. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Vol. 55270, American Society of Mechanical Engineers, 2013.
 7. J. Freundlich, Transient vibrations of a fractional kelvin-voigt viscoelastic cantilever beam with a tip mass and subjected to a base excitation, *J. Soud. Vib.* 438 (2019) 99–115.
 8. Y.D. Zhu, Y.N. Wang, B.J. Qiao, et al., Full-field dynamic strain reconstruction of rotor blades under multi-mode vibration, *Measurement* 201 (2022), 111670.
 9. M.A. Hossain, S. Hossain, Numeric investigation of fluid solid interaction and performance analysis of pre-bent wind turbine blade, *ASME Int. Mech. Eng. Congress Expos.* (2014).
 10. J.P. Zhang, D.L. Li, Y. Han, et al., Dynamic stability analysis on large wind turbine blade under complicated offshore wind conditions, *J. Vibroeng.* 15 (3) (2013) 1597–1605.
 11. L. Witek, A. Bednarz, F. Stachowicz, Fatigue analysis of compressor blade with simulated foreign object damage, *Eng. Fail. Anal.* 58 (Part 1) (2015).
 12. T. Inoue, Y. Ishida, T. Kiyohara, Nonlinear vibration analysis of the wind turbine blade (occurrence of the superharmonic resonance in the out of plane vibration of the elastic blade), *ASME. J. Vib. Acoust.* 134 (3) (June 2012), 031009.
 13. S. Saxena, J.P. Pandey, R.S. Solanki, et al., Coupled mechanical, metallurgical and FEM based failure investigation of steam turbine blade, *Eng. Fail. Anal.* 52 (2015).
 14. X. Zhang, Y. Wang, X. Jiang, et al., blade vibration stress determination method based on blade tip timing simulator and finite element method, *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* 142 (3) (March 2020), 031001.
 15. X.P. Wang, Y.R. Wang, A. Tian, Effect of axial spacing between rotor-stator on vibration stress of blade [J], *J. Aerosp. Power* 31 (6) (2016) 1427–1434.
 16. H. Kou, J. Lin, J. Zhang, Numerical study on vibration stress of rotating fan blade under aerodynamic load at critical speed, *Proc Inst Mech Eng G J Aerosp Eng* 230 (6) (2015) 1044–1058.
 17. W. Maktouf, K. Ammar, I. Ben Naceur, K. Saï, Multiaxial high-cycle fatigue criteria and life prediction: application to gas turbine blade, *Int. J. Fatigue.* 92 (Part 1) (2016).
 18. Y. Zhang, S. Guo, Z. Zhang, et al., Modified three-parameter model to predict compressor blade fatigue life under vibration loading, *J. Aerosp. Eng.* 32 (4) (2019).
 19. G.J. Xiao, B.Q. Chen, S.C. Li, et al., Fatigue life analysis of aero-engine blades for abrasive belt grinding considering residual stress, *Eng. Fail. Anal.* 131 (2022), 105846.
 20. Y.K. Zhang, S.X. Guo, Research on the Fatigue Performance of TC6 Compressor Blade under the CCF Effect. *Journal volume & issue Vol.* 2018.
 21. C. Booyesen, P.S. Heyns, M.P. Hindley, et al., Fatigue life assessment of a low pressure steam turbine blade during transient resonant conditions using a probabilistic approach, *Int. J. Fatigue* 73 (2015).
 22. C. Chen, X.Y. Zhang, X.J. Yan, Effect of laser shock peening on combined low- and high-cycle fatigue life of casting and forging turbine blades, *J. Iron Steel Res. Int.* 25 (2018) 108–119.
 23. E. Poursaeidi, A. Babaei, M.R.M. Arhani, et al., Effects of natural frequencies on the failure of R1 compressor blades, *Eng. Fail. Anal.* 25 (10) (2012) 304–315.
 24. Russhard, P. The Rise and fall of the Rotor Blade Strain Gauge. In *Vibration Engineering and Technology of Machinery*; University of Manchester: Manchester, UK, 2014; pp. 27–37.
 25. Heath, S.; Imregun, M. A Survey of Blade Tip-Timing Measurement Techniques for Turbomachinery Vibration. *J. Eng. Gas Turbines Power* 1998, 120, 784–791.
 26. Mathioudakis, K.; Loukis, S.; Papiliou, K. *Casing Vibration and Gas Turbine Operating Conditions*; American Society of Mechanical Engineers (ASME): Toronto, ON, Canada, 1989.

27. Mathioudakis, K.; Papathanasiou, A.; Loukis, E.; Papiliou, K. Fast response wall pressure measurement as a means of gas turbine blade fault identification. *J. Eng. Gas Turbines Power* 1991, 113, 269–275.
28. Gubran, A.A.; Sinha, J.K. Shaft instantaneous angular speed for blade vibration in rotating machine. *Mech. Syst. Sig. Process.* 2014, 44, 47–59.
29. Bachschmid, N.; Salvini, G.; Tanzi, E.; Pesatori, E. The Influence of Blade Row Dynamics on Lateral and Torsional Shaft Vibrations in Steam Turbines. In *Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics*; Springer: Cham, Switzerland, 2015.
30. Y. Kurylov, M. Amabili, "Polynomial versus trigonometric expansions for nonlinear vibrations of circular cylindrical shells with different boundary conditions", *Journal of Sound and Vibration* 329, 1435–1449 (2010).
31. S. Mallat, *A Wavelet Tour of Signal Processing*, Academic Press, New York, 1998.
32. F. Young, M. K. Cheng, S. M. Weng and K. L. Lee, "Nonlinear vibration analysis of a FGM plate with viscoelastic core", *Proceedings of the 10th International Conference on Vibration Problems*, Prague, Czech Republic, September 5-8 (2011).