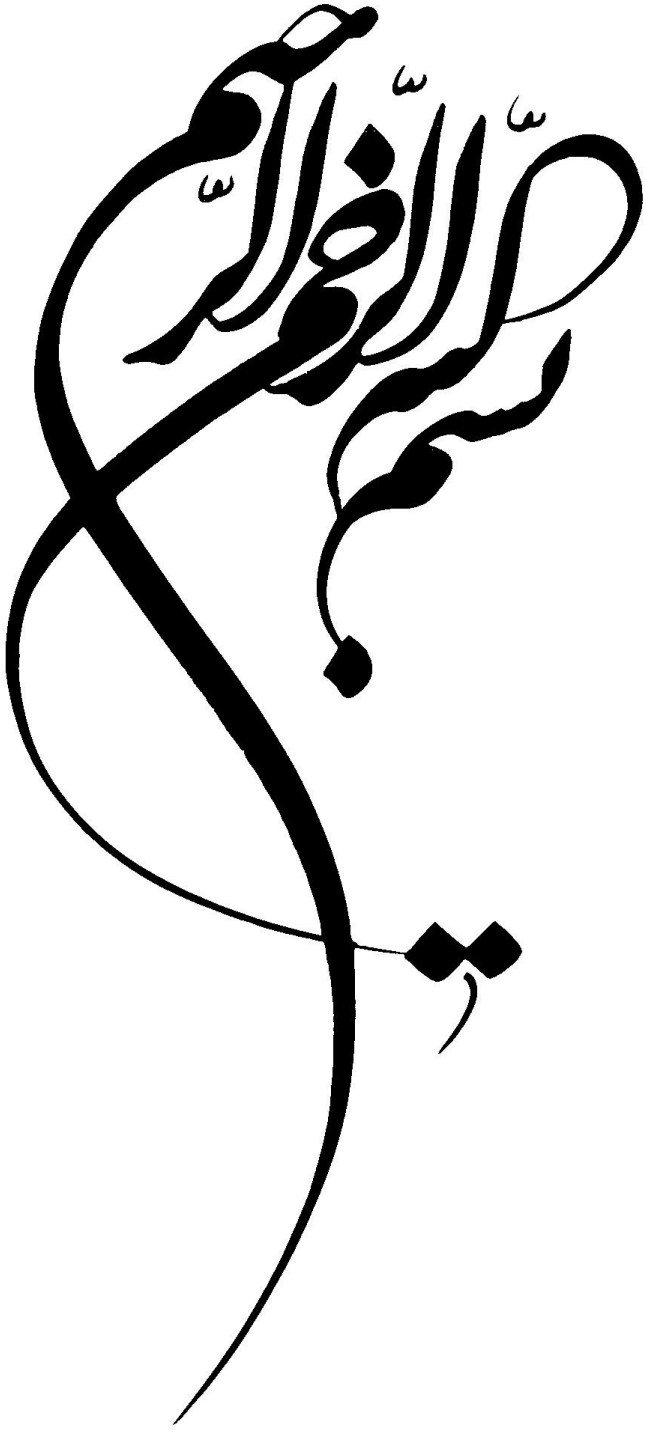

بسم الله الرحمن الرحیم

دانشگاه صنعتی اصفهان

دانشکده مکانیک

بررسی اثر پارامترهای مختلف بر رفتار ارتعاشی سیستم دیسک پره‌دار

پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک

طراحی کاربردی

احسان رئیسی استبرق

استاد راهنما

دکتر سعید ضیایی‌راد

۱۳۸۹

دانشگاه صنعتی اصفهان

دانشکده مکانیک

پایان‌نامه کارشناسی ارشد گرایش طراحی کاربردی آقای احسان رئیسی استبرق

تحت عنوان

بررسی اثر پارامترهای مختلف بر رفتار ارتعاشی سیستم دیسک پره‌دار

در تاریخ ۱۳۸۹/۱۰/۱۴ توسط کمیته تخصصی زیر مورد بررسی و تصویب نهایی قرار گرفت.

۱- استاد راهنمای پایان‌نامه	دکتر سعید ضیایی‌راد
۲- استاد مشاور پایان‌نامه	دکتر حسن نحوی
۳- استاد داور	دکتر مصطفی غیور
۴- استاد داور	دکتر حسن موسوی
سرپرست تحصیلات تکمیلی دانشکده	دکتر مهدی کشمیری

تشکر و قدردانی

ستایشم مخصوص خداوند بی نهایتی است که همواره پیش از آنکه بخوانمش اجابتم می کند و بیش از آرزوهایم گسترده می شود. حقیقتا داشتن چنین پروردگاری مرا بس به نعمت بندگی.

قدردان زحمات پدر و مادر، خواهر و برادران عزیزم هستم. مهربانانی که سخاوتمندانه تمام دنیایشان را ارزانی ام داشتند تا همراهی و هدایتگرشان، امیدم به ادامه راه و حمایت بی دریغشان استوارکننده قدم هایم باشد.

بر خود لازم می دانم، از جناب آقای دکتر ضیایی راد به عنوان استاد راهنمای خود، نهایت تشکر و قدردانی را به عمل آورم. مطمئنا بدون کمک های بی دریغ ایشان به سمودن این مسیر امکان پذیر نبود.

از جناب آقای دکتر نحوی، که به عنوان استاد مشاور از نظرات و راهنمایی هایشان بهره برده ام سپاس گزاری می کنم. همچنین، از آقایان دکتر غیور و دکتر موسوی که زحمت مطالعه و داوری پایان نامه را تقبل نمودند، سپاسگزارم.

یاد و خاطره دوستان خوبم که در این مدت از راهنمایی هایشان بهره برده ام برای همیشه در ذهن من خواهد ماند.

کلیه حقوق مادی مترتب بر نتایج مطالعات، ابتکارات و نوآوری‌های ناشی از تحقیق موضوع این پایان‌نامه متعلق به دانشگاه صنعتی اصفهان است.

تقدیم به

پدر و مادرم

فهرست مطالب

عنوان **صفحه**

فهرست مطالب ..... هشت
چکیده ۱
فصل اول: مقدمه ۲
۱-۱ مقدمه ۲
۱-۲ معرفی سیستم دیسک پره‌دار و کاربردهای آن ۳
۱-۳ معرفی پدیده نامیزانی‌های کوچک در سیستم دیسک پره‌دار ۴
۱-۴ اهمیت تحلیل دینامیکی سیستم دیسک پره‌دار ۶
۱-۵ تاریخچه مطالعات ۷
۱-۵-۱ تحلیل ارتعاشات توربوماشین‌ها بدون تقابل سیال و جامد ۷
۱-۵-۱-الف- ارتعاشات دیسک در توربوماشین‌ها ۷
۱-۵-۱-ب- ارتعاشات پره در توربوماشین‌ها ۸
۱-۵-۱-ج- ارتعاشات سیستم دیسک پره‌دار در حالت کوپلینگ ۹
۱-۵-۱-د- تاثیرات نامیزانی در سیستم دیسک پره‌دار ۱۰
۱-۵-۱-ه- بررسی اثرات غیرخطی برروی عملکرد سیستم دیسک پره‌دار ۱۲
۱-۵-۱-و- بررسی اثرات استهلاک داخلی برروی عملکرد سیستم ۱۴
۱-۶ اهداف دنبال‌شده در این پایان‌نامه ۱۵
فصل دوم: مدل‌سازی المان محدود سیستم دیسک پره‌دار و بدست‌آوردن پاسخ سیستم در حالت میزان ۱۷
۲-۱ مقدمه ۱۷
۲-۲ فرمولاسیون المان سه‌بعدی شش وجهی ایزوپارامتریک ۱۸
۲-۲-۱ ماتریس سختی المان ۱۸
۲-۲-۲ ماتریس جرم المان ۲۱
۲-۳ نتایج عددی ۲۲
۲-۳-۱ معرفی مدل ۲۲
۲-۳-۲ تحلیل ارتعاشات آزاد سیستم میزان ۲۴
۲-۳-۳ تحلیل ارتعاشات اجباری سیستم دیسک پره‌دار ۲۵
فصل سوم: یافتن ماکزیمم پاسخ فرکانسی سیستم دیسک پره‌دار در حالت نامیزان با استفاده از شبکه عصبی و الگوریتم ژنتیک ۲۷
۳-۱ مقدمه ۲۷
۳-۲ روش بهینه‌سازی ۲۸

۳-۲-۱ خلاصه‌ای بر شبکه عصبی ۲۸
۳-۲-۱-الف- سابقه تاریخی استفاده از شبکه عصبی ۲۹
۳-۲-۱-ب- مفاهیم پایه در شبکه‌های عصبی مصنوعی ۲۹
۳-۲-۱-ج- شبکه عصبی پرسپترون ساده ۳۰
۳-۲-۱-د- شبکه عصبی پرسپترون چند لایه ۳۰
۳-۲-۱-ه- چرا از شبکه‌های عصبی استفاده می‌کنیم؟ ۳۲
۳-۲-۱-و- الگوریتم آموزش شبکه MLP ۳۳
۳-۲-۱-ز- الگوریتم پس‌انتشار ۳۴
۳-۲-۱-ح- تابع استفاده شده به عنوان Activation Function ۳۴
۳-۲-۲ خلاصه‌ای بر الگوریتم ژنتیک ۳۵
۳-۲-۲-الف- مراحل الگوریتم ژنتیک ۳۶
۳-۲-۲-ب- روند کلی بهینه‌سازی و حل مسائل در الگوریتم ژنتیک ۳۸
۳-۲-۲-ج- تفاوت الگوریتم ژنتیک با سایر روش‌های جستجو ۳۹
۳-۲-۲-د- مزایا و معایب استفاده از الگوریتم‌های ژنتیک ۴۰
۳-۲-۲-ه- مقایسه الگوریتم ژنتیک و دیگر شیوه‌های مرسوم بهینه‌سازی ۴۰
۳-۲-۲-و- خصوصیات عمده الگوریتم ژنتیک ۴۱
۳-۲-۲-ز- شروط توقف الگوریتم ۴۱
۳-۳ ماکزیمم پاسخ فرکانسی برای حالت وجود نامیزانی در مدول الاستیسیته پره‌ها ۴۱
۳-۳-۱ نتایج عددی ۴۴
۳-۴ ماکزیمم پاسخ فرکانسی برای حالت وجود نامیزانی در طول پره‌ها ۴۸
۳-۴-۱ نتایج عددی ۴۸
۳-۵ مدل‌سازی غلاف و بررسی اثر آن بر مدل المان محدود ۵۲
فصل چهارم: بررسی اثرات غیرخطی بر روی عملکرد سیستم دیسک پره‌دار ۵۵
۴-۱ مقدمه ۵۵
۴-۲ ارائه مدل غیرخطی ۵۶
۴-۳ فرمولاسیون مسئله ۵۶
۴-۴ حل مسئله به روش مقیاس چندگانه ۵۸
۴-۵ نتایج عددی ۶۱
۴-۵-۱ نتایج عددی برای سیستم یک درجه آزادی ۶۱
۴-۵-۲ نتایج عددی برای سیستم سه درجه‌آزادی ۶۴

۴-۵-۳ نتایج عددی برای سیستم پنج درجه‌آزادی ۶۹
۴-۵-۴ نتایج عددی برای سیستم هشت درجه‌آزادی ۷۰
۴-۵-۵ نتایج عددی برای سیستم دوازده درجه‌آزادی ۷۲
فصل پنجم: بررسی اثرات استهلاک داخلی بر روی عملکرد سیستم ۷۵
۵-۱ مقدمه ۷۵
۵-۲ فرمولاسیون مسئله ۷۸
۵-۳ روش بهینه‌سازی ۸۰
۵-۴ نتایج عددی ۸۰
۵-۴-۱ نتایج عددی برای سیستم ده درجه آزادی ۸۱
۵-۴-۲ نتایج عددی برای سیستم شانزده درجه‌آزادی ۸۶
۵-۴-۳ نتایج عددی برای سیستم بیست‌وچهار درجه‌آزادی ۹۰
۵-۴-۳-الف- نتایج عددی برای سیستم بیست‌وچهار درجه‌آزادی (نامیزانی فقط در ضریب سختی) ۹۰
۵-۴-۳-ب- نتایج عددی برای سیستم بیست‌وچهار درجه‌آزادی (نامیزانی فقط در ضریب استهلاک) ۹۳
۵-۴-۳-ج- نتایج عددی برای سیستم بیست‌وچهار درجه‌آزادی (نامیزانی در ضریب سختی و استهلاک) ۹۴
۵-۴-۴ نتایج عددی برای سیستم سی‌وشش درجه‌آزادی ۹۷
۵-۴-۴-الف- نتایج عددی برای سیستم سی‌وشش درجه‌آزادی (نامیزانی فقط در ضریب سختی) ۹۷
۵-۴-۴-ب- نتایج عددی برای سیستم سی‌وشش درجه‌آزادی (نامیزانی فقط در ضریب استهلاک) ۱۰۰
۵-۴-۴-ج- نتایج عددی برای سیستم سی‌وشش درجه‌آزادی (نامیزانی در ضریب سختی و استهلاک) ۱۰۲
فصل ششم: نتیجه گیری و پیشنهادات ۱۰۶
۶-۱ نتایج کلی پایان‌نامه ۱۰۶
۶-۲ پیشنهادات ۱۰۸
مراجع ۱۱۰

چکیده

سیستم دیسک پره‌دار در کلیه توربوماشین‌ها از جمله توربین‌ها، کمپرسورهای بخار و گاز در نیروگاه‌ها، به‌عنوان اصلی‌ترین سازه محسوب می‌شود. همچنین در موتور جت، هواپیما، کشتی و کلیه تجهیزات مشابه کاربرد دارد. در حالت ایده‌آل تمام پره‌های سیستم یکسان هستند. ولی در واقعیت بین پره‌ها تفاوت‌هایی وجود دارد، که باعث بوجودآمدن نامیزانی می‌شود. نامیزانی در سیستم دیسک پره‌دار، پدیده‌ای بسیار خطرناک و غیر قابل اجتناب است. نامیزانی در اثر از بین رفتن تقارن دایره‌ای در سیستم ایجاد می‌شود. عوامل بوجود آورنده نامیزانی تولرانس‌های ساخت، اجزای استهلاکی، نیروهای آیرودینامیکی و استهلاک هستند. در اثر این نامیزانی‌ها در سیستم تقارن دایره‌ای، تفاوت‌های بسیار آشکار بین پاسخ سیستم میزان و نامیزان پدیدار می‌گردد که برای سیستم نامطلوب است. در این پایان‌نامه ابتدا مفاهیم کلی مسئله برای درک تاثیرات نامیزانی بر ارتعاشات سیستم دیسک پره‌دار بیان می‌شود. نحوه فرمولاسیون مدل دینامیکی سه‌بعدی دیسک پره-دار واقعی با استفاده از روش اجزاءمحدود و برای المان هشت‌گره‌ای، شش وجهی و ایزوپارامتریک بیان می‌گردد. سپس برای یک مدل سه‌بعدی پاسخ اجباری و آزاد سیستم بررسی‌شده و خواص سیستم‌های دارای تقارن دایره‌ای بیان‌می‌شود. در ادامه برای تحلیل دینامیکی سیستم دیسک پره‌دار تحت تاثیر نامیزانی، مسئله یافتن ماکزیمم پاسخ برای سیستم معرفی‌شده به‌صورت یک مسئله بهینه‌سازی فرموله می-شود. از الگوریتم ژنتیک برای حل مسئله بهینه استفاده می‌گردد. برای این منظور، برای بدست‌آوردن ماکزیمم پاسخ سیستم برای پارامترهای مختلف همچون وجود نامیزانی در طول پره‌ها یا مدول الاستیسیته پره‌ها، ابتدا ۲۰۰ آزمایش با پارامترهایی که از یک بازه مشخص انتخاب می‌شوند در نرم‌افزار انجام می‌شود. ماکزیمم پاسخ فرکانسی سیستم برای هر حالت بدست می‌آید. شبکه عصبی با داده‌های بدست‌آمده آموزش داده‌می‌شود. در ادامه برای یافتن بدترین الگو از شبکه عصبی آموزش داده‌شده و الگوریتم ژنتیک استفاده می‌گردد و ماکزیمم پاسخ فرکانسی سیستم نامیزان بدست می‌آید. در نهایت با استفاده از پارامترهای بدست‌آمده از الگوریتم ژنتیک، مدل در نرم‌افزار ایجادشده و پاسخ فرکانسی آن محاسبه می‌گردد. این مراحل برای دو حالت وجود نامیزانی در طول پره‌ها و همچنین وجود نامیزانی در مدول الاستیسیته پره‌ها تکرار می‌شود. همچنین اثر وجود غلاف بر روی پاسخ فرکانسی سیستم بررسی می‌گردد. در ادامه به بررسی اثرات غیرخطی برروی رفتار ارتعاشی سیستم دیسک پره‌دار همراه با وجود نامیزانی پرداخته می‌شود. نوآوری این قسمت درنظرگرفتن پارامترهای غیرخطی در بدست‌آوردن پاسخ فرکانسی سیستم می‌باشد. بدین منظور، اثرات وجود ترم غیرخطی برای حالت کلی از سیستم‌های تقارن دایره‌ای با فرض وجود نامیزانی بررسی می‌گردد. ابتدا مدل غیرخطی ارائه شده و معادلات حرکت آن نوشته می‌شود. سپس معادلات از روش اختلالات کوچک و مقیاس چندگانه حل می‌شوند. در ادامه پاسخ حالت دائم سیستم‌های نامیزان مورد بررسی قرارگرفته و پاسخ حالت دائم سیستم‌های میزان و نامیزان مقایسه می‌گردد. در پایان، به منظور بررسی اثرات استهلاک داخلی پره‌ها بر روی پاسخ سیستم یک مدل معرفی می‌گردد. فرمولاسیون بدست‌آوردن پاسخ برای آن استخراج می‌شود. نامیزانی سیستم در دو پارامتر ضریب استهلاک و سختی هر پره در نظر گرفته می‌شود. برای بدست‌آوردن ماکزیمم پاسخ از روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک استفاده‌شده و بدترین الگو بدست می‌آید. سپس پاسخ سیستم در حالت میزان و نامیزان با یکدیگر مقایسه و بدترین پره معرفی می‌گردد. این مراحل برای چندین سیستم با تعداد پره‌های متفاوت انجام می‌شود. در ضمن برای سیستم‌های بیست‌وچهار و سی‌وشش درجه آزادی ابتدا سیستم در حالت وجود نامیزانی در ضریب سختی پره‌ها بررسی می‌گردد. سپس در حالت وجود نامیزانی در ضریب استهلاک پره‌ها و در نهایت در حالت وجود همزمان نامیزانی در هر دو ضریب مورد بررسی قرار می‌گیرد.

کلمات کلیدی: دیسک پره‌دار نامیزان، شبکه عصبی، الگوریتم ژنتیک، ماکزیمم پاسخ، ارتعاشات غیرخطی، روش مقیاس چندگانه، سختی پره، استهلاک پره.

فصل اول
مقدمه

۱-۱- مقدمه

در این فصل به مطالعات انجام‌شده مربوط به تحلیل سیستم دیسک پره‌دار همراه با وجود نامیزانی در خواص پره‌ها پرداخته‌می‌شود. در بسیاری از تحلیل‌های مهندسی مربوط به سیستم دیسک پره‌دار نتایج و تاثیرات ناشی از تغییرات بسیار کوچک پارامترها که عمدتا ناشی از پارامترهای ساخت هستند، نادیده گرفته‌می‌شوند. همان‌طور که می‌دانیم در عمل تولید قطعات با تولرانس صفر غیرممکن است. با این وجود در بسیاری از موارد این تغییرات کوچک و ناخواسته بین اجزایی که در حالت ایده‌آل یکسان هستند تاثیرات قابل توجهی نخواهدداشت. اما برای سیستم‌هایی که به‌صورت تقارن دایره‌ای[1] می‌باشند، مانند سیستم دیسک پره‌دار در توربوماشین‌ها، این پدیده می‌تواند تاثیر زیادی بر پاسخ ارتعاشات سیستم داشته‌باشد. این پدیده در سیستم دیسک پره‌دار[2] تحت عنوان نامیزانی بوده و معمولا هنگامی اتفاق می‌افتد که در اثر وجود تولرانس‌های ساخت، بین پره‌ها تفاوت‌های فیزیکی و هندسی پدیدمی‌آید. این نامیزانی‌های کوچک می‌توانند پاسخ ارتعاشات سیستم را تا حد زیادی تغییرداده و پره‌ای که در این حالت بیشترین دامنه پاسخ را متحمل می‌شود بدترین پره[3] نام دارد.

هدف اصلی این فصل معرفی مسئله، اهمیت و کاربردهای آن می‌باشد. سپس عوامل مختلف پدیدآورنده این پدیده معرفی خواهندشد. در ادامه تاریخچه کامل مطالعات انجام‌شده در این زمینه آورده‌شده و در پایان هدف از انجام این پروژه و نوآوری‌های بدست‌آمده بیان می‌شود.

---

[1] Cyclic Symmetric Systems
[2] Mistuning in Bladed Disk System
[3] Worst Blade

۱-۲- معرفی سیستم دیسک پره‌دار و کاربردهای آن

شکل (۱-۱) قسمتی از سیستم دیسک پره‌دار که در واقع یکی از اصلی‌ترین اجزای یک توربین گازی است را نشان می‌دهد.

شکل(۱-۱): سیستم دیسک پره‌دار در یک توربین گازی

این سیستم در کلیه توربوماشین‌ها از جمله توربین‌ها و کمپرسورهای بخار و گاز در نیروگاه‌ها، به‌عنوان اصلی‌ترین سازه محسوب می‌شود. همچنین در موتور جت، هواپیما، کشتی و کلیه تجهیزات مشابه کاربرد دارد (شکل (۱-۲)).

به‌طور کلی توربوماشین‌ها از سه قسمت عمده تشکیل می‌شوند: روتور، دیسک و پره‌ها، که در توربین‌های گازی هر سه قسمت به‌طور مجزا ولی در توربین‌های بخار اصولا روتور و دیسک به شکل سرهم ساخته می‌شوند. پره‌ها به‌وسیله شیارهای موجود در دیسک و خانه‌های موجود در ریشه پره مانند شکل (۱-۳) در دیسک ثابت می‌شوند و در اثر نیروی گریز از مرکز ناشی از حرکت توربین لقی آن‌ها گرفته می‌شود.

حساسیت بسیار بالا و وجود پاسخ دینامیکی شدید در سرعت‌های زیاد، حرارت و فشار بسیار بالا در اثر احتراق، نیروهای تقویت شده آیرودینامیکی ناشی از حرکت موتور و عکس‌العمل ناشی از پره‌های ثابت، عواملی هستند که ساخت پره‌ها را با دقت بسیار بالا و با استفاده از بهترین مواد ضروری ساخته است. شمش‌های فلزی بکاررفته در بعضی

از پره‌ها آن‌قدر حساس است که ساخت آن فقط در انحصار یک کارخانه در جهان است. با این وجود یکسان فرض‌کردن این پره‌ها فقط یک فرض ایده‌آل و غیرممکن است.

شکل(۱-۲): سیستم دیسک پره‌دار تشکیل‌شده از چندین مجموعه دیسک و پره [۱]

شکل(۱-۳): نمایشی از چگونگی اتصال دیسک و پره

۱-۳- معرفی پدیده نامیزانی‌های کوچک در سیستم دیسک پره‌دار

سیستم دیسک پره‌دار مسلما در حالت واقعی شرایط تقارن دایره‌ای را دقیقا ندارند و از آنجایی که این تفاوت‌های کوچک بین پره‌ها می‌تواند تاثیرات بسیار زیادی بر روی پاسخ ارتعاشی سیستم بگذارد از این پدیده نمی‌توان در تحلیل دینامیکی این پره‌ها صرف‌نظر کرد.

در اثر این پدیده معمولا یکی از پره‌ها در شرایط بدتری نسبت به دیگر پره‌ها قرار دارد. در حقیقت در این پره دامنه پاسخ دینامیکی سر پره نسبت به نقطه مشابه بقیه پره‌ها به مراتب بیشتر است. در مطالعات قبلی این پره به بدترین پره

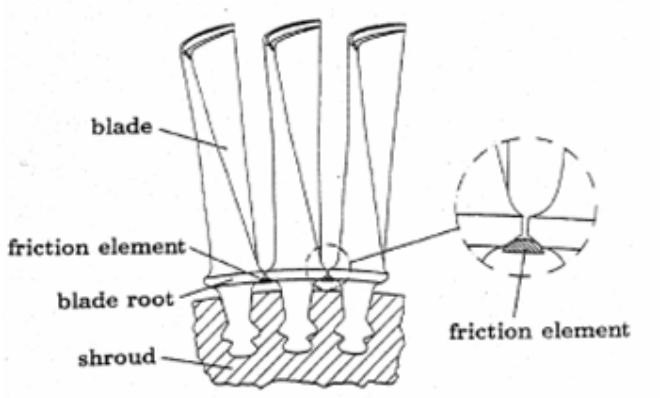
معروف شده‌است. در صورتی که در حالت ایده‌آل همه پره‌ها دارای دامنه پاسخ مساوی هستند. کلیه عواملی که بتوانند پره‌ها یا کل سیستم را از حالت تقارن دایره‌ای خارج کند از جمله موارد زیر از فاکتورهای تولید نامیزانی‌های کوچک هستند.

۱- تولرانس‌های ساخت همواره در تولید توربوماشین‌ها مانند هر سازه دیگر وجود دارد و می‌تواند هم از لحاظ هندسی (پره‌ها هندسه بسیار پیچیده‌ای دارند و با ماشین‌های تراش بسیار دقیق و چند محوره تولید می‌شوند) و هم از لحاظ خصوصیات فیزیکی ماده (مانند مدول الاستیسیته، ضریب استهلاک و دانسیته) دارای تفاوت‌های اندکی نسبت به حالت ایده‌آل باشند.

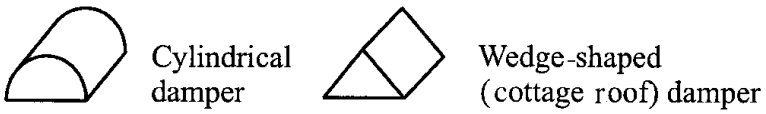
۲- معمولا در انتهای پره‌ها و در ناحیه تماس بین ریشه و دیسک اجزایی[1] از نوع دمپرهای خشک قرار می‌گیرند که با افزایش اصطکاک موجب استهلاک پاسخ پره می‌شوند(شکل۱-۴). نایکسان بودن این اجزا بین پره‌ها به نوبه خود می‌تواند باعث بروز نامیزانی شود.

۳- نیروهای آیرودینامیکی واردشده بر پره‌ها بعضی از مواقع به‌طور یکسان توزیع نشده و می‌تواند باعث بروز نامیزانی‌های کوچک در سیستم دیسک پره‌دار شود.

۴- یکی از عوامل مهم در ایجاد نامیزانی استهلاک سیستم در اثر کارکرد بسیار زیاد می‌باشد. سیستم دیسک پره‌دار در اثر سرعت بسیار بالای چرخش استهلاک زیادی دارد. گاهی اوقات این کارکرد بالا منجربه تغییر فرم در هندسه پره‌ها می‌شود و در پی آن پدیده نامیزانی‌های کوچک رخ می‌دهد که در این حالت معمولا یکی از پره‌ها تغییر شکل زیادتری می‌دهد که به پره معیوب[2] معروف است و باعث تغییر در پاسخ دینامیکی کل سیستم و خرابی دیگر پره‌ها می‌شود.



شکل(۱-۴-الف): نحوه قرارگرفتن اجزای استهلاکی [۲]



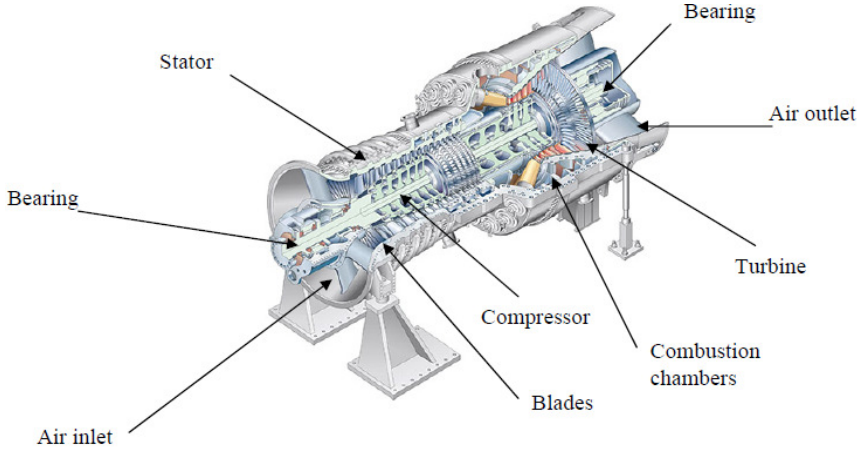
شکل(۱-۴-ب): شکل‌های مختلف اجزای استهلاکی [۲]

[1] Friction Element
[2] Rogue Blade

۱-٤- اهمیت تحلیل دینامیکی سیستم دیسک پره‌دار

ارتعاشات می‌تواند نقش بسیار مهمی در تحلیل سازه‌ها داشته‌باشد. ارتعاشات می‌تواند باعث شکست ناشی از خستگی، نقص کارکرد بهینه و تولید نویزهای ناخواسته در سیستم شود. در حالت کلی سازه‌هایی که در سرعت‌های بالا کار می‌کنند بسیار بیشتر در معرض خطرات ناشی از ارتعاشات هستند و در نتیجه بیشتر در معرض شکست خواهندبود.

توربوماشین‌ها شامل توربین‌های بخار در نیروگاه‌ها و توربین‌های گاز (شکل(۱-۵)) در سیستم پیش رانش هواپیما تماما ماشین‌های چرخشی هستند. این ماشین‌ها معمولا در سرعت‌های بالا کار کرده و شدیدا در معرض خطرات ناشی از ارتعاشات هستند. به‌علاوه، در طراحی‌های نوین برای توربین‌های گاز، وزن سبک و قدرت بیشتر و در عین حال کارکرد بالا از فاکتورهای مهم مورد نیاز است. در چنین شرایطی و از آنجایی که کلیه شکست‌ها در توربوماشین‌ها ناشی از خستگی بوجودآمده از ارتعاشات است، تحلیل ارتعاشات توربوماشین‌ها با جزئیات بیشتر ضروری است.



شکل(۱-۵): شکل یک توربین گاز به همراه اجزاء تشکیل‌دهنده آن [۱]

در دهه‌های اخیر به‌دلیل توسعه تکنولوژی، قدرت و کارایی توربوماشین‌ها در حد زیادی افزایش یافته‌است. در نتیجه اجزای مکانیکی بکاررفته باید متناسب با آن خواسته‌ها طراحی و ساخته شوند. در طراحی یک موتور جت، روتور محوری یکی از اجزای بسیار پیچیده برای طراحی می‌باشد. این اجزا معمولا متحمل سرعت‌های بسیار بالا، فشارهای بسیار زیاد و همچنین دمای بالا می‌شوند. ساختار هسته مرکزی توربوماشین‌ها از اجزای بسیاری تشکیل‌شده که می‌توان آن را به دو نوع کمپرسورها و توربین‌ها تقسیم‌کرد. بنابر اصول اولیه توربوماشین‌ها، سیال کاری در اثر حرکت پره‌های متحرک و عکس العمل متقابل پره‌های ثابت[1] بر پره‌ها بیشترین نیروی آیرودینامیکی را وارد می‌کنند که باعث پاسخ ارتعاشات شدید و اصولا هارمونیک در پره‌های متحرک می‌شوند. در نتیجه دو مورد مهم طراحان را درگیرمی‌کند: اول عدم شکست پره‌ها در اثر ارتعاشات و دوم عدم برخورد پره‌های ثابت و متحرک در اثر پاسخ شدید.

[1] Stator blades

۱-۵- تاریخچه مطالعات

به‌طور کلی مطالعات انجام شده در این زمینه را می‌توان به دو دسته عمده تقسیم‌کرد:

۱- تحلیل دینامیکی سیستم دیسک پره‌دار بدون در نظر گرفتن تقابل سیال و جامد[1].

۲- تحلیل آیروالاستیسیته[2] سیستم دیسک پره‌دار یا تحلیل دینامیکی سیستم با در نظر گرفتن تقابل بین سیال و جامد(از آنجا که در این پایان‌نامه به بررسی قسمت اول می‌پردازیم، از آوردن پیشینه این قسمت خودداری می‌شود).

۱-۵-۱- تحلیل ارتعاشات توربوماشین‌ها بدون تقابل سیال و جامد

به‌طور خاص مطالعات قبلی انجام‌شده در این زمینه بر روی سیستم دیسک پره‌دار را می‌توان به سه دسته تقسیم‌کرد:

۱- ارتعاشات دیسک

۲- ارتعاشات پره‌ها

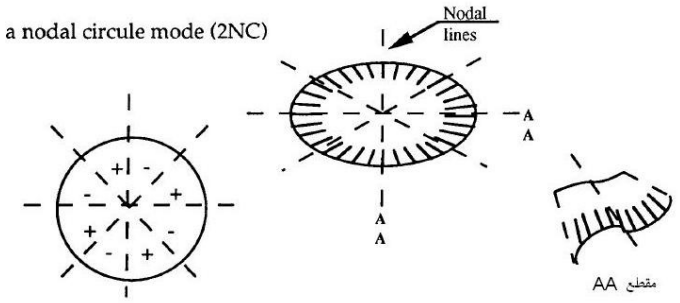
۳- ارتعاشات دیسک پره‌دار در حالت کوپلینگ

۱-۵-۱-الف- ارتعاشات دیسک در توربوماشین‌ها

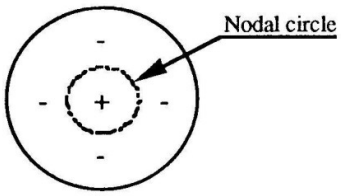
یک دیسک با استفاده از تئوری صفحات اصولا به سه گونه ارتعاش می‌کند: اول دیسک می‌تواند در مود شیپ‌هایی که به مودهای قطری[3] معروف است حول محیط دیسک مانند شکل(۱-۶-الف) نوسان‌کند. همان‌طور که از اسم آن مشخص است گره‌های تشکیل شده در اثر این مودها همان قطرهای دیسک هستند، که در عمل محتمل‌ترین نوع ارتعاش دیسک است. نوع دوم ارتعاش دیسک تحت عنوان مودهای دایره‌ای[4] یا تقارن محوری[5] معروف است و همان‌طور که در شکل(۱-۶-ب) نشان داده شده‌است، گره‌ها به صورت دایره‌ای هستند. دسته سوم مودهای ترکیبی هستند (شکل(۱-۶-ج))که از ترکیب دو مود قبلی تشکیل شده‌اند [۳]. توبایس[6] و آرنولد[7] برای اولین بار از این تئوری‌ها برای تحلیل توربوماشین‌ها استفاده‌کردند [۴]. از آنجایی که در تحلیل توربوماشین‌ها، پره‌ها نقش اساسی دارند، تحلیل پره در این سیستم‌ها ضروری است.

---

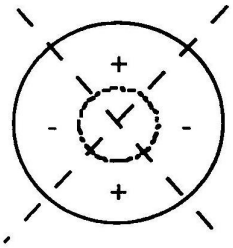
[1] Interaction of solid and fluid
[2] Aeroelasticity
[3] Diameter mode
[4] Circular mode
[5] Axisymmetric mode
[6] Tobias
[7] Arnold



شکل (۱-۶-الف): مودهای قطری دیسک



شکل(۱-۶-ب): مودهای دایره‌ای دیسک



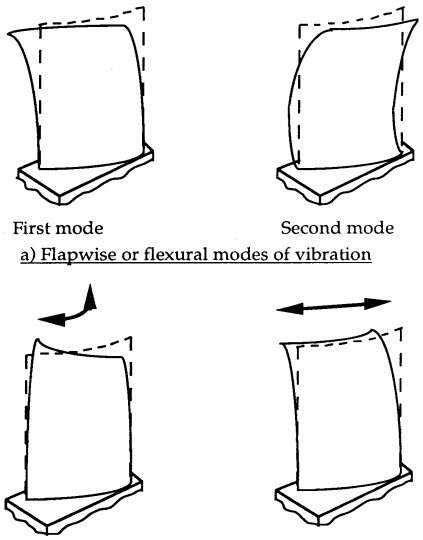
شکل(۱-۶-ج): مودهای مختلط [۵]

۱-۵-۱-ب- ارتعاشات پره در توربوماشین‌ها

به‌طور معمول یک پره در تحلیل ارتعاشات به عنوان یک تیر یکسر درگیر درنظر گرفته‌می‌شود. یک انتهای تیر که در روتور ثابت می‌شود ریشه نام دارد. عامل تحریک پره اصولا نیروی آیرودینامیکی است که در سرتاسر تیر گسترده می‌شود.این نیرو در بسیاری از موارد به صورت یک نیروی هارمونیک متمرکز در انتهای آزاد تیر در نظر گرفته‌می‌شود. در لحظه‌ای که فرکانس تحریک در محدوده فرکانس‌های طبیعی تیر قرار می‌گیرد، پره در بیشترین دامنه خود قرار دارد.

پره هم مانند دیسک دارای سه نوع مود شیپ است: اول مودهای خمشی خارج از صفحه که اصطلاحا فلپ[1] نام دارد. یک پره یکسر درگیر می‌تواند در مودهای خمشی داخل صفحه نیز ارتعاش کند که اصطلاحا لگ[2] نامیده می‌شود. سومین نوع مود شیپ برای یک تیر یکسر درگیر، مود پیچشی است که هر سه نوع آن در شکل (۱-۷) نشان داده شده‌اند [۳].

[1]Flap wise mode
[2]Edge wise mode



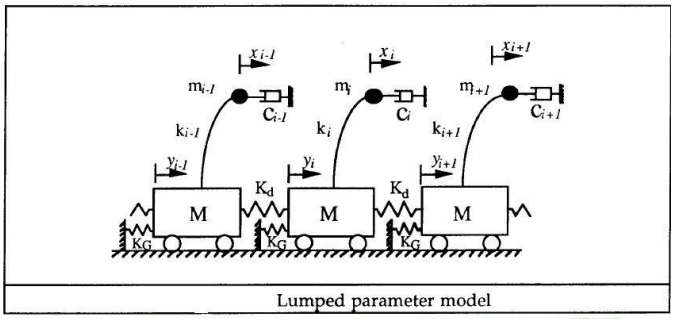
شکل (۱-۷): سه نوع مود شیپ برای یک تیر یکسر درگیر [۵]

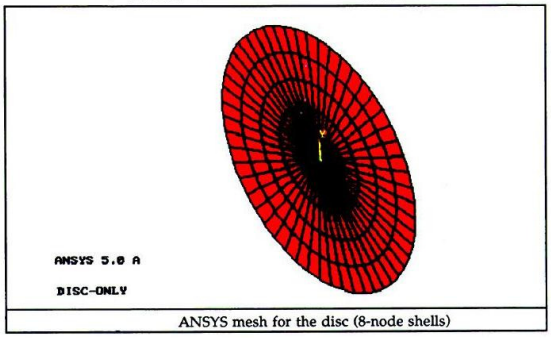
۱-۵-۱-ج- ارتعاشات سیستم دیسک پره‌دار در حالت کوپلینگ

در همه توربوماشین‌های پیشرفته امروزه، پره‌ها به‌طور جداگانه ساخته‌می‌شوند. سپس توسط اتصالات شاخه‌ای-کشویی در ریشه‌ها ثابت می‌شوند. از آنجا که در حالت واقعی صلب فرض‌کردن ریشه صحیح نیست بنابراین ارتعاشات پره‌ها تا حد زیادی به ارتعاشات دیگر پره‌ها و دیسک وابسته می‌شود. همچنین وجود غلاف[1] (غلاف‌ها اصولا میله‌هایی هستند که از بین پره‌ها می‌گذرند تا دامنه ارتعاشات را کاهش‌دهند) نیز می‌تواند تا حد زیادی تقابل بین پره‌ها را افزایش‌دهد.

به علت پیچیدگی مسئله کوپلینگ دیسک پره‌دار، اکثر مطالعات انجام‌شده در این زمینه با استفاده از روش‌های عددی و تقریبی بوده است. یو در پایان‌نامه دکتری خود به تحلیل ارتعاشات آزاد و اجباری سیستم دیسک پره‌دار میزان با استفاده از دو روش مدل متمرکز و اجزاء محدود پرداخت(شکل (۱-۸)). او از المان دو بعدی پوسته[2] برای محاسبات خود استفاده‌کرد [۵]. همچنین از سال ۱۹۷۵ تا سال‌های اخیر مطالعات وسیعی توسط اوینز و دیگر محققان در این زمینه شکل‌گرفته که اکثرا با استفاده از روش‌های متمرکز یا اجزاء محدود بوده که در آن المان صفحه و المان‌های مکعبی سه‌بعدی دارای بیشترین کاربرد هستند [۶].

[1] Shroud
[2] Shell Element





شکل(۱-۸): نمایش مدل متمرکز و اجزاء محدود با استفاده از المان‌بندی پوسته برای سیستم دیسک پره‌دار [۵]

۱-۵-۱-۵- تاثیرات نامیزانی در سیستم دیسک پره‌دار

در سال ۱۹۶۶ وایتهد[1] در مقاله‌ای، به تحلیل تئوری در زمینه ماکزیمم پاسخ ارتعاشات سیستم دیسک پره‌دار تحت وجود نامیزانی پرداخت. نتایج نشان داد که ماکزیمم پاسخ یک سیستم نامیزان شده دیسک پره‌دار می‌تواند به‌مراتب بیشتر از پاسخ همان سیستم در حالت ایده‌آل یا میزان باشد [۷]. از آن به بعد مطالعات زیادی توسط محققان (به‌خصوص شرکت‌های تولیدکننده موتور جت مانند رولز رویز و ناسا) در این زمینه انجام شد که نتایج مفید مختلفی در طی ۴۰ سال گذشته از آن‌ها حاصل شده‌است.

در سال ۱۹۶۶ وایتهد برای اولین بار پیداکردن بدترین پره را در سیستم دیسک پره‌دار در پی ایجاد نامیزانی‌های کوچک از طریق یک تحلیل ریاضی برآوردکرد. او در اولین مقاله خود ضریب $\frac{1}{2}\left(1+\sqrt{N}\right)$ را برای یک سیستم با N پره معرفی‌کرد که این ضریب در واقع نسبت پاسخ بدترین پره به پاسخ همان پره در شرایط میزان و در حالت رزونانس است. او همچنین تاثیرات استهلاک مکانیکی را بر این پدیده بررسی‌کرد و بعد از ده سال، در سال ۱۹۷۶ ضریب بدترین پاسخ خود را به شکل $\frac{1}{2}\left(1+\sqrt{\frac{N}{2}}\right)$ تصحیح نمود [۸].

در پی آن وگنر[2] در سال ۱۹۷۶ از یک مدل جرم و فنر برای ارائه پره‌های توربین استفاده‌کرد که از طریق یک دیسک انعطاف‌پذیر با هم کوپله شده بودند [۹]. او در ادامه فرکانس‌های طبیعی، مود شیپ‌ها و پاسخ اجباری سیستم را محاسبه نمود. نتایج حاصل از تحقیق او با نتایج وایتهد تا حدی تطابق داشت.

[1] Whitehead
[2] Wagner