

بررسی تأثیر سیم‌های مستهلک کننده بر ارتعاشات پره‌های متحرک ردیف آخر توربین بخار نیروگاه رامین اهواز

عباس رهی*

استادیار

دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی

پردیس فنی و مهندسی شهید عباسپور، دانشگاه شهید بهشتی

A_Rahi@sbu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۶/۲۸

بهنوش سموات

کارشناسی ارشد

دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی

پردیس فنی و مهندسی شهید عباسپور، دانشگاه شهید بهشتی

Behnoosh.samavat@yahoo.com

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۱/۲۵

چکیده:

بریده شدن سیم‌های مستهلک کننده یکی از مشکلات متداول در صنعت نیروگاهی و به خصوص توربین‌های بخار است. بریده شدن سیم مستهلک کننده باعث ایجاد پدیده تشدید، افزایش دامنه ارتعاش و در نتیجه افزایش تنش و در نهایت شکست پره‌ها می‌شود. در این مقاله تأثیر بریده شدن سیم مستهلک کننده^۱ بر فرکانس طبیعی و رفتار ارتعاشی پره‌های ردیف آخر توربین بخار K-300-240 نیروگاه رامین اهواز با استفاده از روش عددی المان‌های محدود مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور پاسخ ارتعاشی یک آرایش شش پره‌ای در حالت‌های مختلف دو ردیف سیم مستهلک کننده، بریده شدن سیم مستهلک کننده بالایی، بریده شدن سیم مستهلک کننده پایینی و حالت بریده شدن هر دو سیم مستهلک کننده مورد مطالعه قرار گرفته است. برای حالت‌های فوق فرکانس‌های طبیعی، شکل مودها، دیاگرام کمپل، و پاسخ فرکانسی سیستم استخراج شده است. نتایج شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد که هرگاه دو سیم مستهلک کننده بریده شود، سیستم در دور نامی توربین دچار تشدید شده و لذا با افزایش دامنه ارتعاش پره‌ها، شکست اتفاق خواهد افتاد.

واژگان کلیدی: سیم مستهلک کننده، توربین بخار، فرکانس طبیعی، نمودار کمپل

۱. مقدمه

منابع مختلف به روش‌های متفاوتی صورت گرفته است. در بعضی از موارد، با بررسی و تحلیل تنش پره‌ها، در شرایط پایدار و ناپایدار نظیر تشدید، زمان‌های بحرانی و تنش‌های عمده به دست آمده‌اند، در مواردی هم بعد از شکست پره‌ها

تحقیقات بسیاری از گذشته تا به حال در ارتباط با آنالیز مودال پره‌های توربوماشین‌ها صورت گرفته است و سعی تمامی آنها در جلوگیری از شکست پره در شرایط و دوره‌های مختلف کاری بوده است. بررسی و تحلیل پره‌های توربین بخار در

به بررسی شرایط کاری آنها و صرفاً بررسی مکانیکی پرداخته شده و در مواردی نیز از نتایج شکست نگاری و علایم میکروسکوپی سطوح شکست، تخمین‌هایی در مورد شرایط کاری و تنش‌های اعمالی به دست آمده است. در دهه اخیر با پیشرفت در طراحی توربوماشین‌ها و افزایش مشکلات ارتعاشی مربوط به آنها محققین تلاش‌های زیادی را در ارتباط با بحث آنالیز مودال پره توربین انجام دادند تا شرایط کاری بحرانی برای پره‌های توربین را تخمین زده و از شکست آنها جلوگیری کنند. یک شاخه از تحقیقات در زمینه ارتعاشات به بحث تحلیل ارتعاشات آزاد پره‌های موتور توربین دوار می‌پردازد. بیشترین کارهایی که در این زمینه انجام شده است بدین گونه بوده که پره‌ها به عنوان تیر مدل شده‌اند و تنها فرکانس‌های ارتعاشی پره در حالت آزاد به دست آمده است. یکی از دلایل اصلی شکست در پره‌های توربین بخار، بالاخص در طبقات کم فشار که پره‌های آنها معمولاً دارای طول بلند، پیچش و تغییر مقطع قابل ملاحظه‌ای می‌باشند، به دلیل آثار خستگی دینامیکی ناشی از تنش‌های ارتعاشی وارده می‌باشد، بطوری که مقادیر این تنش‌ها بخصوص در شرایط تشدید که در حین راه‌اندازی و خاموش کردن توربین بوجود می‌آید بسیار بالاتر از مقادیر تنش‌های استاتیکی است. نواحی دارای تمرکز تنش در پره‌ها بیشتر از نواحی دیگر در معرض شکست قرار می‌گیرند. بنابراین در طراحی و ساخت پره‌ها بایستی حتی‌الامکان از بوجود آمدن تمرکز تنش جلوگیری بعمل آورد. انتخاب جنس مناسب نیز در استهلاک تنش‌های ارتعاشی مؤثر می‌باشد به طوری که در پره‌های طبقات کم فشار معمولاً از فولادهای زنگ نزن ۱۲٪ کروم استفاده می‌نمایند. این دسته از آلیاژها علاوه بر مقاومت به خوردگی در شرایط کارکرد از خاصیت استهلاک‌کنندگی ارتعاشی خوبی نیز برخوردار می‌باشند. فرکانس طبیعی در پره‌ها تابعی از جنس و هندسه پره می‌باشند و طبیعتاً در یک طبقه که کلیه پره‌ها هم جنس می‌باشند آنچه که باعث بوجود آمدن تغییرات و انحراف در فرکانس طبیعی می‌گردد هندسه پره می‌باشد.

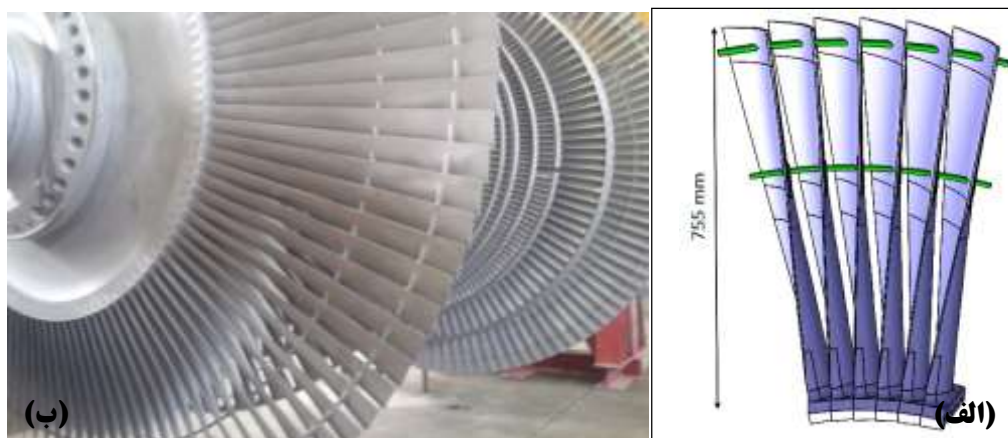
اولین بار در سال ۱۹۲۲ اثرات نیروی گریز از مرکز بر سختی توسط لمب [۱] مورد بررسی قرار گرفت. او ارتعاشات عرضی دیسکی با ضخامت یکنواخت، که با سرعت زاویه‌ای ثابت حول محور خود دوران می‌کرد را مورد بررسی قرار داد. پژوهش او برای بر طرف نمودن مشکلات شکست دیسک توربین بود، بدین صورت که در پره‌های دیسک توربین با ضخامت کم، بخار از طریق نازل‌هایی که به طور متقارن در اطراف دیسک نصب شده‌اند خارج می‌شود. طی سال‌های ۱۹۴۱ الی ۱۹۴۵ و با پیشرفت در طراحی و ساخت پره‌های موتورهای جت در آمریکا، انگلستان و عموماً در آلمان مطالعات زیادی بر روی خرابی پره‌ها در اثر ارتعاشات صورت گرفت [۲]. ریگر و مک کالین [۳] در سال ۱۹۶۵ ارتعاشات یک شبکه متشکل از تعدادی تیر با مقطع منشوری یکنواخت را بررسی کردند. آنها در مطالعات خود تیرها را در حالت آزاد و حالت یک سر گیردار مورد بررسی قرار دادند. اثرات نسبت جرم، سختی و نسبت طول بین شبکه‌های مختلف در حالت تقارن و عدم تقارن مورد بررسی قرار گرفت و نتایج بدست آمده تحت عنوان پارامترهای بدون بعد در جدولی بیان گردید. با پیشرفت در روش‌های محاسباتی، در سال ۱۹۷۹ دیمیتریادیس [۴] بررسی ارتعاشی یک پره توربین را با در نظر گرفتن دیسک صلب با قطر محدود و به روش اجزای محدود انجام داد. در سال ۱۹۹۴ رومر [۵-۶] آزمایش مودال مجموعه دیسک-پره یک توربین صنعتی را به روش آزمایشی و در دمای محیط به انجام رساند و با نتایج آلمان محدود مقایسه نمود. اشکال کار وی نیز عدم در نظر گرفتن بار گریز از مرکز وارد بر پره بود. وی تحلیل خود را تنها در حالت استاتیکی و در دمای محیط به انجام رساند. ژیمین و همکاران [۷] به کمک روش آلمان محدود، عمر خزشی پره توربین را در دمای ثابت ۹۰۰ درجه سانتیگراد و در دور ۳۶۰۰ دور در دقیقه به دست آوردند. یک مدل ساده برای پیش بینی عمر قطعات تحت خزش در توربین گاز در شرایط مختلف ارائه شد. پاسخ معادلات سطحی برای اتصال شرایط عملیاتی استفاده می‌شود که با خزش قطعه در رابطه است، که از این

عوامل برای پیش بینی خزش در قطعه و تعیین درجه حرارت استفاده می‌شود. در سال ۲۰۰۳ استوارت موفات [۸] در مقاله- ای به بررسی پیشگویی پاسخ تحریکات اجباری پره توربین گاز صنعتی پرداخت و با استفاده از نرم افزارهای المان محدود فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای پره توربین را به دست آورد. وی با اعمال نیروی گریز از مرکز بر پره روتور از جنس تیتانیوم فرکانس‌های طبیعی ۵ مود اول پره را به دست آورد. او کمپرسور ۳ مرحله‌ای را مورد استفاده قرار داد و از میرایی آیرودینامیکی و تغییرات فرکانس صرف نظر نمود. در سال ۲۰۰۷ پیرا و همکاران [۹] آنالیز مودال پره مرحله پنجم یک توربین را مورد بررسی قرار دادند. آنها با محاسبه فرکانس تحریک پره در دور کاری توربین، به نتیجه عدم وقوع پدیده تشدید در پره رسیدند. هدف آنها از انجام این پژوهش بررسی خستگی در چرخه توربین، تعیین فرکانس طبیعی، حالت‌های مرتبط با ارتعاشات دیسک و پره بر اساس نحوه چرخش توربین و عملکرد توربین است. در سال ۲۰۱۲ سانویتو و همکاران [۱۰] بیان نمودند که در توربین بخار کم فشار، پره ردیف آخر بیشترین سطح ارتعاشات را تجربه می‌نماید. آنها ترک در پره و خرابی سیم مستهلک کننده را مورد بررسی قرار دادند. یک سیستم برای اندازه‌گیری زمان ارتعاشات تیغه به منظور بررسی رفتار دینامیکی در شرایط عملیاتی متفاوت مورد بررسی قرار گرفت. همچنین در آن سال زوکا و همکاران [۱۱] از دمپرهای اصطکاکی برای کنترل سطح ارتعاشات در پره‌های توربین به منظور جلوگیری از شکست و خستگی استفاده کردند. پیش بینی پاسخ غیرخطی مدل دیسک و پره در نرم افزار المان محدود با استفاده از دمپر پلت فرم برای ارزیابی عملکرد توربین صورت گرفته است.

در پژوهش آنها اثرات دمپر پلت فرم در سیستم دینامیکی دیسک و پره تحت دوران و رزونانس اندازه‌گیری شده است. در این مقاله به بررسی تاثیرات سیم‌های مستهلک کننده بر رفتار ارتعاشی پره‌های متحرک ردیف آخر توربین K-300-240 نیروگاه رامین پرداخته می‌شود. با توجه به مدل‌سازی صورت گرفته و محاسبه فرکانس تحریک در شرایط کاری توربین و رسم نمودار کمپل، مشخص شد در شرایط طراحی پره مشکل رزونانسی به وجود نیامده است. از آنجا سیم‌های مستهلک کننده بیش از پره‌ها مستعد شکست و بریده شدن می‌باشند، بریده شدن سیم‌های مستهلک کننده سبب تغییر فرکانس طبیعی پره‌ها شده که منجر به تشدید در هارمونیک‌های عبوری در دور کاری توربین می‌گردد.

۲. مشخصات توربین بخار

توربین K300-240 دارای سه سیلندر است که سیلندر فشار قوی (HP) دارای ۱۲ ردیف پره، سیلندر فشار متوسط (IP) دارای ۱۷ ردیف و سیلندر فشار ضعیف (LP) آن دارای ۱۰ ردیف پره می‌باشد. قدرت اسمی آن ۳۱۵ مگاوات می‌باشد و در دمای ۵۴۰ درجه سانتیگراد و فشار ۲۴۰ اتمسفر به سیلندر فشار قوی وارد می‌شود. پره ردیف ۳۹ که در شکل ۱-الف نشان داده شده است، آخرین ردیف از سیلندر فشار ضعیف می‌باشد با دمای تقریبی بین ۵۵ تا ۶۰ درجه سانتیگراد و فشار ۰٫۸۷ اتمسفر کار می‌کند. در شکل ۱-ب، هندسه گروه ۶تایی پره، که توسط دو سیم مستهلک کننده پره‌ها را به هم متصل می‌کنند، مدل‌سازی می‌شوند. هر کدام از سیم‌های مستهلک کننده در دو طرف ابتدایی و انتهایی خود به پره جوش خورده‌اند.



شکل ۱: الف) نمایی از سیلندر فشار ضعیف توربین بخار ب) نمای هندسی پره های ردیف آخر

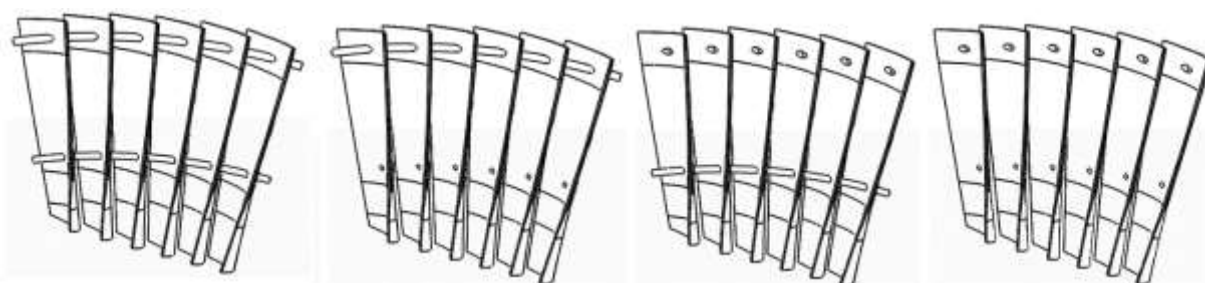
۳. تشریح مسئله و تعریف شرایط مرزی

آنالیز المان محدود با انتقال مدل سه بعدی از نرم افزار سالیدورک^۲ به محیط نرم افزار ANSYS و اعمال شرایط مرزی و مش بندی آن و در نهایت حل الاستیک مدل انجام شد. تعداد مش ایجاد شده برای مدل تک پره ۱۸۱۷ عدد و

برای گروه ۶ تایی پره و سیم‌های مستهلک کننده ۱۳۵۴۷ عدد می‌باشد. المان مورد استفاده برای پره و سیم‌های مستهلک کننده از نوع تتراهدرال ۱۰ گره‌ای و برای سطوح تماس بین ایرفویل و سیم‌های مستهلک کننده از نوع کنتاکت (تماس سطحی ۸ گره‌ای) می‌باشد. خواص مکانیکی پره و سیم مستهلک کننده در جدول ۱ مشاهده می‌شود.

جدول ۱: مشخصات مکانیکی پره و سیم مستهلک کننده

اجزاء	چگالی (Kg/m^3)	مدول الاستیسیته (GPa)	ضریب پواسون
پره	۷۸۰۰	۲۰۰	۰٫۳
سیم مستهلک کننده	۴۶۲۰	۹۶	۰٫۳



حالت اول
(اعمال دو سیم مستهلک کننده)

حالت دوم
(بریده شدن سیم مستهلک کننده پایینی)

حالت سوم
(بریده شدن سیم مستهلک کننده بالایی)

حالت چهارم
(بریده شدن هر دو سیم مستهلک)

شکل ۲. حالت‌های مختلف سیم مستهلک کننده

۴. آنالیز دینامیک پره

تشدید در سازه می‌شود. سرعت دورانی روتور از دور صفر افزایش می‌یابد تا به سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه (دور پایا)

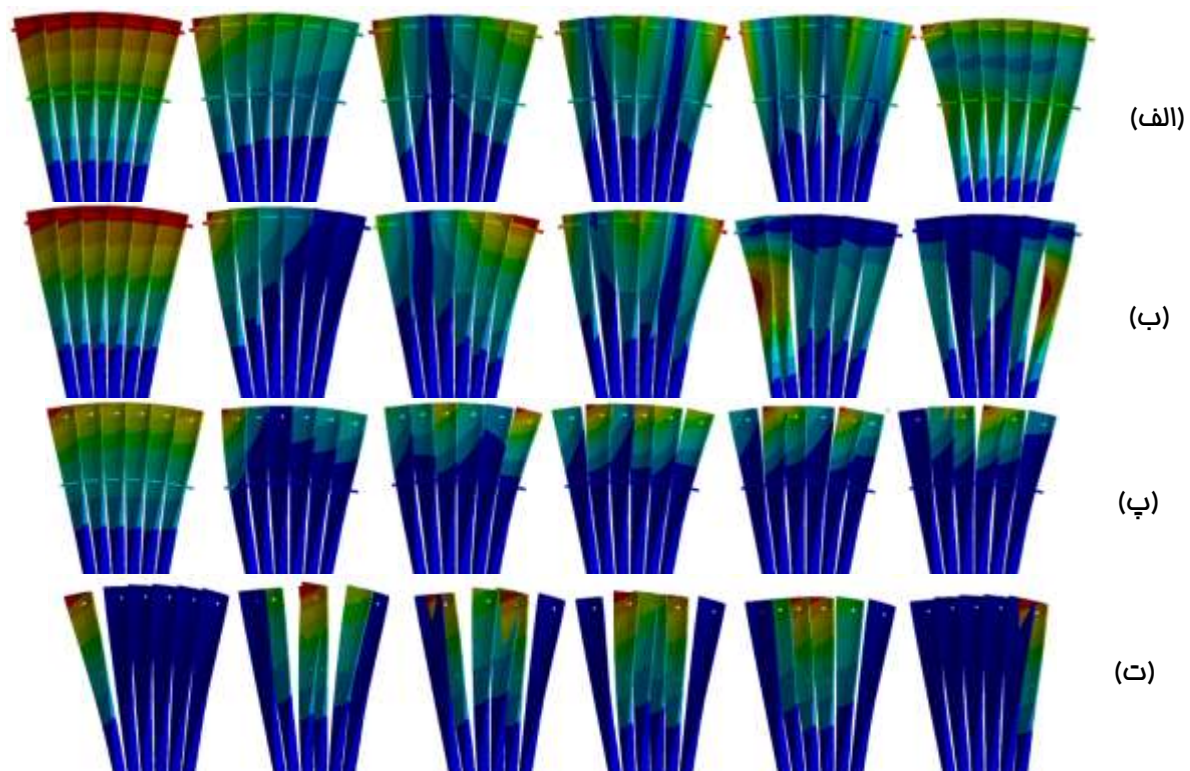
اگر فرکانس و شکل مود نیروی تحریک کننده خارجی با فرکانس و شکل مود ذاتی سازه برابر شوند، باعث ایجاد

اثرات مختلف سیم‌های مستهلک کننده به ترتیب در جدول ۲ و شکل ۳ محاسبه شده است.

که ماکزیمم توان توربین است، برسد. فرکانس‌های طبیعی سازه تحت تحلیل پیش تنش مودال به دست می‌آیند. مقادیر فرکانس‌های طبیعی پره‌ها و شکل مودهای ارتعاشی تحت

جدول ۲. فرکانس‌های طبیعی پره در حالت‌های مختلف اعمال سیم مستهلک کننده (Damping Wire)

فرکانس (Hz)	مود اول	مود دوم	مود سوم	مود چهارم	مود پنجم	مود ششم	مود هفتم	مود هشتم	مود نهم	مود دهم
حالت اول	74.76	144.19	167.55	196.98	260.86	314.33	355.5	442.86	450.35	489.54
حالت دوم	66.58	140.24	151.95	180.26	232.88	236.74	240.86	244.02	245.77	250.22
حالت سوم	69.28	109.24	114.91	119.59	123.41	125.5	140.13	248.71	260.43	273.56
حالت چهارم	59.26	138.29	275.52	293.14	451.74	676.290	817.53	1041	1197	1434.9



شکل ۳. به ترتیب از چپ به راست ۶ مود اول ارتعاشی (الف): حالت اول، (ب): حالت دوم، (پ): حالت سوم، (ت): حالت چهارم

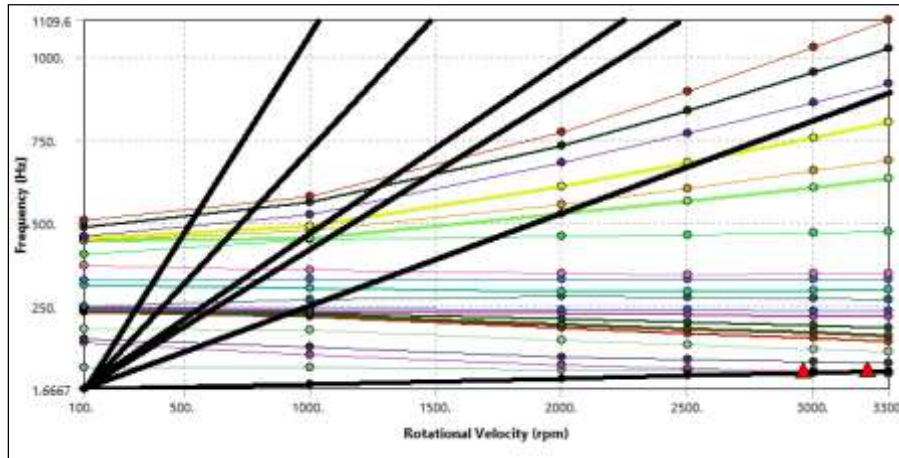
۵. دیاگرام کمپل

کمپل نموداری است که 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 دیاگرام رسم می‌شوند. این

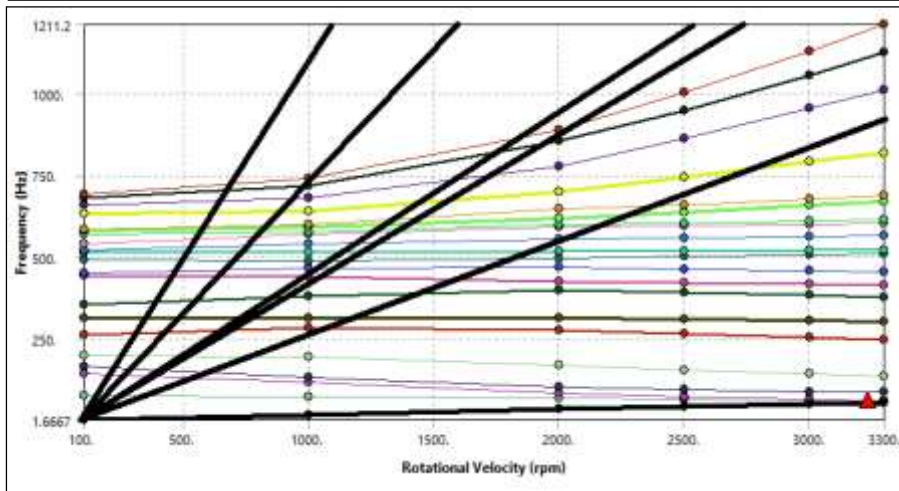
دیاگرام کمپل عموماً برای طراحی روتورهایی که دیسک پره روی آنها قرار گرفته، مانند توربین‌ها و فن‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند. بطوریکه نقاط برخورد فرکانس‌های طبیعی و خطوط تحریک نمایانگر تشدید در آن ناحیه می‌باشد. دیاگرام

ترتیب از 1x (فرکانس دور کاری توربین)، 16.5x (فرکانس دور کاری ژنراتور)، 27x (فرکانس دور کاری روتور LP)، 28x (فرکانس دور کاری روتور IP)، 45x (فرکانس دور کاری روتور HP)، 46x (فرکانس تحریک نازل ردیف ۳۹)، 65x (فرکانس تحریک نازل ردیف ۳۸) می‌باشند.

دیاگرام نقاطی که فرکانس‌های طبیعی پره با فرکانس‌های تحریک آن تداخل پیدا می‌کنند را نشان می‌دهد. در این قسمت با بررسی نتایج آنالیز مودال پره به ازای ۲۰ مود ارتعاشی و سرعت‌های دورانی مختلف (صفر تا ۳۰۰۰ دور بر دقیقه) دیاگرام کمپل برای چهار حالت مختلف که در شکل ۴ نشان داده شده، ترسیم می‌گردد. خطوط مورب مشکی رنگ در نمودارهای کمپل شکل ۴ از پایین به بالا به

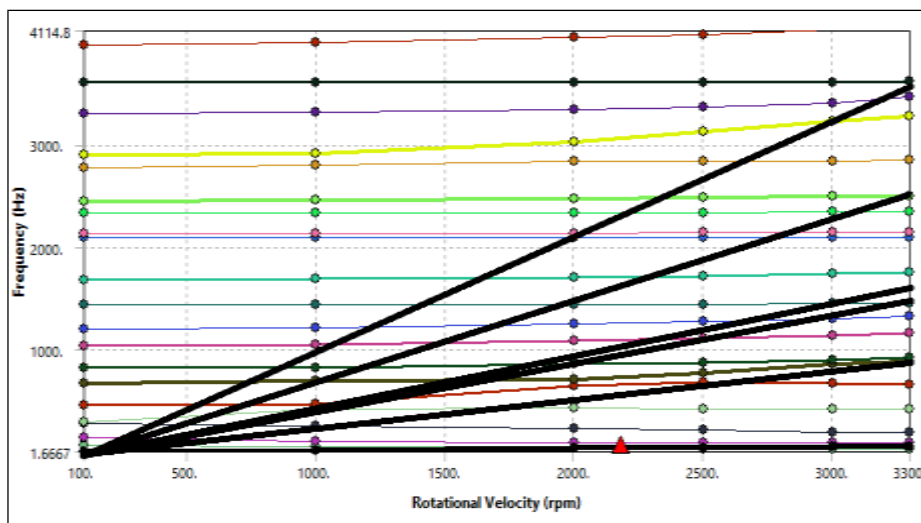


(الف)

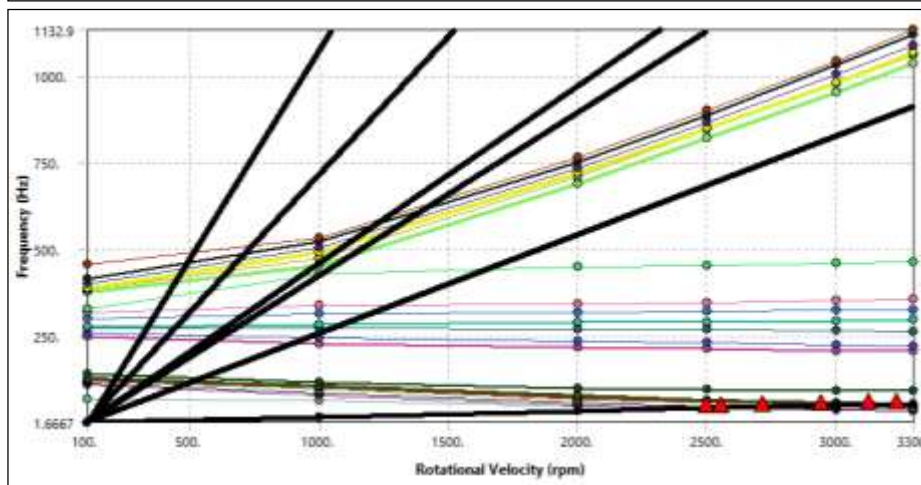


(ب)

(پ)



(ت)



شکل ۴. دیاگرام کمپل (الف): حالت اول ، (ب): حالت دوم ، (پ): حالت سوم ، (ت): حالت چهارم

۶. آنالیز هارمونیک پره

اغتشاشات پیرامونی در توربین بخار سبب اعمال یکسری نیروها در دور کامل روتور می‌گردد، که مقدار آنها متناسب با فاصله از دیافراگم‌ها می‌باشد. اغتشاش در بالادست باعث تحریک توسط اثر پتانسیل جریان یا دنباله‌های جریان که برگرفته از جریان ثانویه لبه فرار پره‌های ثابت می‌باشد، خواهد شد. اجزای پائین دست تنها با اثرات جریان پتانسیل می‌توانند روی روتورها تأثیر بگذارند. در نتیجه این نیروها را می‌توان در قالب فرکانس‌های هارمونیک با کمک آنالیز فوریه نمایش داد. به طور کلی معادله حرکت یک سیستم

مطابق شکل ۴-الف هیچکدام از فرکانس‌ها، بدلیل یکسان نبودن شماره هارمونیک‌ها با فرکانس مربوطه، دچار تشدید در دور کاری نشده‌اند. همانگونه که در نمودار کمپل شکل ۴-ت مشخص است تمامی هارمونیک‌ها با خطوط فرکانس طبیعی پره در دور کاری ۳۰۰۰ دور بر دقیقه تداخل دارند که باعث ایجاد تنش‌های ارتعاشی بالاتر از حد مجاز می‌شوند و چنانچه پره چند ثانیه در این وضعیت قرار گیرد دچار شکست می‌گردد. همچنین تداخل هارمونیک‌ها با خطوط فرکانس نمودارهای کمپل شکل ۴-پ و ۴-ت که فقط یک سیم مستهلک کننده لحاظ شده است، بیانگر شرایط رزونانس می‌باشد.

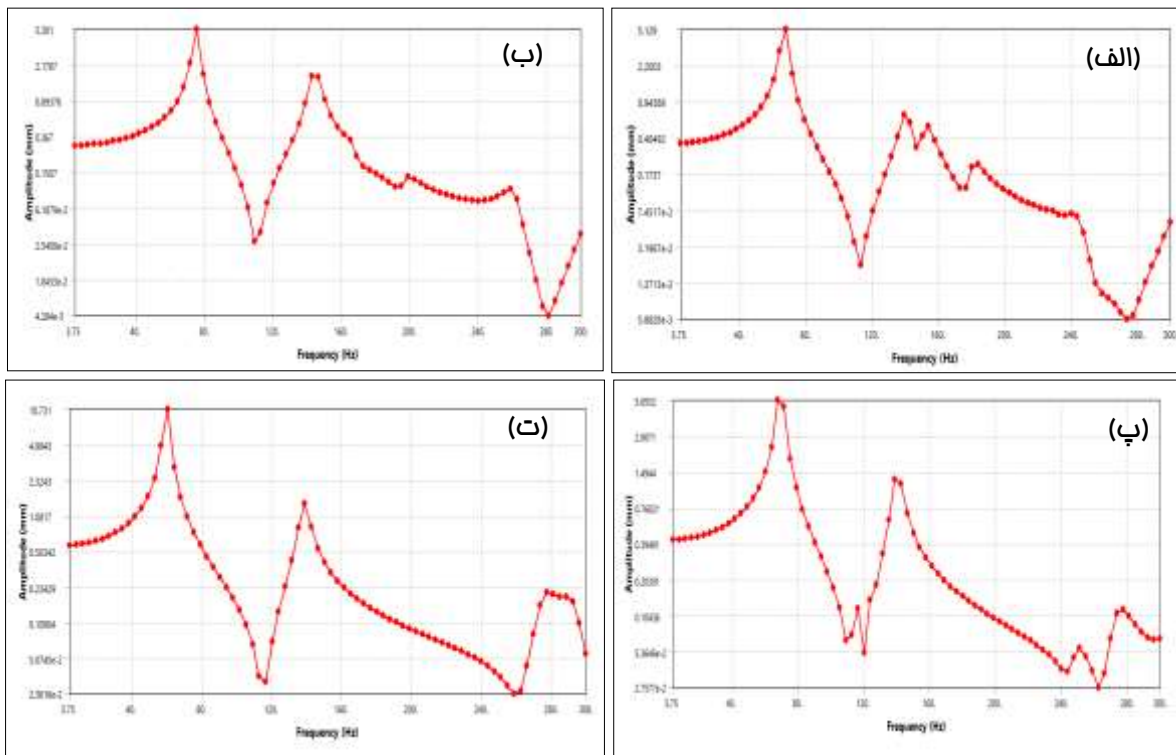
آخر توربین بخار در نرم‌افزار انسیس cfx انجام شده است که نیروی هارمونیک ناشی از فشار بر سطح مقعر و محدب پره در شکل ۵ نشان داده شده است. همچنین مقدار میرایی پره با توجه به محاسبات انجام شده، به روش نیم توان معادل ۰,۰۲۴ در نظر گرفته شده است.



شکل ۵. نیروهای هارمونیک ناشی از فشار بخار

مکانیکی تحت نیروی هارمونیک به صورت رابطه ۱ بیان می‌گردد:

(۱) $[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [k]\{u\} = F_n e^{-i\omega t}$ که در آن $[M]$ ماتریس جرم، $[C]$ ماتریس میرایی، $[k]$ ماتریس سختی، $\{u\}$ بردار جابجایی، $\{F_n\}$ بردار دینامیکی و $\{\omega\}$ سرعت دورانی است. آنالیز هارمونیک در واقع مبتنی بر آنالیز ارتعاشی پره با احتساب ضریب میرایی سیستم می‌باشد. در این روش تحلیل، با تعیین یک بازه فرکانسی مناسب، پاسخ فرکانسی پره به تحریک بارهای اعمالی بررسی می‌شود. در این روش تمام انواع بارگذاری‌ها به صورت نوسانی تحلیل می‌شود و بنابراین هیچگاه امکان بررسی توام یک بار استاتیکی مانند نیروی گریز از مرکز با یک بار دینامیکی مانند نیروهای آیرودینامیک وجود ندارد. عامل تحریک کننده پره‌های توربین، نیروی نوسانی ناشی از جریان بخار است. توزیع فشار ناشی از جریان دوفازی ردیف



شکل ۶. نمودار پاسخ فرکانسی پره در چهار حالت مختلف، (الف): حالت اول، (ب): حالت دوم، (پ): حالت سوم، (ت): حالت چهارم بریده شدن هر دو سیم مستهلک کننده (شکل ۶-ت) میزان جابجایی پره حدود ۱۰ میلی‌متر می‌شود که با توجه به نسبت دید منظری بالا باعث برخورد پره‌ها با یکدیگر و شکست ارتعاشات و جابجایی پره‌ها در مود اول را دارد. در صورت

می‌گردد؛ لذا بدون اعمال سیم مستهلک کننده نمی‌توان توربین را راه اندازی نمود.

۷. نتیجه گیری

در این مقاله، تاثیر سیم‌های مستهلک کننده بر فرکانس‌های طبیعی پره‌های متحرک ردیف آخر توربین بخار K-300-240 مورد تحلیل قرار گرفت. جهت انجام کار ابتدا مدل هندسی پره تهیه گردید. سپس مدل توسط نرم افزار اجزاء محدود انسیس تحلیل گردید و نتایج زیر حاصل شد.

(۱) با توجه به نیروهای تحریک کننده مدل حالت اول (اعمال دو سیم مستهلک کننده)، نتایج بدست آمده از فرکانس‌های طبیعی، شکل مودها و نمودار کمپل نشان می‌دهد که فرکانس تشدید در دور نامی توربین وجود ندارد.

(۲) در حالتی که اتصال سیم‌های مستهلک کننده با پره‌ها از بین برود، رفتار دینامیکی سازه متفاوت خواهد بود. بریده شدن سیم‌های مستهلک کننده سبب تغییر در فرکانس‌های طبیعی پره‌ها می‌شود که این عامل در تعمیرات اساسی توربین نیز مشاهده گردیده است. در این حالت شکل مودها مطابق شکل‌های ۳-ب، ۳-پ، ۳-ت استخراج گردید. همانگونه که در نمودار کمپل شکل ۴-ب مشخص است

۹. مأخذ

تمامی هارمونیک‌ها با خطوط فرکانس طبیعی پره در دور کاری ۳۰۰۰ دور بر دقیقه تداخل دارند که باعث ایجاد تنش-های ارتعاشی بالاتر از حد مجاز می‌شوند و چنانچه پره چند ثانیه در این وضعیت قرار گیرد دچار شکست می‌گردد. همچنین تداخل هارمونیک‌ها با خطوط فرکانس نمودارهای کمپل شکل ۴-پ و ۴-ت که فقط یک سیم مستهلک کننده لحاظ شده است، بیانگر شرایط رزونانس می‌باشد.

(۳) نتایج حاصل از پاسخ هارمونیک پره‌ها در شکل ۶ نشان از عملکرد مناسب سیم‌های مستهلک کننده در کنترل ارتعاشات و جابجایی پره‌ها در مود اول را دارد. در صورت بریده شدن هر دو سیم مستهلک کننده میزان جابجایی پره حدود ۱۰ میلیمتر می‌شود که باعث برخورد پره‌ها با یکدیگر و شکست می‌شود.

۸. تشکر و قدردانی:

نویسندگان مقاله از جناب آقای مهندس سید احمد مرتضوی، جناب آقای مهندس غلامرضا محمودی زودجانی و جناب آقای مهندس حمید رضا ترکی برای همکاری‌ها و راهنمایی‌هایی ارزنده آنها، صمیمانه تشکر و قدردانی می‌نمایند.

1. Lamb, H., and R. V. Southwell, "The Vibration of a Spinning Disc", *Proc. Roy. Soc. London*, Vol. 99, 1922, pp. 272.
2. Shannon, D., "Royal Aircraft Establishment", Farnborough, UK, 1945.
3. Rigger, F., and H. McCaliion, "The natural frequencies of portal frames", Parts 1 and 2, *International Journal of Applied Mechanics*, Vol.7, 1965, pp. 263-276.
4. Dimitriadis, E. K., "The Vibration of Packeted-Bladed Discs' Alloys", MSc. Thesis Mechanical Engineering Department, Imperial College, London, 1979.
5. Roemer, M. J., and R. F. Orsagh, "Examination of Successful Modal Analysis Techniques Used for Bladed-disc Assemblies", Impact Technologies, Rochester, New York, 1994.
6. Roemer, M. J., S. H. Hester, and N. F. Rieger, "On-site modal testing of low pressure turbine blade rows", *Sound and Vibration Magazine*, Vol.171, 1994.
7. Liu, Z. h., N. Dimitri, and V. Mavris, " Creep Life Prediction of Gas Turbine Components under Varying Operating Conditions", *ASME Joint Power Generation Conference, June 4-7, New Orleans, Louisiana, USA*, 2001.
8. Moffatt, S., and L. He, "Blade Forced Response Prediction for Industrial Gas Turbines", *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, June 16-19, Atlanta, USA*, 2003.

9. Periera, J. C., L. A. M. Torres, and E. Rosa, "A Low Cycle Fatigue Analysis on a Steam Turbine Bladed Disk-case Study", *12th IFToMM World Congress, Besancon, Brazil, June 18-21, 2007*.
10. Sanvito, M., E. Pesatori, N. Bachschmid, S. Chatterton, "Analysis of Lp Steam Turbine Blade Vibrations: Experimental Results and Numerical Simulations", *10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, IMechE London, UK, September 11-13, 2012*.
11. Zuccaa, S., D. Di Maiob, D. J. Ewins, "Measuring the performance of underplatform dampers for turbine blades by rotating laser Doppler Vibrometer", *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.32, 2012, pp. 269-281.

پی نوشت

- ¹. Dampin Wire
2. Solidworks