

بررسی آرایش‌های مختلف برای اتصال پره‌های توربین بخار نیروگاه رامین اهواز به منظور کاهش ارتعاشات

عباس رهی*

بهنوش سموات

عباس روحانی بسطامی

چکیده

در این مقاله به بررسی رفتار ارتعاشی پره‌های متحرک ردیف آخر توربین بخار K-300-240، نیروگاه حرارتی رامین اهواز با استفاده از نرم‌افزار اجزاء محدود انسیس پرداخته می‌شود. با توجه به مدل‌سازی صورت گرفته و محاسبه فرکانس‌های تحريك در شرایط کاری توربین و رسم نمودار کمپل، مشخص شد در شرایط طراحی در پره مشکل تشدید به وجود نمی‌آید. با تغییر در آرایش پره‌های متصل به سیم‌های مستهلك کننده و رسم نمودار کمپل و پاسخ فرکانسی پره مشخص شد که پره‌ها دچار ارتعاش با دامنه بالایی در دور کاری می‌شوند و با یکدیگر برخورد خواهد کرد.

واژه‌های کلیدی: توربین بخار، پره‌های متحرک، فرکانس طبیعی، نمودار کمپل، تحلیل هارمونیک.

Investigation of Different Arrangements for the Connection of Blades of Ramin Power Plant Steam Turbine to Reduce Vibrations

A. Rahi

Mechanical and Energy Systems Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

B. Samavat

Mechanical and Energy Systems Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

A. RouhaniBastami

Mechanical and Energy Systems Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

Abstract

One of the important factors in the last row of blades of steam turbines is the stress induced by resonance of blades. Since the damping wires are more prone to failure and tear than blades, they usually fail earlier and consequently change natural frequency of the blades and lead to an excitation of harmonics of rotational speed of the turbine. In this paper, different arrangement for the connection of blades of Ramin power plant steam turbine K-300-240 to reduce vibrations using ANSYS finite element software are studied. By modelling the damping wires and plot of Campbell diagram and determination of the blade vibration frequency response it becomes clear that the blades have high amplitude of vibration and it is possible that blades collide with each other.

Keywords: Steam turbine, Moving blades, Natural frequency, Campbell diagram, Harmonic analysis.

تولید برق شده و از سوی دیگر باعث تحمیل هزینه تعمیر و جایگزینی پره‌ها به گردانندگان این نیروگاه‌ها می‌گردد، به‌گونه‌ای که هزینه جایگزینی پره‌های توربین بخار از هزینه تعمیرات و نگهداری نیروگاه‌های بخار را تشکیل می‌دهد. زمانی که توربین در محدوده تشدید کار کند، مهمترین عامل خرابی پره‌های توربین، خستگی دور بالا خواهد بود. پدیده تشدید باعث افزایش تنش‌های دینامیکی می‌شود که عامل اصلی بروز پدیده خستگی دور بالا است. علاوه بر این، عوامل دیگری همچون خطاهای ساخت، سایش و خوردگی می‌توانند باعث تغییر در مشخصات مودال پره‌ها گردد. روش معمول برای تحلیل مودال پره‌های توربین بدین ترتیب است که پره در فیکسچر ثابت می‌شود و آزمایش تجربی مودال انجام می‌گیرد. پره‌های توربین تحت تنش‌های مختلفی قرار می‌گیرند. باید مودهای ارتعاشی که پره در آن‌ها در حالت تشدید قرار می‌گیرد شناسایی شده و از آن‌ها دوری شود که این کار به روش آنالیز مودال صورت می‌گیرد.

۱- مقدمه

یکی از مشکلات رایج در صنعت نیروگاهی پیدایش ترک و شکست در پره‌های ردیف آخر توربین‌های بخار به دلایلی از جمله دو فازی بودن محیط کاری پره، نیروی گریز از مرکز، برخورد سیال، ارتعاش و نامیزانی است. یکی از عوامل مهم و حائز اهمیت در پره‌های ردیف آخر توربین‌های بخار تنش ایجاد شده ناشی از پدیده تشدید، به علت هم فرکانسی چرخش توربین با فرکانس‌های ناشی از نامیزانی، به علت شکسته شدن شرود یا سیم‌های مستهلك کننده است. سیم‌های مستهلك کننده بیش از پره‌ها مستعد شکست و بریده شدن قرار می‌گیرند و بریده شدن سیم‌های مستهلك کننده سبب تغییر فرکانس طبیعی پره‌ها شده که منجر به تشدید در هارمونیک‌های عبوری در دور کاری توربین می‌شود. اهمیت پره‌های توربین بخار در کاربردهای هوایی و صنعتی و تأثیر آن‌ها بر عملکرد و کارایی توربین باعث شده است که امروزه برای ساخت پره‌ها، آزمایش‌های تجربی مختلفی، به لحاظ متالورژیکی و سازه‌ای بر روی آن‌ها صورت گیرد. خرابی پره‌های توربین بخار از یکسو باعث کاهش میزان دسترسی به نیروگاهها برای



شکل ۱- شکست در پرههای توربین بخار با وجود سیم‌های مستهلك کننده

تحقیق آنها بیانگر این مطلب بود که دمای محیط تأثیر چندانی بر سطح میرایی ندارد. همچنین آنها بیان نمودند که میرایی آئرودینامیکی بخش مهمی از میرایی کل پره توربین است و می‌توان از میرایی سازه‌ای در مقایسه با آن صرف‌نظر کرد. در سال ۲۰۰۲ هو و ویکز^[۹] آنالیز مودال یک پره توربین گاز را در دو حالت آزاد و استاتیکی به دست آورد و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه نمودند. آنها در تحقیق خود بیان کردند مهم‌ترین عواملی که بر فرکанс‌های طبیعی پرهی توربین تأثیرگذار هستند نیروهای گریز از مرکز و دما می‌باشند. آنها ارتعاش پره را به عنوان یکی از مهم‌ترین علل خستگی در توربین گازی مورد بررسی قرار دادند. یکی دیگر از آزمایش‌های تجربی انجام‌شده بر روی پره توربین گاز در زمینه آنالیز مودال، توسط وریس^[۱۰] و به دو روش تحلیلی و تجربی انجام گرفت. در تحقیق صورت گرفته توسط وی، آنالیز مودال پره ردیف دوم توربین ABB13E مورد بررسی قرار گرفت. در تحلیل انجام گرفته دلیل عدمه خرابی پره، خستگی در اثر بارهای تکراری اعمالی ذکر شده است.

در سال ۲۰۱۱، پناچی و همکاران^[۱۱] تلاش خود را برای کاهش ارتعاشات پره به منظور غلبه بر خستگی برای جلوگیری از شکست پره در توربوماشین با کارایی بالا برای تولید برق انجام دادند. آنها بدین منظور به کمک جسمی با دامنه محدود ارتعاش در توک پره، و ایجاد شکاف کوچک بین شرود و پرههای مجاور آزمایش‌های خود را انجام دادند. هنگامی که جابجایی نسبی بین پرههای مجاور وجود دارد حالت خاص از ارتعاش رخ می‌دهد که تماس بین پره و شرود به وجود می‌آید و حرکت نسبی محدود می‌شود و در نتیجه انرژی به وجود آمده توسط اصطکاک در طول تماس از بین می‌رود. در سال ۲۰۱۲، پروچاکرا و وانک^[۱۲]، پره توربوماشین‌ها را مورد بررسی قرار دادند. آنها با استفاده از حسگرهای اندازه‌گیری ارتعاشات، پره توربین کم‌فشار را مورد بررسی قرار دادند. حسگرهای بکار رفته وظیفه اندازه‌گیری سرعت و تغییر شکل را بر عهده دارند. در سال ۲۰۱۵، هوی و همکاران^[۱۳] به بررسی یک جسم که بین پره و پوشش الاستیک که به منظور حفاظت از انرژی قرار می‌گیرد، پرداختند. در این مدل خم شدن پره و تغییر شکل پوسته در طول اصطکاک در نظر گرفته شده است. همچنین آنها تأثیر عمق نفوذ چریان، سختی، ضریب اصطکاک، ابعاد فیزیکی پره و تغییر شکل پوسته را در طول اصطکاک مورد بررسی قرار دادند.

در سال ۲۰۱۲، سانویتو و همکاران^[۱۴] بیان کردند که در توربین بخار کم فشار، پرهی ردیف آخر بیشترین سطح ارتعاشات را تجربه می‌کنند. آنها ترک در پره و خرابی سیم مستهلك کننده را مورد بررسی قرار دادند. همچنین آنها یک سیستم برای اندازه‌گیری زمان ارتعاشات پره به منظور بررسی رفتار دینامیکی در شرایط عملیاتی متفاوت را مورد بررسی قرار دادند. در سال ۲۰۱۲، زوکا و همکاران^[۱۵] از دمپرهای اصطکاکی برای کنترل سطح ارتعاشات در پره‌های توربین به منظور جلوگیری از شکست و خستگی استفاده کردند. آنها پیش‌بینی پاسخ غیرخطی مدل دیسک و پره در نرم افزار المان محدود با استفاده از دمپ برای ارزیابی عملکرد توربین را مورد مطالعه قرار دادند. در سال ۲۰۱۵، چاترچه و کوتامبکر^[۱۶] اثرات میستونینگ در ارتعاش توربوماشین‌ها در یک سیستم دیسک و پره را

تحقیقات بسیاری از گذشته تابه‌حال در ارتباط با آنالیز مودال پره‌های توربوماشین‌ها صورت گرفته است و سعی تمامی آن‌ها در جلوگیری از شکست پره در شرایط و دورهای مختلف کاری بوده است. در بعضی از موارد، با بررسی و تحلیل تنش پره‌ها، در شرایط پایدار و ناپایدار نظری تشدید، زمان‌های بحرانی و تنش‌های عمدۀ بدست آمده‌اند، در مواردی هم بعد از شکست پره‌ها، به بررسی شرایط کاری آن‌ها و صرفاً بررسی مکانیکی پرداخته شده و همچنین در مواردی نیز از نتایج شکستنگاری و علائم میکروسکوپی سطوح شکست، تخمین‌هایی در مورد شرایط کاری و تنش‌های اعمالی به پره بدست آمده است. یک شاخه از تحقیقات در زمینه ارتعاشات، به بحث تحلیل ارتعاشات آزاد پره‌های توربین دور می‌پردازد.

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 برطرف نمودن مشکلات شکست دیسک توربین بود. کرون^[۲] در سال ۱۹۴۰ مشکلات و آزمایش‌های بسیاری را در مورد رفتار ارتعاشی پره‌های مطالعات و آزمایش‌های رفتار ارتعاشی پره‌های دریف اول یک توربین در شرایط عملکرد با دمای بالا انجام داد. در سال ۱۹۵۳، جارت و وارنر^[۳] روشی برای بررسی فرکانس‌های طبیعی پره ردیف آخر یک توربین بخار را ارائه کردند.

روش المان محدود در سال ۱۹۶۷ توسط توماس و همکاران^[۴] و اندرسون و همکاران^[۵] انجام گرفت. آن‌ها ارتعاشات پوسته‌ی ضخیم را مورد بررسی قرار دادند. پوسته مورد نظر از جنس ایزوپارامتریک بود و بنابراین تغییر شکل برشی در آن لحظه می‌گردید. در سال ۱۹۹۴، رومر و همکاران^[۷-۶] آزمایش مودال مجموعه‌ی دیسک-پره یک توربین صنعتی را به روش آزمایشی و در دمای محیط انجام دادند و آن را با نتایج المان محدود مقایسه نمودند. مشکل کار آنها نیز عدم در نظر گرفتن نیروی گریز از مرکز وارد بر پره بود. همچنین آنها تحلیل خود را تنها در حالت استاتیکی و در دمای محیط به انجام رساندند.

در سال ۲۰۰۱، کیلیب و ابهری^[۸] به مطالعه پنج مود اول ارتعاشی میراهای سازه‌ای و آئرودینامیکی در پرهی توربین پرداختند و نمودار کمپل توربین گازی صنعتی را به دست آوردند. نتیجه مهم

جدول ۱- مشخصات مکانیکی پره و سیم مستهلك کننده [۱۷]

جزء	استیسیته (Gpa)	چگالی (Kg/m³)	ضریب پواسون	مدول
پره	۲۰۰	۷۸۰۰	۰/۳	
سیم مستهلك کننده	۹۶	۴۶۲۰	۰/۳	

برای صحه گذاری حل عددی انجام شده با نرم افزار انسیس، فرکانس‌های حاصل از آزمایش مودال تجربی و روش اجزاء محدود با یکدیگر مقایسه شده اند، که نتایج آن در جدول ۲ آمده است. از نتایج جدول ۲ مشاهده می‌شود که مقدار قدر مطلق خطای نسبی فرکانس‌های آزمایش مودال تجربی و روش اجزاء محدود ناچیز است و لذا می‌توان به نتایج حل عددی با نرم افزار اطمینان کرد.

جدول ۲- مقایسه فرکانس‌های آزاد پره توسط آزمایش مودال تجربی و روش اجزاء محدود

فرکانس شماره	فرکانس توسط اجزاء محدود	فرکانس توسط آزمایش مودال تجربی [۱۷]	قدر مطلق خطای نسبی (درصد)
۱	۰	-	-
۲	۱۳۱/۱۲	۱۲۹/۸۱	۰/۹۹
۳	۲۴۹/۷۴	۲۴۹/۵۱	۰/۰۹
۴	۳۰۶/۲۹	۳۰۶/۷	۰/۴
۵	۵۲۸/۸۲	۵۴۰/۲۷	۲/۱۶
۶	۵۸۳/۷۹	۵۸۵/۸۱	۰/۳۴

۴- تحلیل دینامیکی پره

اگر فرکانس نیروی تحریک خارجی با فرکانس طبیعی سازه برابر شود، تشدید در سازه رخ خواهد داد. سرعت دورانی روتور از دور صفر افزایش می‌یابد تا به سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه (دور پایا) برسد. مقادیر فرکانس‌های طبیعی پره‌ها و شکل مدهای ارتعاشی تحت اثرات آرایش‌های مختلف سیم‌های مستهلك کننده، برای چهار حالت مختلف، به ترتیب در جدول ۳ و شکل ۳ نشان داده شده است.

۵- نمودار کمپل

نمودار کمپل عموماً برای طراحی روتورهایی که دیسک پره روی آن‌ها قرار گرفته، مانند توربین‌ها و فن‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد، بطوریکه نقاط برخورد فرکانس‌های طبیعی و خطوط تحریک نمایانگر تشدید در آن ناحیه است. نمودار کمپل نموداری است که نمایانگر سرعت توربین در محور افقی (برحسب دور بر دقیقه) برحسب فرکانس در محور عمودی (برحسب هرتز) است. 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.

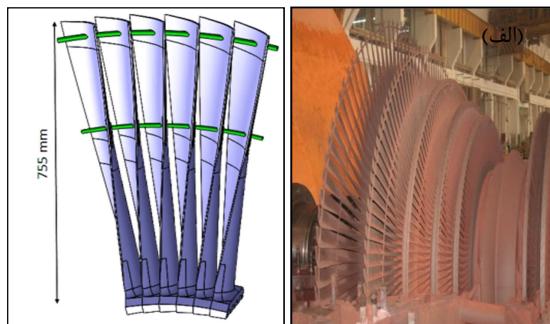
در این قسمت با بررسی نتایج تحلیل مودال پره به ازای ۲۰ مود ارتعاشی و سرعت‌های دورانی مختلف (صفرا ۳۰۰۰ دور بر دقیقه)، نمودار کمپل برای چهار حالت مختلف که در شکل ۴ نشان داده است

در موتورهای آبیودینامیک و توربین نیروگاه‌ها مورد بررسی قرار دادند. آنها سیم مستهلك کننده را علت به وجود آورنده آسیب در پره دانستند.

در این مقاله به بررسی تأثیر نحوه آرایش پره‌های توربین بر فرکانس‌های طبیعی آن پرداخته می‌شود. ابتدا مدل سازی پره توربین با سیم مستهلك کننده انجام می‌شود و سپس با محاسبه و حل مدل اجزا محدود، جواب‌های به دست آمده ارایه و مورد ارزیابی و تحلیل قرار می‌گیرند.

۲- مشخصات توربین بخار

توربین K300-240 دارای سه 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 است. قدرت اسمی آن ۳۱۵ مگاوات است و بخار در دمای ۵۴۰ درجه سانتی‌گراد و فشار ۲۴۰ الـ فشار به سیلندر فشارقوی وارد می‌شود. پره ردیف ۳۹ که در شکل ۲-الف نشان داده شده است، آخرین ردیف از سیلندر فشار ضعیف است که با دمای تقریبی بین ۵۵ تا ۶۰ درجه سانتی‌گراد و فشار ۸۷/۰ اتمسفر کار می‌کند.



شکل ۲- (الف) نمایی از سیلندر فشار ضعیف توربین بخار (ب) نمای هندسی پره‌های ردیف آخر

شکل ۲-ب، هندسه گروه ۶ تایی پره‌ها، که توسط دو سیم مستهلك کننده به هم متصل شده اند را نمایش می‌دهد. هر کدام از سیم‌های مستهلك کننده در دو طرف ابتدایی و انتهایی خود به پره جوش داده شده است.

۳- تشریح مسئله و تعریف شرایط مرزی

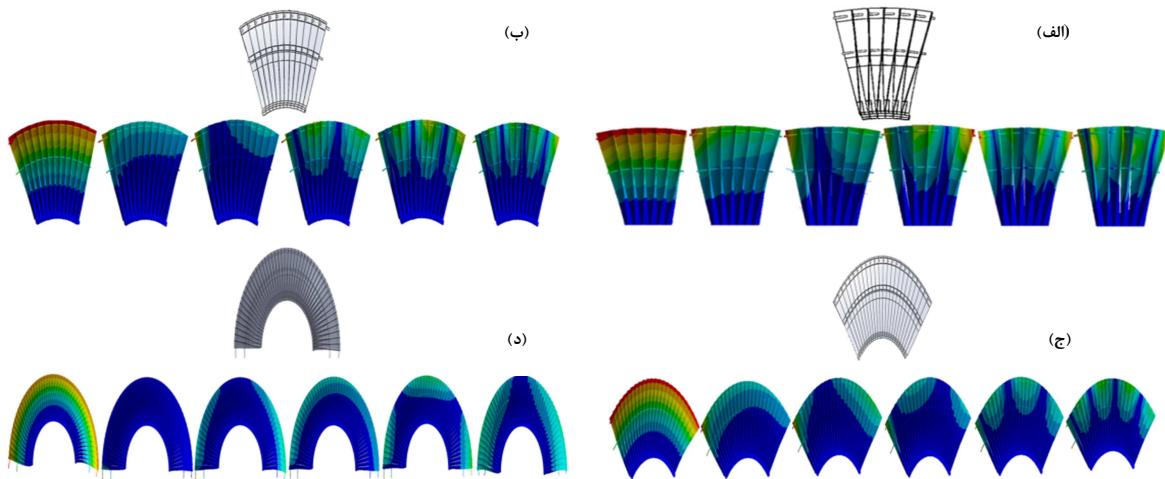
تحلیل المان محدود با انتقال مدل سه بعدی از نرم‌افزار سالیدورک به محیط نرم‌افزار انسیس و اعمال شرایط مرزی و مش بندی آن و در نهایت حل الاستیک مدل انجام شد. تعداد المانها برای مدل تک پره ۱۸۱۷ عدد و برای گروه ۶ تایی پره و سیم‌های مستهلك کننده ۱۳۵۴۷ عدد است. المان مورد استفاده برای پره و سیم‌های مستهلك کننده از نوع تتراهرال ۱۰ گرهی و برای سطوح تماس بین ایرفویل و سیم‌های مستهلك کننده از نوع کنتاکت (تماس سطحی ۸ گرهی) است. خواص مکانیکی پره و سیم مستهلك کننده در جدول ۱ ارایه شده است.

روتور HP)، 46x(فرکانس تحریک نازل ردیف ۳۹)، 65x(فرکانس تحریک نازل ردیف ۳۸) می‌باشند.

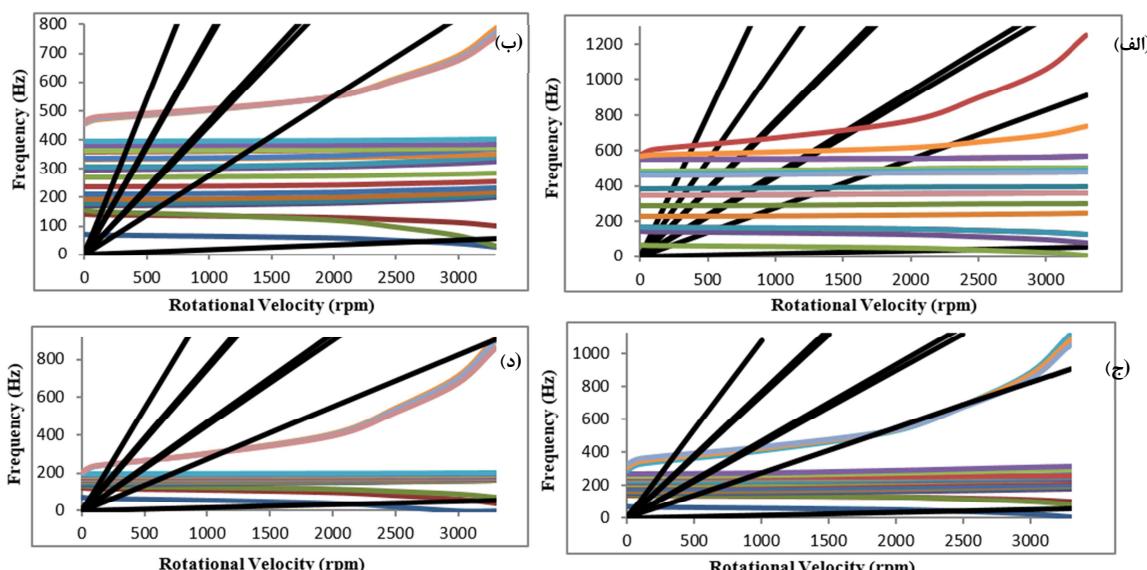
به دست آمد. خطوط مورب مشکی رنگ در نمودارهای کمپل شکل ۴ از پایین به بالا به ترتیب از ۱x(فرکانس دور کاری توربین)، 16.5x(فرکانس دور کاری ژنراتور)، 27x(فرکانس دور کاری روتور، 28x (فرکانس دور کاری روتور IP)، 45x (فرکانس دور کاری

جدول ۳- فرکانس‌های طبیعی پره در حالت‌های مختلف اعمال سیم مستهلك کننده

فرکانس (Hz)	سیم مستهلك کننده	متصل به هم توسط	تعداد پره‌های	مود سیم مستهلك کننده	مود دوم	مود اول	مود سوم	مود چهارم	مود پنجم	مود ششم	مود هشتم	مود نهم	مود دهم
6	پره		(ب)	388.71	384.51	343.17	290.02	284.38	244.37	186.83	165.78	140.97	67.09
12	پره		(الف)	290.96	263.49	233.37	208.77	190.40	177.67	167.8	155.50	141.04	67.68
24	پره		(ج)	192.05	184.63	178.62	173.73	169.42	164.68	158.28	148.65	142.05	67.69
48	پره		(د)	169.38	166.81	163.77	159.51	158.21	152.85	143.77	137.11	119.29	67.82



شکل ۳- حالت‌های مختلف آرایش پره‌ها و ۶ مود اول ارتعاشی به ترتیب از چپ به راست (الف) حالت اول، (ب) حالت دوم، (ج) حالت سوم، (د) حالت چهارم



شکل ۴- نمودار کمپل (الف) حالت اول، (ب) حالت دوم، (ج) حالت سوم، (د) حالت چهارم

نیوتن شماره هارمونیک‌ها با فرکانس مربوطه، دچار تشیدید در دور

مطابق شکل ۴-الف، هیچ کدام از فرکانس‌ها، به دلیل یکسان

نتایج حاصل از پاسخ هارمونیکی پرهها در شکل ۶ نشان از عملکرد مناسب سیم‌های مستهلك کننده در کنترل ارتعاشات و جابجایی پرهها در مود اول را دارد. در صورت قرار گرفتن ۴۸ پره با دو سیم مستهلك کننده بالا و پایینی (شکل ۶-د) میزان جابجایی پره حدود ۸ میلی‌متر می‌شود که باعث برخورد پرهها با یکدیگر و شکست می‌گردد؛ لذا اعمال سیم مستهلك کننده باید با توجه به تعداد مناسب پرهها در کنار یکدیگر انجام گیرد.

۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله، تأثیر آرایش‌های مختلف بر فرکانس‌های طبیعی پرهای متحرک ردیف آخر توربین بخار ۲۴۰-K-۳۰۰ مورد تحلیل قرار گرفت. برای انجام کار، ابتدا مدل هندسی پره تهیه گردید. سپس مدل توسط نرم‌افزار اجزاء محدود انسیس تحلیل گردید و نتایج زیر حاصل شد.

۱- با توجه به نیروهای تحریک‌کننده، مدل حالت اول (اتصال ۶ پره با دو سیم مستهلك کننده بالا و پایین)، 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 تعداد پرهای متصل به سیم مستهلك کننده افزایش یابد، رفتار دینامیکی سازه متفاوت خواهد بود. افزایش تعداد پرهای 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-ج، ۳-د استخراج گردید. همانکونه که در نمودار کمپل شکل ۴-ج مشخص است برخی 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 می‌شود. همچنین تداخل هارمونیک‌ها با خطوط فرکانس نمودارهای کمپل شکل ۴-ب و ۴-د که تعداد پرهای متصل به ترتیب ۱۲ و ۴۸ پره است، بیانگر شرایط تشدید است.

۳- نتایج حاصل از پاسخ هارمونیکی پرهها در شکل ۶ نشان از عملکرد مناسب سیم‌های مستهلك کننده در کنترل ارتعاشات و جابجایی پرهها در مود اول دارد. در صورت قرار گرفتن ۴۸ پره با دو سیم مستهلك کننده بالا و پایین میزان جابجایی پره حدود ۸ میلی‌متر می‌شود که باعث برخورد پرهها با یکدیگر و شکست می‌شود.

کاری ۳۰۰۰ نشده‌اند. همان‌گونه که در نمودار کمپل شکل ۴-ج، مشخص است برخی 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 می‌شود. همچنین تداخل هارمونیک‌ها با خطوط فرکانس نمودارهای کمپل شکل‌های ۴-ب و ۴-د که در حالت اتصال ۱۲ و ۴۸ پره است، بیانگر شرایط تشدید است.

۶- تحلیل هارمونیک پره

اغتشاشات پیرامونی در توربین بخار سبب اعمال یکسری نیروها در دور کامل روتور می‌شود، که مقدار آن‌ها متناسب با فاصله از دیفاراگم‌ها است. اغتشاش در بالا دست باعث تحریک توسط اثر پتانسیل جریان یا دنباله‌های جریان که برگرفته از جریان ثانویه لبه فرار پرهای ثابت است، 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 مکانیکی تحت نیروی هارمونیک به صورت معادله ۱ بیان می‌شود:

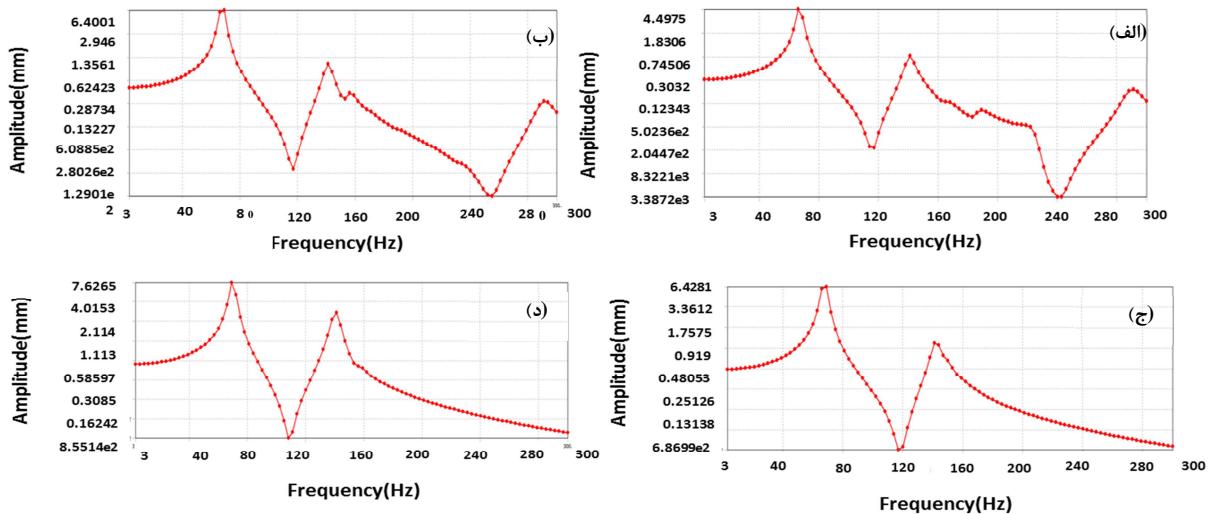
$$[M]\{ü\} + [C]\{ü\} + [k]\{u\} = \{F_n\}e^{-in\omega t} \quad (1)$$

که در آن $[M]$ ماتریس جرم، $[C]$ ماتریس میرایی، $[k]$ ماتریس سختی، $\{u\}$ بردار جابجایی، $\{F_n\}$ بردار دینامیکی و n سرعت دورانی است. تحلیل هارمونیک در واقع مبتنی بر تحلیل ارتعاشی پره با احتساب ضریب میرایی سیستم است. 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 توازن یکباره آثربودنامیک وجود ندارد. عامل تحریک‌کننده پرهای توربین، نیروی نوسانی ناشی از جریان بخار است.

توزیع فشار ناشی از جریان دو فازی ردیف آخر توربین بخار، در نرم افزار انسیس CFX انجام شده است که نیروی هارمونیکی 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، معادل ۰/۰۲۴ در نظر گرفته شده است [۱۷].



شکل ۵- نیروهای هارمونیک ناشی از فشار بخار



شکل ۶- نمودار پاسخ فرکانسی پره در چهار حالت مختلف، (الف) حالت اول، (ب) حالت دوم، (ج) حالت سوم، (د) حالت چهارم

- [14] Sanvito1 M., Pesatori1 E., Bachschmid1 N., Chatterton S., 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
- [15] Zuccaa S., Di Maiob D., Ewins D.J., Measuring the performance of underplatform dampers for turbine blades by rotating laser Doppler Vibrometer, Journal of Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 32, pp. 269–281, 2012.
- [16] Chatterjee A., Kotambkar M. S., characteristics of turbine blade packets under lacing wire damage induced mistuning, Journal of Sound and Vibration, Vol. 343, pp.49–70, 2015.
- [۱۷] فتحی، مهدی، تحلیل شکست پرهای توربین بخار نیروگاه رامین، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید چمران اهواز، ۱۳۹۰.

۸- مراجع

- [1] Lamb H., and Southwell R.V., The Vibration of a Spinning Disc, Proc. Roy. Soc. London, Vol. 99, pp. 272, 1922.
- [2] Kroon R., Turbine Blade Vibration Due to Partial Admission, Trans, ASME, International Journal of Applied Mechanic, Vol. 7, pp. 161-165, 1940.
- [3] Jarrett G., and Warner P.C., The Vibration of Rotating Tapered Beams, Trans, ASME, Jnl. Appl. Mech., Vol. 20, pp. 381-389, 1953.
- [4] Thomas J., Documaci E., and Carnegie W., Matrix Displacement Analysis of Coupled Bending-bending Vibration of Pre-twisted Blading, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 9, No. 4, pp. 247-254, 1967.
- [5] Anderson R.G., Ahmed S., and Zienkiewicz E.C., Vibration of Thick, Curved Shells with Particular Reference to Turbine Blades, Journal of Strain Analysis for Engineering Design, Vol. 5, No. 3, pp. 200-206, 1970.
- [6] Roemer M.J., and Orsagh R.F., Examination of Successful Modal Analysis Techniques used for Bladed-disc Assemblies, Impact Technologies, Rochester, New York, 1994.
- [7] Roemer M.J., Hester S.H., and Rieger N.F., On-site Modal Testing of Low Pressure Turbine Blade Rows, Sound and Vibration Magazine, Vol. 171, 1994.
- [8] Kielb J.J., and Abhari R.S., Experimental Study of Aerodynamic and Structural Damping in a Full-scale Rotating Turbine, ASME TURBO EXPO, June 4-7, New Orleans, USA, 2001.
- [9] Hou J., and Wicks B.J., Root Flexibility and Untwist Effect on Vibration Characteristics of a Gas Turbine Blade, Defense Science and Technology Organization, Victoria, Platform Sciences Laboratory, pp. 21-40, USA, 2002.
- [10] Verhees M.L.J., Experimental Modal Analysis of a Turbine Blade, Department of Mechanical Engineering Dynamic and Control Group, Eindhoven, Holland, 2004.
- [11] Paolo P., Steven C., Nicolo B., Emanuel P., Giorgio T., A model to study the reduction of turbine blade vibration using the snubbing mechanism, journal of Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 25, Issue 4,pp.1260-1275, 2011.
- [12] Prochazka P., Vanek F., Non-contact methods of sensing vibrations of turbine blades, 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, IMechE London, UK, September 11–13, 2012.
- [13] Hui M., Xingyu T., Qingkai H., Zhiyuan W., Di W., Bangchun W., A revised model for rubbing between rotating blade and elastic casing, Journal of Sound and Vibration, Vol. 337, pp. 301–320, 2015.