



استخراج قطرهای گره‌ای دیسک پره‌دار به روش عددی و تجربی

عارف نظری¹، عقیل یوسفی‌کما^{2*}، سید سعید محتسبی²، سعید ظهوری¹، مهدی صفا³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

3- فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

* تهران، صندوق پستی 11155-4563، aykoma@ut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 21 آذر 1395

پذیرش: 28 دی 1395

ارائه در سایت: 01 اسفند 1395

کلید واژگان:

دیسک پره‌دار

قطر گره‌ای

آنالیز مودال تجربی

تقارن محوری

چکیده

به مطالعه تجهیزات دوار که دارای رفتار ارتعاشی در راستای محور چرخش هستند دینامیک ماشین‌های دوار گفته می‌شود. تجهیزاتی از قبیل موتور، توربین، کمپرسور و ژنراتور در این طبقه‌بندی جای می‌گیرند. مطالعه رفتار ارتعاشی این سازه‌ها و تخمین رفتار آن‌ها در دوره‌های متفاوت منجر به شناسایی نقاط بحرانی و جلوگیری از واماندگی این قطعات بخصوص در خستگی دور بالا می‌گردد. دیسک پره‌دار مورد مطالعه در این پژوهش مربوط به ردیف اول کمپرسور یک موتور توربینی می‌باشد. این دیسک پره‌دار یکپارچه و از جنس آلیاژهای آلومینیوم می‌باشد که به روش ماشین‌کاری ساخته شده است. در این پژوهش مدل‌سازی عددی این دیسک پره‌دار به روش تقارن محوری در نرم‌افزار انسیس صورت گرفته و شکل مودهای سازه براساس قطرهای گره‌ای استخراج شده است. در گام بعدی تست آنالیز مودال تجربی با اندازه‌گیری 58 نقطه بر روی این دیسک پره‌دار انجام شده است و حاصل کار استخراج قطرهای گره‌ای به صورت تجربی می‌باشد. در پایان نتایج عددی و تجربی با یکدیگر مقایسه شده است. نوآوری این طرح در نحوه استخراج کامل قطرهای گره‌ای دیسک پره‌دار می‌باشد که در صحنه‌گذاری مدل عددی بسیار کارآمد بوده است.

Bladed Disk Nodal Diameter Extraction by Numerical and Experimental Methods

Aref Nazari¹, Aghil Yousefi-Koma^{1*}, Seyed Saeid Mohtasebi¹, Saeed Zohoori¹, Mahdi Safa²

1- Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

* P.O.B. 11155-4563, Tehran, Iran, aykoma@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 11 December 2016
Accepted 17 January 2017
Available Online 19 February 2017

Keywords:
Bladed Disk
Nodal Diameter
Experimental Modal Analysis
Axial Symmetry

ABSTRACT

Rotor dynamics is known as the study of vibrational behavior in axially symmetric linear rotating structures. Devices such as engines, turbines, compressors and generators are located in this category. Study of vibrational behavior of these structures in different rotational velocities leads to recognition of critical points and preventing failures, especially high cycle fatigue. The case study of the present paper is a bladed disk used in the first stage of compressor of a gas turbine engine. The material of machined integrated bladed disk is aluminum alloy. The simulations have been done by ANSYS finite element software. By using the cyclic symmetry module of ANSYS the nodal diameter mode shapes of structure have been obtained. In the next step, experimental modal analysis test has been done by measuring 58 points on the bladed disk and the nodal diameters have been obtained experimentally. Finally, experimental and simulation results have been compared to each other. The novelty of this paper is the experimental procedure of obtaining nodal diameter of a bladed disk, which is useful in verification of numerical simulation.

1- مقدمه

کند. قسمت‌های مختلف تجهیزات دوار، به‌طور خاص پره‌ها، همواره تحت تأثیر بارهای متفاوت در فرکانس‌های مختلف می‌باشند. به همین دلیل طراحی این قسمت‌ها می‌بایست با حساسیت و تحلیل‌ها و آزمون‌های عمیق تنش و ارتعاشی صورت پذیرد.

در هر سازه فرکانس‌هایی موجود است که در آن‌ها، کمینه مقاومت در مقابل نیروی تحریک از سمت سازه وجود دارد لذا بیشترین دامنه ارتعاشات مشاهده می‌گردد که تحت عنوان فرکانس طبیعی معرفی می‌شوند. به جابجایی نقاط سازه نسبت به یکدیگر در فرکانس مشخص، شکل مود گفته می‌شود. یک دیسک پره‌دار دارای تعداد زیادی فرکانس طبیعی و شکل مود می‌باشد.

عملکرد دیسک‌های پره‌دار در موتورهای جت نوین همواره نقش تعیین کننده‌ای در بازده موتور ایفا کرده است. در یک موتور جت، هوا توسط ورودی‌ها به کمپرسور منتقل می‌گردد و پس از ترکیب هوای فشرده با سوخت جرقه‌ای توسط شمع‌ها تولید گشته و عمل احتراق صورت می‌گیرد. در مرحله بعد هوا وارد توربین شده و کار صورت می‌پذیرد. در فرآیند طراحی یک موتور جت بسیار مهم است که ضرایب اطمینان بر چه اساس و چگونه تعیین می‌شوند؛ زیرا که از کار افتادن یک موتور جت در حین پرواز نه تنها منجر به خسارات مالی فراوان می‌گردد بلکه می‌تواند خسران جانی نیز وارد

Please cite this article using:

A. Nazari, A. Yousefi-Koma, S. S. Mohtasebi, S. Zohoori, M. Safa, Bladed Disk Nodal Diameter Extraction by Numerical and Experimental Methods, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 2, pp. 343-349, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

ممکن است سازه در این مودها به‌عنوان امواج ایستاء⁶ در معرض پدیده تشدید⁷ قرار گیرد. امواج ایستا به امواجی اطلاق می‌شود که منجر به تشدید در دیسک‌های پره‌دار می‌شوند. این امواج از منظر ناظر بیرونی به‌عنوان امواج ایستا دیده می‌شود، در صورتی که اگر از منظر ناظر محلی چسبیده به دیسک دوار نگاه شود این امواج دارای سرعت چرخش برابر و خلاف جهت دوران دیسک می‌باشند [5].

همان‌طور که قید شد ارتعاشات موجی عرضی و یا خارج از صفحه یک دیسک قطر گره‌ای و دواپر گره‌ای نامیده می‌شود [3]. احتمال تحریک موهایی که شامل قطره‌های گره‌ای می‌باشد در حین عملکرد موتور بسیار بیشتر است و تحریک آن‌ها می‌تواند همانند موج‌های ساکن رخ دهد [6]. هدف از اجرای پروژه پیش‌رو استخراج پارامترهای مودال (فرکانس‌های طبیعی، ضرائب میرایی و شکل مود) یک دیسک پره‌دار می‌باشد و در نهایت با مقایسه نتایج حاصل از تست تجربی و شبیه‌سازی، مدل عددی تهیه شده صحت‌گذاری می‌گردد. از این دیسک به‌عنوان مرحله اول کمپرسور یک موتور توربینی استفاده می‌گردد. نهایتاً خواص دینامیکی دیسک به همراه پارامترهای مودال به‌صورت تجربی و عددی استخراج می‌گردد. همان‌طور که ذکر شد دیسک پره‌دار مورد مطالعه مربوط به ردیف اول کمپرسور می‌باشد؛ فلذا تنش‌های حرارتی بسیار ناچیزی به آن وارد می‌گردد که با توجه به این موضوع، از تأثیرات حرارت در شبیه‌سازی صرف‌نظر شده است.

2- شبیه‌سازی

در گام اول از این پژوهش به شبیه‌سازی در نرم‌افزار انسیس پرداخته شده است. استخراج پارامترهای مودال در محیط تقارن چرخه‌ای انجام گردیده که شامل مراحل متعددی به لحاظ شرایط مرزی بوده است که در بندهای بعدی به آن‌ها اشاره خواهد شد. به‌دلیل حجم بالای محاسبات یک دیسک پره‌دار، مرسوم است که در نرم‌افزار انسیس از محیط تقارن چرخه‌ای⁸ استفاده گردد. بدین منظور تنها یک قطاع از سازه مدل می‌شود و در این قطاع صفحات بالایی و پایینی به‌منظور تشکیل یک دیسک کامل و اعمال شرایط تقارن محوری مشخص می‌گردد. دیسک پره‌دار موردنظر در این پروژه دارای 29 پره است؛ لذا از 29 قطاع تشکیل گشته است. با انجام آنالیز مودال در محیط تقارن چرخه‌ای، فرکانس‌های طبیعی سازه و شکل مودهای آن‌ها توسط نرم‌افزار به دست آورده می‌شود که بر اساس شاخص‌های هارمونیک⁹ مرتب شده است. در واقع شاخص‌های هارمونیک به دست آمده در نرم‌افزار انسیس، یک عدد صحیح است که تغییرات یک تک نقطه تک درجه آزادی، قرار گرفته در محیط قطاع، را مورد بحث و بررسی قرار می‌دهد. معادله (4) رابطه بین قطر گره‌ای و شاخص‌های هارمونیک به‌دست آمده از نرم‌افزار را به نمایش می‌گذارد.

$$ND = k \cdot S \pm H \quad (4)$$

با توجه به وجود 29 قطاع و 3 پره ثابت ورودی هوا در قطعه مورد بررسی در مقاله حاضر و با توجه به معادله (4)، در این پژوهش شاخص‌های هارمونیک همان شماره‌های قطر گره‌ای می‌باشند. در "شکل 1" مرزهای پایینی و بالایی قطاع مورد نظر، که شامل 1/29 از شکل اصلی بوده مشخص شده است. حل عددی تنها برای این قطاع صورت می‌پذیرد و با استفاده از شبکه‌بندی تقارنی در مرزهای تعریف شده به کل سازه تعمیم داده می‌شود.

با توجه به ساختار دایروی دیسک پره‌دار و وجود ویژگی تقارن محوری شکل مودهای عرضی¹ و یا بیرون از صفحه² تحت عنوان قطرها و دایره‌های گره‌ای معرفی می‌گردند و به منظور شناسایی پارامترهای دینامیکی سازه می‌بایست قطرها و دایره‌های گره‌ای نیز مشخص گردند [1]. با توجه به ضخامت دیسک‌های پره‌دار معمولاً دایره‌های گره‌ای در شکل مودهای این سازه وجود ندارد و مرسوم قضاوت در مورد شکل مودهای این سازه تنها با معرفی تعداد قطر گره‌ای صورت پذیرد.

پس از ارزیابی فرکانس‌ها و شکل مودها در یک توربین گاز می‌بایست نیروها و فرکانس‌های تحریک مشخص گردند. مهمترین عوامل در تحریک سازه کمپرسور، هارمونیک‌های سرعت چرخش و فرکانس گذر پره‌های ثابت³ ورودی کمپرسور می‌باشد. هارمونیک‌ها، مضارب صحیح از فرکانس سرعت چرخش موتور است. به‌عنوان مثال زمانی که یک توربین با سرعت عملکردی 7200 دور بر دقیقه (120 هرتز) کار می‌کند هارمونیک‌های سرعت 480، 360، 240 و ... هرتز می‌باشد. این رابطه را می‌توان به‌صورت کلی به شکل معادله (1) نوشت [2]:

$$\omega = \frac{MN}{60} \quad (1)$$

تحریک توسط فرکانس گذر پره‌های ثابت توسط پره‌ها یا تونل‌های ایستا، کنترل‌کننده جریان ورودی هوا و یا نازل می‌باشد. به‌عنوان مثال در صورتی که ورودی موتور دارای 45 پره ثابت به منظور هدایت جریان ورودی باشد، در هر بار چرخش کمپرسور 45 بار نیروی گردش هوا بر این سازه وارد می‌آید، لذا کمپرسور تحریکی معادل 45 برابر سرعت چرخش و مضارب آن را تجربه خواهد کرد. به‌منظور وقوع پدیده تشدید در یک دیسک پره‌دار می‌بایست شرایطی حاضر شود که در روابط (2) و (3) آورده شده است:

$$\omega_{nf} = H\omega \quad (2)$$

(ب) تعداد قطره‌های گره‌ای می‌بایست با هارمونیک‌های نیرو برابر گردد.

$$H = ND \quad (3)$$

به‌عنوان مثال در صورتی که دیسک پره‌دار دارای شکل مودی با سه قطر گره‌ای و فرکانس 3000 هرتز باشد و موتور با دور کاری 500 هرتز دوران کند با توجه به شرایط وقوع پدیده تشدید این مود، بحرانی تلقی می‌گردد.

در توربین‌های گازی و بخار، پره‌ها نقش به‌سزایی دارند. در برخی موارد واماندگی یک پره می‌تواند باعث تلفات گسترده‌ای گردد و منجر به از کار افتادن کلی عملکرد موتور شود در موارد حادثه علاوه بر ضرر مالی منجر به تلفات جانی نیز گردد. یکی از مباحث مهم موضوع خستگی پرچرخه می‌باشد. دانشمندان زیادی مطالعات خود را به بررسی رفتار واقعی پره در یک دیسک پره‌دار مونتاز شده و یا یکپارچه اختصاص داده‌اند. در بیشتر پژوهش‌های پیشین پره به‌عنوان یک تیر یک سر درگیر مدل می‌شده اما در تحقیقات اخیر به تأثیر به‌سزای دیسک در رفتار دینامیکی پره پرداخته شده است [4,3].

مودهای رایج ارتعاشی موجی خارج از صفحه یک دیسک به‌عنوان قطره‌های گره‌ای⁴ و دواپر گره‌ای⁵ شناخته می‌شوند. در حین عملکرد، موهایی که شامل قطره‌های گره‌ای می‌باشند امکان تحریک شدن بیشتری دارند و

¹ Transverse

² Out-of-Plane

³ Vane

⁴ Nodal Diameter

⁵ Circular Diameter

⁶ Stationary Waves

⁷ Resonance

⁸ Cyclic Symmetry

⁹ Harmonic Index

جدول 1 نتایج حاصل از شبیه‌سازی تقارن چرخه‌ای در شرایط مرزی آزاد-آزاد

Table 1 Result of cyclic symmetry by free-free boundary condition

قطر گره‌ای پنجم	قطر گره‌ای چهارم	قطر گره‌ای سوم	قطر گره‌ای دوم	قطر گره‌ای اول
1205.4	1195.3	1150.9	1274.4	1291.8 (Hz) 1
3107.2	3082.1	2089.7	3118.7	3121.1 (Hz) 2
4260.6	3787.3	3134.0	4259.2	3969.0 (Hz) 3
5140.5	4265.4	4253.9	4809.5	4410.2 (Hz) 4
5321.7	5197.1	5191.1		5203.4 (Hz) 5
6198.9	6130.1	5648.5		6254.8 (Hz) 6

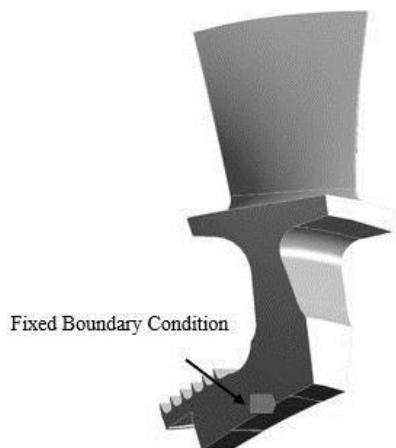


Fig. 3 Fix boundary condition on inner face of bladed disk

شکل 3 شرایط مرزی ثابت در سطح داخلی دیسک پره‌دار

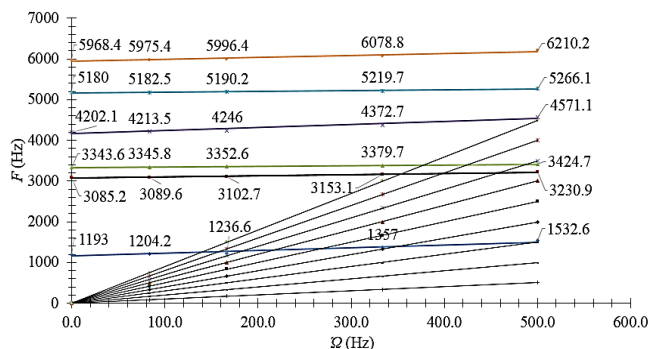


Fig. 4 Campbell diagram of nodal diameter number 0

شکل 4 نمودار کمپبل قطر گره‌ای صفر

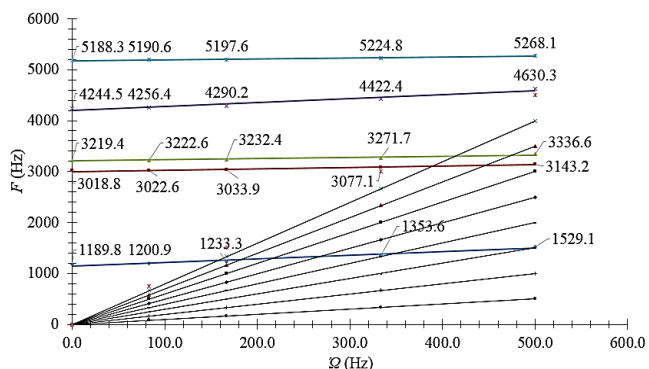


Fig. 5 Campbell diagram of nodal diameter number 1

شکل 5 نمودار کمپبل قطر گره‌ای یک

1-2- شبیه‌سازی در حالت آزاد - آزاد

با توجه به این که تست تجربی انجام شده در حالت آزاد - آزاد می‌باشد لذا شبیه‌سازی در نرم‌افزار انسیس نیز در حالت آزاد - آزاد انجام می‌شود تا معیاری به منظور مقایسه نتایج شبیه‌سازی و تست تجربی در دسترس باشد. "شکل 2" یکی از نتایج شبیه‌سازی سازه مورد بررسی را نمایش می‌دهد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی با شرایط مرزی آزاد - آزاد در جدول 1 آورده شده است.

2-2- استخراج نمودار کمپبل

به منظور استخراج نمودار کمپبل این سازه، دیسک پره‌دار مورد مطالعه در 5 دور 0، 5000، 10000، 20000، 30000 دور بر دقیقه آنالیز مودال شده و نتایج آن استخراج شده است. به منظور نزدیک بودن هرچه بیشتر شرایط شبیه‌سازی به واقعیت سطح داخلی دیسک پره‌دار نشان داده شده در "شکل 3" به صورت ثابت در نظر گرفته شده است. در "شکل 4" تا "شکل 8" نمودارهای کمپبل به همراه خطوط هارمونیک موتور برای قطرهای گره‌ای صفر، یک، دو، سه و چهار رسم شده است. در این شکل‌ها محور عمودی نمایشگر فرکانس و محور افقی نماینده سرعت دورانی بر حسب هرترز می‌باشد.

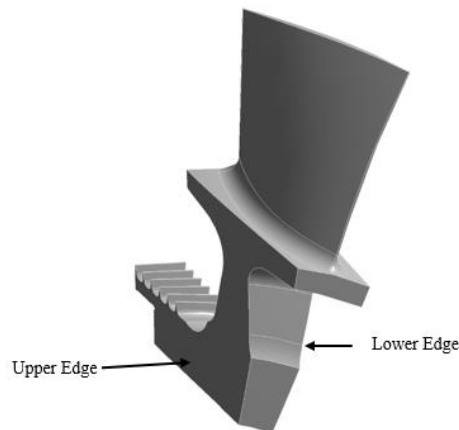


Fig. 1 Upper and lower edges are defined in ANSYS software for cyclic symmetry model

شکل 1 لبه بالایی و پایینی تعریف شده در نرم‌افزار انسیس جهت مدل تقارنی

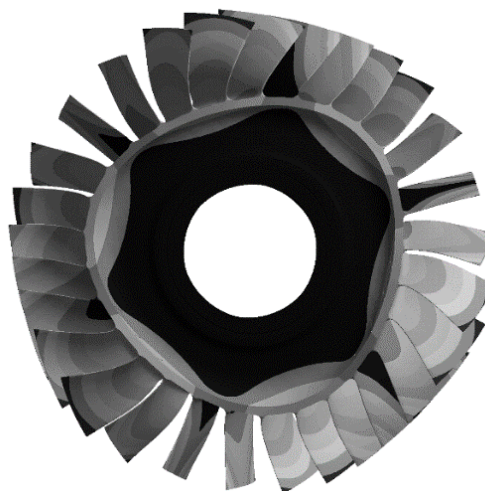


Fig. 2 Frequency 3878 Hz, third nodal diameter, free-free boundary condition

شکل 2 فرکانس 3878 هرترز، قطر گره‌ای سوم، شرایط مرزی آزاد-آزاد

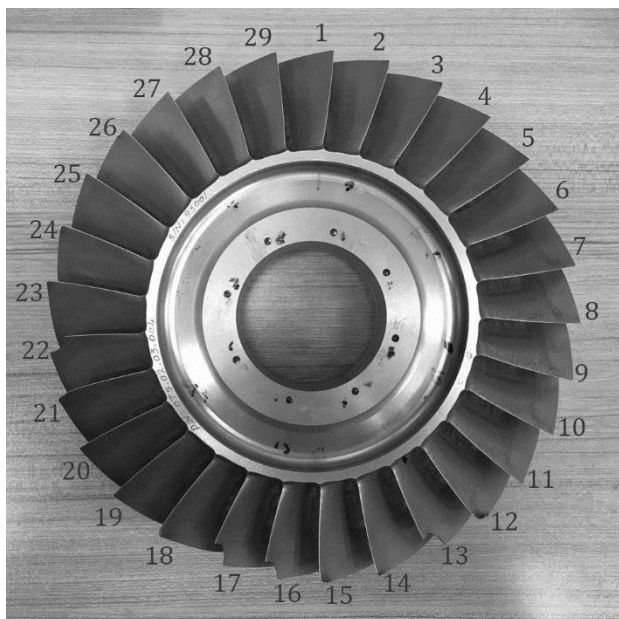


Fig. 9 Top view of case study bladed disk

شکل 9 نمای بالای دیسک پره‌دار مورد مطالعه

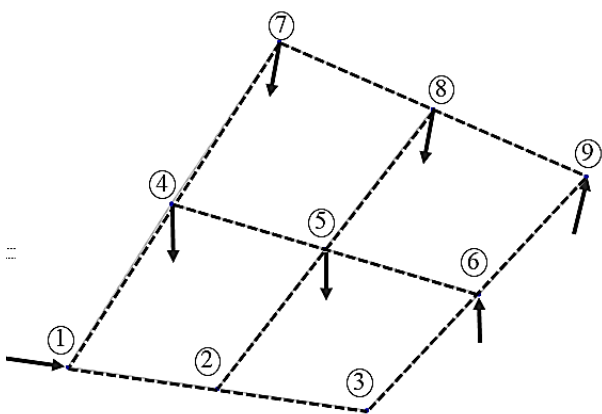


Fig. 10 The geometry respected to experimental modal analysis for blade

شکل 10 هندسه تعریف شده جهت انجام آنالیز تجربی مودال برای تک پره

مودال قطعات با جرم پایین اتصال شتاب‌سنج منجر به تغییر خواص دینامیکی قطعه می‌شود؛ لذا در این فاز به منظور تست مودال تک پره‌ها از دستگاه لیزر به منظور اندازه‌گیری ارتعاشات به صورت غیرتماسی استفاده شده است. اندازه‌گیری در 6 نقطه (نقاط دارای پیکان) صورت گرفته و ضربه چکش در گره شماره 1 اعمال شده است.

تست چکش مودال برای تمامی 29 پره انجام شده و خروجی این تست که شامل فرکانس‌های طبیعی، ضرائب میرایی و شکل مودها می‌باشد به صورت میانگین در جدول 2 ارائه شده است.

نتایج حاصل از تست چکش پره‌ها نشانگر وجود رزونانس‌های متعدد با شکل مودهای مشابه می‌باشد که نمودار معیار تضمین مودال¹ نشان داده شده در "شکل 11" خود گواه این موضوع است. به منظور بررسی استقلال خطی شکل مودها از معیار تضمین مودال استفاده می‌شود [7]. در یک تست آنالیز مودال صحیح درایه‌های قطری این ماتریس می‌بایست عدد واحد و مابقی درایه‌ها صفر باشند. در صورتی که در "شکل 11" درایه‌های غیرقطری دارای

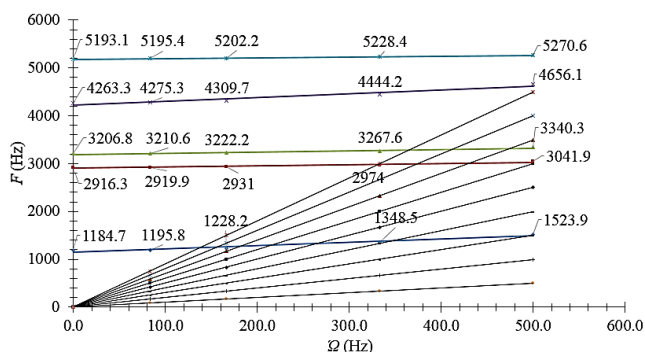


Fig. 6 Campbell diagram of nodal diameter number 2

شکل 6 نمودار کمپبل قطر گره‌ای دو

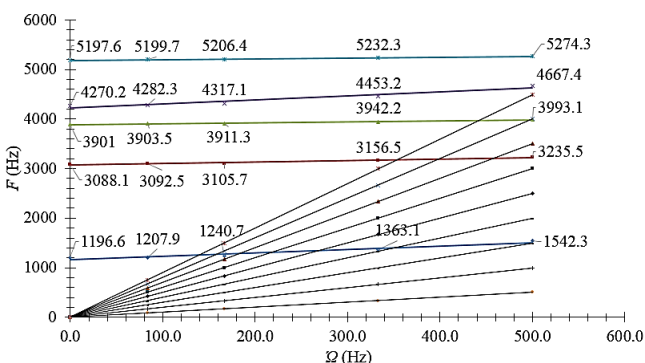


Fig. 7 Campbell diagram of nodal diameter number 3

شکل 7 نمودار کمپبل قطر گره‌ای سه

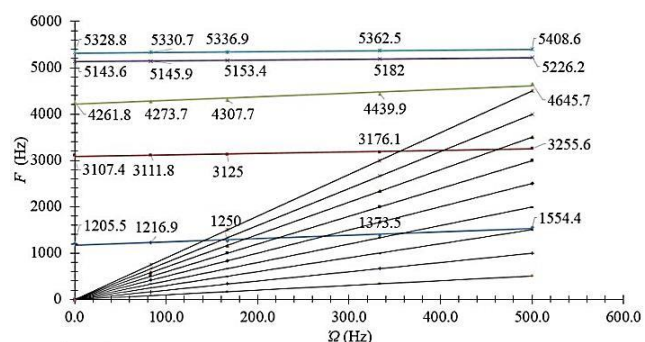


Fig. 8 Campbell diagram of nodal diameter number 4

شکل 8 نمودار کمپبل قطر گره‌ای شماره چهار

3- تست تجربی

تست تجربی براساس روش آنالیز مودال در این پروژه صورت گرفته است. به منظور بالا بردن قابلیت اطمینان از نتایج تست تجربی این تست در دو فاز مجزا انجام شده است. فاز اول تست تجربی مودال بر روی تمامی پره‌ها به صورت جدا و فاز دوم تست مودال بر روی دیسک می‌باشد. همان‌طور که بیان شد دیسک پره‌دار مورد مطالعه دارای 29 پره می‌باشد که نمایی از قطعه در "شکل 9" نشان داده شده است.

3-1- تست تجربی پره

برای انجام یک تست تجربی مودال می‌بایست در ابتدا هندسه قطعه هدف تعریف گردد. هندسه در نظر گرفته شده برای یک پره به صورت مجزا شامل 9 گره می‌باشد که همان‌گونه که در "شکل 10" نمایش داده شده است سه نقطه 1، 2 و 3 در ریشه پره و محل اتصال به دیسک قرار گرفته‌اند. در تست

1-Modal Assurance Criterion (MAC)

جدول 2 میانگین نتایج تست تجربی مودال با استفاده از چکش ضربه مودال برای 29

پره

Table 2 Average of the results of experimental modal analysis by using modal impact hammer for 29 blades

شماره مود	فرکانس طبیعی (Hz)	ضریب میرایی (%)
مود 1	1325.87	0.36
مود 2	1409.19	0.27
مود 3	1511.88	0.29
مود 4	1551.77	0.27
مود 5	2135.00	0.25
مود 6	3622.95	0.12
مود 7	4032.36	0.04
مود 8	4146.30	0.14
مود 9	4159.04	0.00
مود 10	4198.36	0.12
مود 11	4810.64	0.11
مود 12	5052.91	0.11

چکش بر روی دیسک به منظور استخراج شکل مودها می‌باشد. همان‌گونه که در "شکل 12" نشان داده شده است 3 نقطه (نقاط 2، 11 و 46) به منظور داده‌برداری و اتصال شتاب‌سنج در نظر گرفته شده و در هر 58 نقطه تحریک صورت گرفته است. پس از استحصال نتایج با توجه به پویانمای به دست آمده از نرم‌افزار تخصصی آنالیز مودال می‌توان شکل مودها و در نهایت قطره‌های گره‌ای را تشخیص داد. نتایج حاصل از تست چکش مودال دیسک پره‌دار، طبقه‌بندی شده براساس قطره‌های گره‌ای در جدول 3 آورده شده است.

در "شکل 13" مود اول قطر گره‌ای سوم نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است پره‌ها در این مود شکل خمشی خالص را به خود می‌گیرند ولی کل دیسک رفتار ارتعاشی مجزایی نشان می‌دهد که منجر به تشکیل سه قطر گره‌ای می‌گردد. "شکل 14" نیز شکل مودی را نشان می‌دهد که فاقد قطر گره‌ای است و در اصطلاح مود چتری¹ [8] نامیده می‌شود که تنها در شرایط تست ثابت پدیدار می‌گردند. بقیه شکل مودها در این گزارش نشان داده نشده است.

"شکل 15" معیار تضمین مودال حاصل از تست تجربی دیسک را نشان می‌دهد که معیاری جهت بررسی استقلال خطی شکل مودها می‌باشد. در جدول 4 نتایج حاصل از تست تجربی مودال دیسک و پره آورده شده است و به منظور مقایسه این دو نتیجه در ستون آخر میزان خطا که از فرمول (5) محاسبه می‌گردد آورده شده است.

$$ER = \frac{|F_{Disk} - F_{Blade}|}{F_{Disk}} \times 10^4 \quad (5)$$

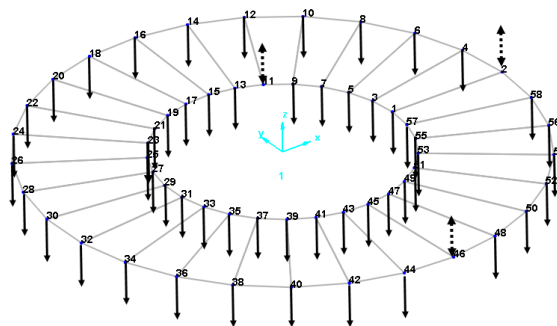


Fig. 12 The geometry that is defined in Modal Analysis Software for experimental Modal testing

شکل 12 هندسه تعریف شده در نرم‌افزار تخصصی آنالیز مودال به منظور انجام تست تجربی مودال

جدول 3 نتایج حاصل از تست تجربی دیسک، طبقه‌بندی شده براساس قطره‌های گره‌ای

Table 3 Result of experimental test of disk, sorted by nodal diameter

مود 3	مود 2	مود 1	قطر گره‌ای
	4031.6	1551.9	فرکانس (هرتز)
	0.02	0.03	ضریب میرایی (%)
4812.3	4146.8	1511.7	فرکانس (هرتز)
0.04	0.02	0.03	ضریب میرایی (%)
4158.5	2135.6	1326.9	فرکانس (هرتز)
0.03	0.02	0.02	ضریب میرایی (%)
4196.8	3622.9	1409.0	فرکانس (هرتز)
0.03	0.01	0.01	ضریب میرایی (%)

¹ Umbrella

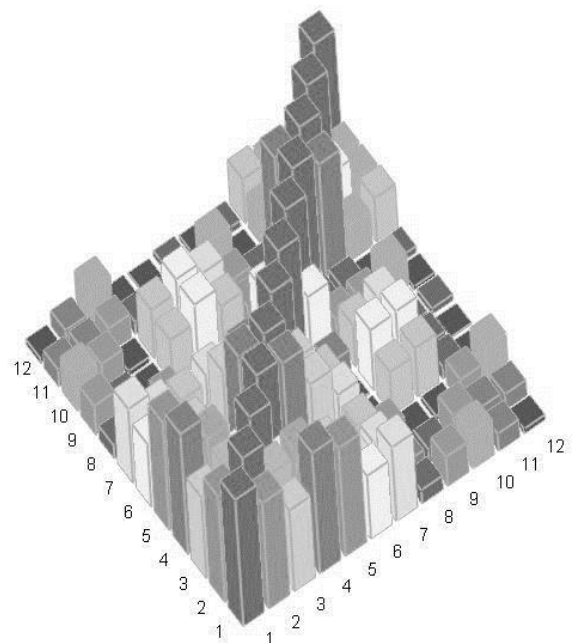


Fig. 11 Modal Assurance Criterion (MAC) of one of blades – For first 12 mode

شکل 11 نمودار معیار تضمین مودال یکی از پره‌ها- برای 12 مود اول

ارزش هستند که این خود گواه تحریک قطره‌های گره‌ای در تست چکش می‌باشد. به‌عنوان مثال چهار مود اول دارای ارزشی یکسان است که نتیجه می‌شود شکل مودهای پره یکسان و قطر گره‌ای متفاوت می‌باشد که این مهم در ادامه اثبات می‌گردد.

3-2- تست تجربی دیسک

با توجه به تعدد فرکانس‌های طبیعی پره‌ها تصمیم‌گیری در مورد نحوه تشدید آن‌ها و ارتباط دادن با سیستم دوار موتور کاری مشکل است؛ لذا به‌منظور تسهیل در امر تصمیم‌گیری تست چکش آنالیز مودال بر روی دیسک انجام شده است. بدین منظور 58 نقطه بر روی دیسک در نظر گرفته شده که 29 نقطه در نزدیکی ریشه پره‌ها و 29 نقطه دیگر در همان راستا و در قسمت داخلی دیسک می‌باشد. "شکل 12" هندسه تعریف شده جهت انجام مودال

همان‌طور که از جدول 4 مشخص است نتایج حاصل از تست تجربی پره و دیسک کاملاً به هم نزدیک می‌باشد که این خود علتی بر صحت نحوه انجام تست است.

4- مقایسه نتایج شبیه‌سازی و تست تجربی

از آن‌جا که تست‌های تجربی تست‌های بسیار زمان‌بر و پرهزینه می‌باشد یکی از وظایف و کاربردهای آنالیز مودال صحت‌گذاری مدل عددی است. در این روش با مقایسه نتایج حاصل از تست تجربی و شبیه‌سازی عددی صورت گرفته صحت‌سنجی می‌شود و در صورت نیاز تغییرات اعمال می‌گردد. در این مقاله مقایسه بین روش‌های تجربی و شبیه‌سازی صورت گرفته است که نتیجه بیان‌کننده صحت مدل عددی می‌باشد و لذا پس از آن می‌توان تست‌های خستگی و موارد دیگر را با در نظر گرفتن ضریب میرایی حالت واقعی بر روی مدل عددی پیاده کرد و از نتایج آن بهره گرفت.

جدول 5 به خوبی نمایشگر میزان دقت تست تجربی و شبیه‌سازی عددی است و هم‌خوانی آن‌ها در ستون آخر جدول نشان داده شده که برای صحت‌گذاری یک مدل عددی مقدار خطا که از فرمول (6) محاسبه گردیده بسیار قابل قبول و رضایت‌بخش می‌باشد. لازم به ذکر است جای خالی مربوط به مود سوم و قطر گره‌ای 0 در جدول 5 بدین دلیل است که مود موردنظر در تست تجربی به‌دست نیامده است.

$$ER = \frac{|F_{Exp} - F_{Sim}|}{F_{Exp}} \times 100 \quad (6)$$

5- نتایج و دستاوردها

در این پژوهش فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای یک دیسک پره‌دار موتور توربینی به‌صورت تجربی و عددی استخراج شد. تست تجربی مودال یک مرتبه بر روی پره و بار دیگر بر روی دیسک انجام شد و نتایج کاملاً با یکدیگر هم‌خوانی داشته است. به‌منظور استخراج قطرهای گره‌ای تست مودال چکش بر روی دیسک اجرا گردید که نتایج آن با استفاده از نرم‌افزار تخصصی آنالیز مودال استخراج شده و شکل مودهای آن براساس قطرهای گره‌ای به‌دست آمد. مقایسه‌ای بین نتایج تست تجربی مودال دیسک و آنالیز مودال شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار انسیس صورت پذیرفت که نتایج هم‌پوشانی بسیار بالایی با یکدیگر داشتند؛ لذا مدل عددی به درستی صحت‌گذاری شده است. به‌دلیل بررسی صحت نتایج مدل عددی از این پس با در نظر گرفتن

جدول 4 مقایسه نتایج حاصل از تست تجربی مودال پره و دیسک

Table 4 Comparison between result of experimental modal test of blade and disk

شماره مود	فرکانس (هرتز)		خطا ($10^{-2} \times$ درصد)
	پره	دیسک	
1	1326.35	1326.90	4.1
2	1407.61	1409.00	9.9
3	1511.94	1511.70	1.6
4	1551.79	1551.90	0.7
5	2134.58	2135.60	4.8
6	3622.22	3622.90	1.9
7	4031.62	4031.60	0.0
8	4145.82	4146.80	2.4
9	4159.62	4158.50	2.7
10	4197.22	4196.80	1.0
11	4811.07	4812.30	2.6
12	5049.30	5049.20	0.2

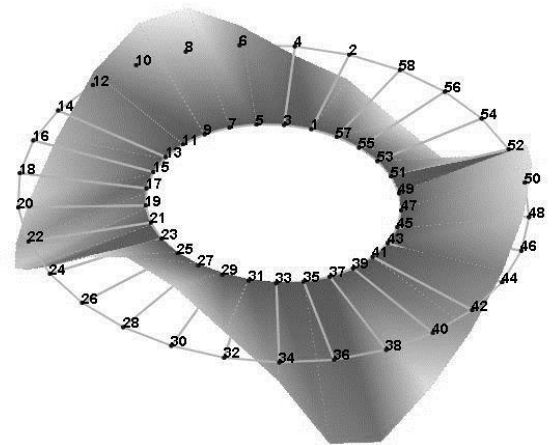


Fig. 13 Third nodal diameter, frequency 1409 Hz, damping ratio 0.01 %

شکل 13 قطر گره‌ای سوم، فرکانس 1409 هرتز، ضریب میرایی 0.01 درصد

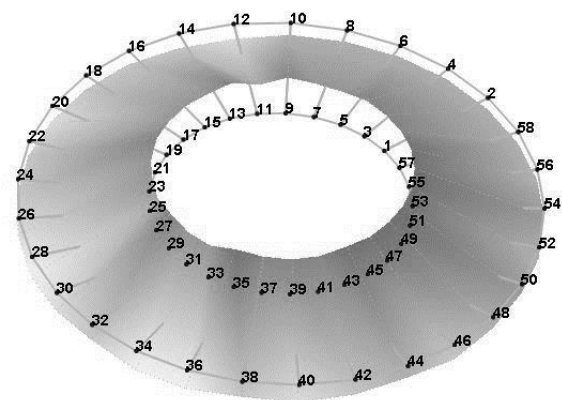


Fig. 14 Zeroth nodal diameter, frequency 4031.6 Hz, damping ratio 0.02 %

شکل 14 قطر گره‌ای صفر، فرکانس 4031.6 هرتز، ضریب میرایی 0.02 درصد

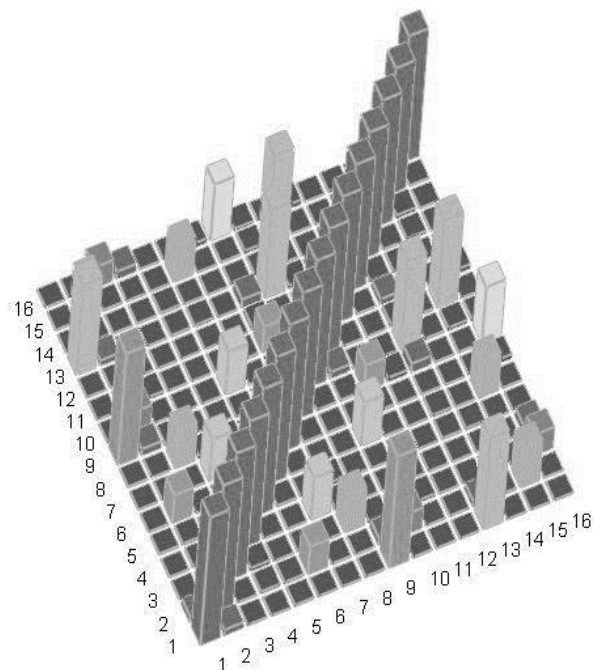


Fig. 15 Modal Assurance Criterion (MAC) diagram of experimental test of disk – first 16th mode

شکل 15 نمودار معیار تضمین مودال حاصل از تست تجربی دیسک – 16 مود اول

جدول 5 مقایسه نتایج حاصل از تست تجربی مودال دیسک و شبیه‌سازی عددی با استفاده از نرم‌افزار انسیس به روش تقارن چرخه‌ای

Table 5 Comparison between results of experimental modal analysis of disk and numerical simulation with ANSYS software by cyclic symmetry method

قطر گره‌ای	تجربی (هرتز)	عددی (هرتز)	خطا (درصد)
قطر گره‌ای 0	1551.9	1527	1.6
قطر گره‌ای 1	1511.7	1488.7	1.5
قطر گره‌ای 2	1326.9	1311.4	1.2
قطر گره‌ای 3	1409	1390.4	1.3
قطر گره‌ای 0	4031.6	3954.1	1.9
قطر گره‌ای 1	4146.8	4117.8	0.7
قطر گره‌ای 2	2135.6	2112.4	1.1
قطر گره‌ای 3	3622.9	3621	0.1
قطر گره‌ای 0		4145	
قطر گره‌ای 1	4812.3	4730.1	1.7
قطر گره‌ای 2	4158.5	4129.3	0.7
قطر گره‌ای 3	4196.8	4166.9	0.7

ضریب میرایی هر مود که از تست تجربی به دست آمده می‌توان مطالعات مربوط به خستگی پرچرخه و کم‌چرخه و نحوه تشدید دیسک در دوره‌های مختلف را مورد بررسی قرار داد. نمودارهای کمپیل استخراج شده را می‌توان به منظور تعیین ناحیه امن کاری موتور به کار برد و در صورت احتمال بروز پدیده تشدید طراحی پره را تغییر داد. از جمله نوآوری‌های این پژوهش می‌توان به نحوه استخراج کامل شکل مودها و قطرهای گره‌ای دیسک پره‌دار اشاره کرد. این بررسی را می‌توان بر روی دیسک‌های پره‌دار اجرا نموده و از میزان صحت مدل عددی اطمینان حاصل فرمود.

6- فهرست علائم

F فرکانس (Hz)
ER خطا

H شماره هارمونیک موتور
K عدد صحیح
M تعداد پره‌های ثابت ورودی کمپرسور
N سرعت توربین (rpm)
ND تعداد قطر گره‌ای
S تعداد قطاع
علائم یونانی
 ω فرکانس طبیعی (Hz)
 Ω سرعت دوران (Hz)
زیرنویس‌ها
Exp تجربی
nf فرکانس طبیعی
Sim شبیه‌سازی

7- مراجع

- [1] P. Polach, Evaluation of the suitability of the bladed disk design regarding the danger of the resonant vibration excitation, *Engineering Mechanics*, Vol. 18, No. 3-4, pp. 181-191, 2011.
- [2] M.P. Singh, J. J. Vargo, D.M. Schiffer, J. D. Dello, Safe diagram-a design and reliability tool for turbine blading. *Seventeenth Turbomachinery Symposium*, New York, pp. 93-101, 1988.
- [3] E. Armstrong, *An investigation into the coupling between turbine disk and blade vibrations*, PhD Thesis, University of Cambridge, 1956.
- [4] D. J. Ewins, Vibration characteristics of bladed disc assemblies, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 15, No. 3, pp. 165-186, 1973.
- [5] H. Mehdigholi, *Forced vibration of rotating discs and interaction with non-rotating structures*, PhD Thesis, University of London, 1991.
- [6] W. Campbell, *Protection of steam turbine disk wheels from axial vibration*, General electric Company, 1924.
- [7] M. Pastor, M. Binda, T. Harcarik, Modal assurance criterion, *Procedia Engineering*, Vol. 48, pp. 543-548, 2012.
- [8] I. A. Ibrahim, *Experimental validation of turbomachinery blade vibration predictions*, PhD Thesis, Imperial College London, London, 2004.

