



Stress and Vibrational Analysis of Non-Pneumatic Tire and Study the Effect of the Spoke Curvature and Velocity on the Wheel Vibration Using Finite Element Method

F. Baradaran, P. Mosaddegh*, R. Tikani

Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

ABSTRACT: Tweel is a new type of non-pneumatic tire. The purpose of this research is to simulate the wheel from the beginning of the movement to reach the speed of 60 km/h and study the effect of spoke curvature and vehicle speed on the vibration amplitudes. Spokes curvature has an effect on the vibrational behavior of the spoke and the wheel. For this reason, in addition to the reference wheel with spokes curvature of 5 mm, two other models with spokes curvature of 4 mm and 6 mm are also modeled. This study has shown that with the change in the curvature of spokes, the amplitude of spokes vibration and its frequencies have changed dramatically. Two important disadvantages of this type of wheels are vibrations and making loud noises at speeds more than 80 km/h. For this purpose, the speed of the wheel in the simulation is increased to 100 km/h. It is observed that at speeds of higher than 70 km/h, the spokes of the wheel are highly vibrated. At this moment, spokes vibrational frequencies are as same as their natural frequencies and the resonance occurs. As a result, the designed wheel is useful at speeds lower than 70 km/h.

Review History:

Received: 2018/10/06
Revised: 2018/12/22
Accepted: 2019/03/11
Available Online: 2019/04/12

Keywords:

Non-pneumatic tire
Tweel
Vibration
Finite element method

1- Introduction

A non-pneumatic wheel structure named Tweel and proposed by Michelin company exhibits potential for the four critical characteristics of automotive wheels: (1) low energy loss on rough surfaces, (2) low vertical stiffness, (3) low contact pressure, and (4) low mass while relaxing some of the most restrictive design constraints imposed by pneumatic tire mechanics [1].

The purpose of this research is to simulate the wheel from the beginning of the movement to reach the speed of 60 km/h and study the vibrations and the effect of curvature and speed on its value.

2- Methodology

This simulation in ABAQUS/Standard has three steps:

1. Cooling: Steady state coupled temperature-displacement cooling analysis for a time period of 1 second from a temperature of 125°C to 25°C.
2. Loading: a load of 3665 N is applied at the hub center over a time period of 1 second. This weight corresponds to the quarter weight of the vehicle.
3. Rolling: rolling the wheel from rest to the speed of 60 km/h over a time period of 1 second and rolling at this speed for 0.5 seconds. Then increase speed to 100 km/h.

The current wheel design considered in this work is molded from Poly Urethane (PU) and consists of four different parts: (1) Ring, (2) Spokes, (3), Tread and (4) Rigid hub. A 3D

*Corresponding author's email: A-negahban@ssau.ac.ir

geometric model of the wheel is shown in Fig. 1.

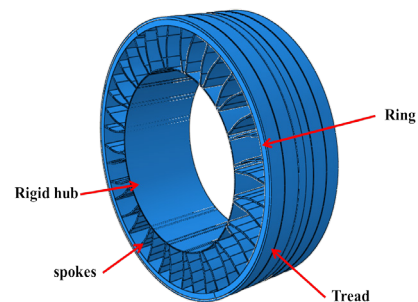


Fig. 1. Isometric view of the 3D wheel model

The polyurethane shear beam and spokes are modeled with hyperelastic isotropic materials modeled based on the Mooney-Rivlin strain energy potential. Hyperelastic materials are nonlinear and exhibit instantaneous elastic response up to large strains. The values for these hyperelastic material constants representing polyurethane are assumed to be [2]:

$$C_{10} = 7.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, C_{01} = 0, D_1 = 0.0066 \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$$

The polyurethane tread is modeled with hyperelastic isotropic materials based on the Neo-Hookean strain energy potential. The values for these hyperelastic material constants representing polyurethane are assumed to be [2]:

$$C_{10} = 0.833 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, D_1 = 0.1241384 \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$$



Thermal and density parameters for the material of the ring and spoke are given in Table 1.

Table 1. Thermal and density parameters for the material of ring and spoke [2]

Parameters	Reference wheel model
Coefficient of thermal expansion	0.002 1/K
Thermal conductivity	0.3 W/m.K
Specific heat	475×10 ⁶ mJ/ton-K
Density	1.1×10 ⁻⁹ ton/mm ³

The density of tread is considered as 1.1×10⁻⁹ ton/mm³ [2] 3D stress elements of 8-node linear brick, hybrid and hourglass control (C3D8RH) are used in simulations.

The type of contact that is considered between the deformable tread and the rigid surface is surface-to-surface contact. The sliding formulation between the rigid surface and the deformable tread is assumed finite sliding. The tangential interaction property is defined as a penalty contact method with a friction coefficient value of 1. A normal Interacting surface interaction property is defined such that the pressure over closure is “Hard” contact. Also, the contacting surfaces are allowed to separate during the analysis.

To form an integrated tweel, tie constraints are used in the model. Four tie constraints which used in the modeling are as below:

1. The outer surface of the rigid hub and the interacting spoke surfaces
2. The outer surface of the inner coverage with the interacting spoke surfaces
3. The outer surface of the outer coverage and Tread
4. Both half tread models

To study the effect of spoke curvature on the vibration, simulations are carried out for spokes with different curvatures. Reference spoke curvature is 5 mm and two other models are 4 mm and 6 mm.

In Fig. 2, the spoke marker nodes have been displayed in both the initial and deformed geometries after loading. The time history of displacements of the marker nodes is recorded for four cycles during the steady rolling step.

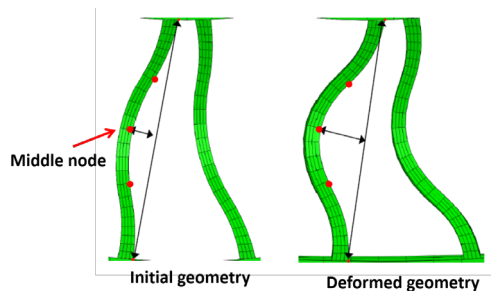


Fig. 2. Vertical spoke marker nodes in both initial and deformed geometries of the Tweel

1. Results and Discussion

In Figs. 3 and 4, Von Mises stress contours for loading and rolling steps are shown. These results show that this tire is able to bear the weight of 14660 N and roll at a constant speed of 60 km/h.

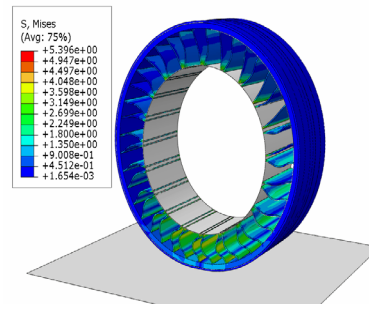


Fig. 3. Von Mises stress contour for loading step

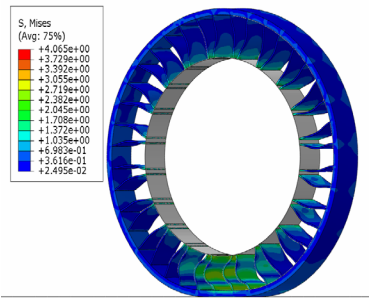


Fig. 4. Von Mises stress contour for steady-state rolling step at speed of 60 km/h

Fig. 5 shows the effect of spoke curvature on the amplitude of spoke vibration. The best curvature has the lowest vibration amplitude. In this study, the reference curvature has the best result.

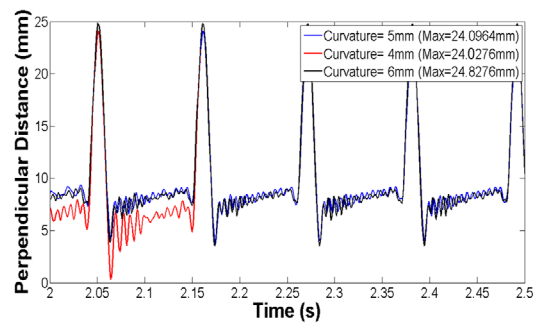


Fig. 5. Perpendicular distance of the middle node from the plane of spoke for three types of spokes curvature

Fig. 6 shows the behavior of the wheel at a speed of 100 km/h. Simulations are shown that this tire has high vibration amplitudes at speeds upper than 70 km/h and has not a good performance at high speeds.

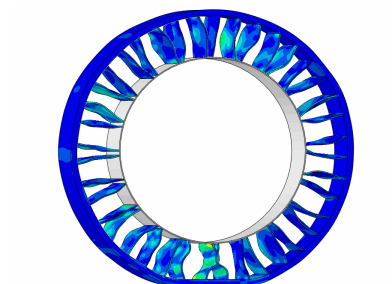


Fig. 6. A view of the wheel at a speed of 100 km/h

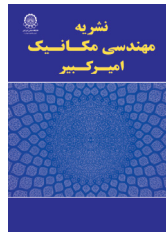
3- Conclusions

In this study, the 3D model of Tweel is modeled and simulated using ABAQUS/Standard software. The effect of spoke curvature and vehicle speed on the vibration amplitudes are

investigated. The simulations that are carried out in this study show that designed wheel is able to support the weight of 14660 N and rolls at a speed of 60 km/h. Also, It is observed that at speeds of higher than 70 km/h, the spokes of the wheel are highly vibrated. As a result, the designed wheel can be useful at speeds lower than 70 km/h.

4- Reference

- [1] T.B. Rhyne, S.M. Cron, Development of a non-pneumatic wheel, *Tire Science and Technology*, 34(3) (2006) 150-169.
- [2] M. Ramachandran, *Nonlinear Finite Element Analysis of TWEEL Geometric Parameter Modifications on Spoke Dynamics during High Speed Rolling*, Clemson University, 2008.



تحلیل تنش و آنالیز ارتعاشات چرخ بدون باد (توییل) و بررسی تأثیر میزان انحنای پره و سرعت بر ارتعاش چرخ با استفاده از روش اجزای محدود

فرزانه برادران، پیمان مصدق*، رضا تیکنی
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۰۷-۱۴
بازنگری: ۱۳۹۷-۱۰-۰۲
پذیرش: ۱۳۹۷-۱۲-۲۰
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷-۰۱-۲۳

کلمات کلیدی:

چرخ بدون باد
توییل
ارتعاش
تحلیل اجزای محدود

خلاصه: چرخ توییل گونه‌ی جدیدی از چرخ‌های بدون باد می‌باشد که در حال گذراندن مراحل تحقیقاتی به منظور جایگزینی تایرهای خودرو می‌باشد. در این تحقیق هدف شبیه‌سازی چرخ از ابتدای حرکت تا رسیدن به سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت و بررسی ارتعاشات و تأثیر انحنای آن می‌باشد. میزان انحنای پره بر روی ارتعاش پره و در نتیجه ارتعاش چرخ تأثیرگذار است. به همین منظور علاوه بر پره مرجع با انحنای ۵ میلی‌متر، دو مدل پره‌ی دیگر با انحنای ۴ و ۶ میلی‌متر طراحی گردیده و نشان داده شد که با تغییر در انحنای پره‌ها دامنه‌ی ارتعاش پره‌ها و فرکانس‌های ارتعاشی آن‌ها به شدت تغییر می‌کنند. یکی از معایب این نوع چرخ‌ها، ارتعاشات و ایجاد سر و صدای زیاد در سرعت‌های بالاتر از ۸۰ کیلومتر بر ساعت می‌باشد. بدین منظور چرخ با سرعت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت به دوران درآمد. در سرعت‌های بالاتر از ۷۰ کیلومتر بر ساعت مشاهده شد که پره‌های چرخ به شدت ارتعاش کردند به گونه‌ای که فرکانس ارتعاش پره‌ها با فرکانس طبیعی آن‌ها یکسان شده و پدیده‌ی تشدید رخ داد. نتیجه‌ی نهایی این می‌باشد که چرخ طراحی شده برای استفاده در وسایل نقلیه با سرعت حرکت پایین‌تر از ۷۰ کیلومتر بر ساعت مناسب هستند.

۱- مقدمه

متناسب با فصل و وزن اعمالی به چرخ‌ها و حفظ پایداری مواجه است. به منظور حل این مشکلات، یک طرح چرخ بدون باد^۵ با عنوان توییل^۶ توسط مهندسی شرکت میشلن^۷، راین و کرن^۸، برای اولین بار در سال ۲۰۰۵ معرفی شد. این طراحی نه تنها مشخصه‌های اصلی چرخ پنوماتیکی را دارد، بلکه محدودیت‌های موجود در طراحی این نوع چرخ را از بین می‌برد [۱]. شکل ۱ نمونه‌ی اولیه‌ی چرخ بدون باد توییل که در شرکت میشلن و مرکز تحقیقاتی دانشگاه کلمسون^۹ آزمایش شده است را نشان می‌دهد.

چرخ بدون باد توییل شامل سه بخش اصلی نوار دایروی تغییر شکل‌پذیر (رینگ)^{۱۰}، پره‌های نازک تغییر شکل‌پذیر^{۱۱} و یک توپی

چرخ‌ها یکی از مهم‌ترین عناصر دنیای حرکت به شمار می‌روند، به گونه‌ای که کوچک‌ترین عیب در آن‌ها موجب عدم تعادل وسایل نقلیه و ایجاد خطر خواهد شد. چرخ پنوماتیکی^۱ (تیوپ‌دار) توسط جان بوید دانلپ^۲ در اواخر قرن ۱۸ میلادی اختراع شد. اهمیت این نوع چرخ هنگامی مشخص شد که همزمان با چرخ صلب روی زمین ناهموار به حرکت درآمد. در طی برخورد با موانع موجود در مسیر حرکت، چرخ پنوماتیکی به دلیل تفاوت در مشخصه‌های اصلی شامل اتلاف انرژی کمتر هنگام برخورد با موانع، جرم، سفتی^۳، و فشار تماسی^۴ کمتر، در موقعیت مناسب‌تری نسبت به چرخ صلب قرار داشت [۱].

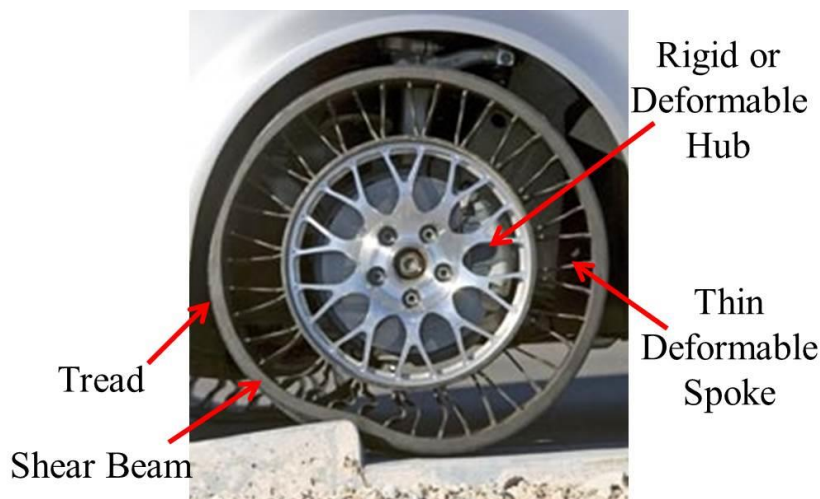
چرخ‌های پنوماتیکی هنوز با معایبی مانند: از دست دادن هوای فشرده در اثر سوراخ شدن، نگهداری مداوم جهت تنظیم فشار هوای

- 5 Non-pneumatic wheel
- 6 Tweel
- 7 Michelin
- 8 T.B. Rhyne and S.M. Cron
- 9 Clemson University International Center for Automotive Research (CU-ICAR)
- 10 Circular deformable beam (shear beam)
- 11 Thin deformable spokes

- 1 Pneumatic wheel
- 2 John Boyd Dunlop
- 3 Stiffness
- 4 Contact pressure

* نویسنده‌دار مکاتبات: mosadegh@cc.iut.ac.ir





شکل ۱: نمونه‌ی اولیه‌ی چرخ بدون باد توپیل [۲]

Fig. 1. Tweel prototype [2]

بخش دیگر متفاوت است [۲]. پلی‌یورتان مورد استفاده در این چرخ بنا به دلایل زیر از دسته‌ی الاستومرها^۴ می‌باشد:

۱- پره‌های چرخ و رینگ تغییر شکل‌های زیادی را متحمل می‌شوند. باید از ماده‌ای برای ساخت این بخش‌ها استفاده کرد که بعد از تغییر شکل سریعاً به شکل اولیه‌ی خود برگردند. الاستومرها دارای خاصیت کشسانی^۵ بسیار عالی هستند.

۲- ماده‌ی استفاده شده در این بخش‌ها باید مقاومت عالی در برابر پارگی^۶ داشته باشد که الاستومرها‌ی پلی‌یورتانی این ویژگی را دارا می‌باشند.

۳- چرخ مدنظر باید در هر گونه شرایط آب و هوایی قابل استفاده باشد. ماده‌ی انتخابی باید به گونه‌ای باشد که در دمای بالا ذوب نشود و تغییر شکل نیابد که این امر در نتیجه‌ی وجود پیوندهای عرضی^۷ در الاستومرها حاصل می‌شود. ماده در دمای پایین باید انعطاف‌پذیری خوبی داشته باشد که به علت پایین بودن دمای شیشه‌ای^۸ در الاستومرها، این ویژگی حاصل می‌شود [۳].

بر اساس گزارشات شرکت میشلن در مورد چرخ توپیل، از روش ریخته‌گری^۹ برای ساخت قسمت‌های رینگ و پره‌ها به صورت یکپارچه استفاده می‌شود [۲]. بنابراین ماده‌ی مورد نظر از دسته‌ی

صلب (هاب)^۱ می‌باشد. جهت دستیابی به یک ساختار یکپارچه، پره‌ها توپی صلب را به نوار برشی متصل می‌کنند. مطابق با شکل ۱، یک رینگ داخلی وجود دارد که بر روی محور چرخ محکم می‌شود. این رینگ توسط پره‌های انعطاف‌پذیر احاطه شده است. در سرتاسر این پره‌ها یک نوار برشی کشیده شده است که لبه‌ی خارجی تایر را تشکیل می‌دهد. قدرت کششی این نوار و مقاومت پره‌ها خود به تنهایی جایگزین فشار هوای تایرهای سابق می‌شوند. در نهایت بخشی به عنوان آج^۲ چرخ روی نوار برشی اضافه می‌شود که این قسمت در تماس مستقیم با جاده است. بخش‌های آج، نوار برشی و پره‌ها از جنس ماده‌ی پلی‌یورتان^۳ می‌باشند [۱].

مطابق شکل ۲ هنگامی که چرخ در سطح جاده قرار می‌گیرد، پره‌ها ضربات جاده را جذب می‌کنند (نقش هوای فشرده در تایرهای پنوماتیکی). آج و نوار برشی تغییرشکل موقتی می‌دهند، به طوری که پره‌ها خم شده و سپس به سرعت به حالت اولیه‌ی خود برمی‌گردند. برای اینکه بتوان به تایر با خصوصیات مختلف دست یافت، می‌توان آن‌ها را به گونه‌ای ساخت که کشش پره‌های آن‌ها با هم متفاوت باشد. هرچه پره‌ها نرم‌تر باشند رانندگی راحت‌تر می‌شود [۱].

با بررسی پژوهش‌های انجام شده در دانشگاه کلمسون در زمینه‌ی چرخ بدون باد توپیل، مشخص شد که جنس پره‌ها، رینگ و آج، پلی‌یورتان می‌باشد که خواص پلی‌یورتان مورد استفاده در آج با دو

4 Elastomer

5 Elastic

6 Tear strength

7 Crosslink

8 Glass temperature (T_g)

9 Casting

1 Rigid hub

2 Tread

3 Polyurethane

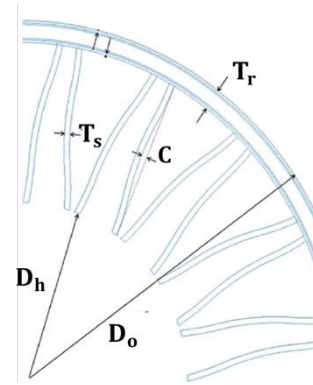
راماکاندران^۳ [۶] در سال ۲۰۰۸ فازهای خنک‌سازی و بارگذاری در طول دوران پایا را در آباکوس شبیه‌سازی کرد. او همچنین پرهی سه بعدی دوار با سرعت بالا را مورد آنالیز قرار داد و به این نتیجه رسید که انحنا دار کردن^۴ لبه‌ی پره به شدت دامنه‌ی ارتعاش را کاهش می‌دهد، اما تأثیر شدیدی روی فرکانس غالب ندارد.

رودر فرد^۵ [۷] در سال ۲۰۰۹ اثر پارامترهای هندسی مهم رینگ و پره را روی ارتعاشات چرخ بررسی کرد. به منظور بررسی ترکیبات گوناگون از این پارامترها، مجموعه‌ای از پارامترهای خروجی مانند فاصله‌ی عمودی پره از یک صفحه‌ی مجازی و نیروهای عکس‌العمل زمین به دلیل ارتعاش توییل استخراج شدند. افزایش انحنای پره و کاهش طول پره موجب کاهش اندازه‌ی پارامترهای خروجی شد.

بزرگام^۶ [۸] در سال ۲۰۰۹ اثرات انحراف پره از خطوط شعاعی و آرایش‌های مختلف پره‌ها را مورد بررسی قرار داد. بزرگام به این نتیجه رسید که میزان تأثیر اندازه‌ی انحراف پره از خطوط شعاعی روی ارتعاش پره و زمین به اندازه‌ی تأثیر انحنای طول پره نمی‌باشد. همچنین مشاهده شد که در چرخ‌ی دارای پره‌های متناوب با تغییر در ضخامت پره‌های زوج و فرد به اندازه‌ی ۵ درصد، در مقایسه با مدل مرجع که پره‌ها داری ضخامت یکنواخت هستند، ماکزیمم دامنه (فاصله‌ی عمودی پره از یک صفحه‌ی مجازی) کاهش یافت.

راماکاندران و همکاران [۹] در سال ۲۰۰۹ نشان داده‌اند که سرو صدای چرخ بدون باد به دلیل پدیده‌ی کمانشی^۷ است که هنگام ورود و خروج به ناحیه‌ی تماس اتفاق می‌افتد. در نتیجه‌ی این پدیده، هنگامی که پره‌ها در حال حرکت در ناحیه‌ی بالایی چرخ هستند و در فاز کشش قرار دارند، چرخ دچار ارتعاشات زیادی می‌شود.

در تحقیق پیش‌رو، هدف تحلیل تنش، آنالیز ارتعاشی چرخ بدون باد و بررسی تأثیر میزان انحنای پره و سرعت بر ارتعاشات چرخ به روش المان محدود^۸ می‌باشد. در ادامه شبیه‌سازی انجام شده در آباکوس و نتایج حاصله توضیح داده شده و سپس تأثیر میزان انحنای پره و سرعت بر روی ارتعاشات چرخ مورد بررسی واقع شده است.



شکل ۲: پارامترهای هندسی توییل در نمای دو بعدی [۶]

Fig. 2. Tweel geometric parameters in two-dimensional view [6]

الاستومرهای پلی‌یورتان قابل ریخته‌گری انتخاب می‌شود. راین و کرن [۱۱] در سال ۲۰۰۶ اهمیت رفتار دینامیکی پره در سرعت‌های بالا را بیان کردند. اگر چرخ به طور مناسب طراحی نشده باشد، سر و صداهای ناخواسته‌ای را در سرعت‌های بالا ایجاد می‌کند که موجب ارتعاش پره‌ها و کاهش پایداری آن‌ها می‌گردد.

کرن [۴] در سال ۲۰۰۷ دینامیک پره را از طریق آنالیز یک پره‌ی سه بعدی در نرم‌افزار آباکوس^۱ بررسی کرد. در این روش پره‌ی سه بعدی با استفاده از المان‌های اتصال دهنده‌ی گوناگون به مرکز توییل متصل شد و تا سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت مورد شتاب قرار گرفت. این روش معادل با شبیه‌سازی یک چرخ توییل دوار با سرعت بالا روی یک سطح صلب می‌باشد.

منگا^۲ [۵] در سال ۲۰۰۸ یک روش محاسباتی برای شبیه‌سازی چرخ توییل دوار با سرعت بالا که در تماس با یک سطح صلب می‌باشد، ارائه داد. علاوه بر این، فرکانس‌های ارتعاشاتی پره و نمودار طول پره بر حسب زمان را استخراج کرد. این خروجی‌ها به عنوان شرط مرزی ورودی برای یک مدل پره‌ی سه بعدی به منظور بدست آوردن ارتعاشات درون صفحه و برون صفحه مورد استفاده قرار گرفت. نتیجه‌ی بدست آمده از این آنالیز این بود که ضخامت پره تأثیر قابل توجهی روی ارتعاشات پره ندارد. از آنالیز پره‌ی سه بعدی ارتعاشات برون صفحه‌ی قابل توجهی مشاهده شد که در مدل دو بعدی توییل ظاهر نشده بود.

3 Ramachandran
4 Scalping
5 Rutherford
6 Bezgam
7 Buckle
8 Finite Element

1 Abaqus
2 Manga

جدول ۱: پارامترهای هندسی چرخ بدون باد [۶]

Table 1. Geometric parameters of non-pneumatic tire [6]

پارامترها	ابعاد (میلی متر)
قطر خارجی (D_o)	۶۰۲
قطر هاب (D_h)	۴۰۰
ضخامت رینگ (T_r)	۱۳
ضخامت آج	۵
تعداد جفت پرها	۲۰
ضخامت پره (T_s)	۳
انحنای پره (C)	۵
پهنا	۲۱۰

جدول ۲: پارامترهای حرارتی و چگالی برای ماده‌ی بخش‌های رینگ و پره [۶]

Table 2. Thermal and density parameters for the material of ring and spoke [6]

پارامترها	مقادیر
ضریب انبساط حرارتی	$0.0002 \frac{1}{K}$
ضریب انبساط گرمایی	$0.03 \frac{W}{m-K}$
گرمای ویژه	$475 \times 10^6 \frac{mJ}{ton-K}$
چگالی	$1/1 \times 10^9 \frac{ton}{mm^3}$

استفاده از آباکوس / استاندارد^۳ انجام شده است:

- ۱- خنک‌سازی بخش‌های رینگ و پرها بعد از خروج از قالب ریخته‌گری از دمای ۱۲۵ درجه‌ی سانتی‌گراد (دمای قالب) تا دمای ۲۵ درجه‌ی سانتی‌گراد (دمای محیط) در مدت زمان ۱ ثانیه
- ۲- اعمال بار ۳۶۶۵ نیوتون (برابر با یک چهارم وزن ماشین) در مرکز چرخ در مدت زمان ۱ ثانیه
- ۳- اعمال سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت در مدت زمان ۱ ثانیه

۲-۱- خواص مواد مورد استفاده

پلی‌یورتان مورد استفاده در ساخت چرخ تغییرشکل‌های الاستیک بزرگی را تحمل می‌کند. بنابراین این ماده به صورت هایپراستیک^۴، همسانگرد^۵ و تراکم‌ناپذیر^۶ مدل شده است [۱۰]. نرم‌افزار آباکوس شامل تعدادی مدل‌های گوناگون برای ماده‌ی لاستیک جامد می‌باشد. هر یک از این مدل‌ها تابع انرژی کرنشی^۷ را به طریقی متفاوت تعریف می‌کند. برای تحلیل خنک‌سازی به خواص حرارتی پرها و رینگ و برای تحلیل دینامیکی به چگالی آن‌ها نیاز می‌باشد. در جدول ۲ مقادیر این پارامترها برای ماده‌ی مورد استفاده در این دو بخش بیان شده است.

به منظور مدل‌سازی ماده‌ی پلی‌یورتان، از ضرایب گزارش شده در

- 3 Abaqus/Standard
- 4 Hyperelastic
- 5 Isotropic
- 6 Incompressible
- 7 Strain energy potential

۲- تحلیل تنش و آنالیز ارتعاشی چرخ

هندسه‌ی سه بعدی چرخ با استفاده از نرم‌افزار کتیا^۱ طراحی شده است. اندازه‌های مورد نیاز برای طراحی از داده‌های موجود در تحقیقات دانشگاه کلمسون در زمینه‌ی چرخ توییل استخراج شده است. زیرا تجهیزات مناسب برای ساخت چرخ و انجام تست‌های تجربی به منظور مقایسه‌ی نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی وجود ندارد. یکی از چرخ‌های توییل ساخته شده توسط شرکت میشلن، بر اساس ابعاد چرخ ماشین آئودی 4A^۲ می‌باشد که ابعاد این چرخ در این تحقیق مورد استفاده قرار گرفته است [۶].

چرخ بدون باد در نظر گرفته شده در این تحقیق شامل ۴ بخش رینگ، هاب، پرها، و آج می‌باشد. در شکل ۲ پارامترهای هندسی مورد نیاز برای طراحی در نمای دو بعدی نشان داده شده است و مقادیر انتخابی برای این پارامترها در جدول ۱ آورده شده است. نمای از مدل هندسی سه بعدی چرخ بدون باد که با استفاده از نرم‌افزار کتیا طراحی شده است، در شکل ۳ نشان داده شده است.

در این تحقیق هدف شبیه‌سازی چرخ از ابتدای حرکت تا رسیدن به سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت و بررسی ارتعاشات و تأثیر انحنای پره و سرعت بر مقدار آن می‌باشد. این شبیه‌سازی طی سه مرحله با

- 1 Catia
- 2 Audi A4

جدول ۴: مشخصات تماس مدل شده بین آج و زمین [۲]

Table 4. The properties of contact between tread and ground [2]

نوع	ویژگی تماس
لغزش محدود ^۱	فرمول بندی لغزش ^۱
تماس سطح به سطح	روش گسسته سازی ^۲
پنالتی ^۵ ضریب اصطکاک = ۱	خواص تماس بر سطح ^۴
رابطه بین فشار دوسطح و میزان فرورفتگی = سخت ^۷	خواص عمود بر سطح ^۶

¹ Sliding formulation

² Finite sliding

³ Discretization method

⁴ Tangential interaction property

⁵ Penalty

⁶ Normal interaction property

⁷ The pressure overclosure = hard

۲-۲- شبکه بندی چرخ سه بعدی بدون باد

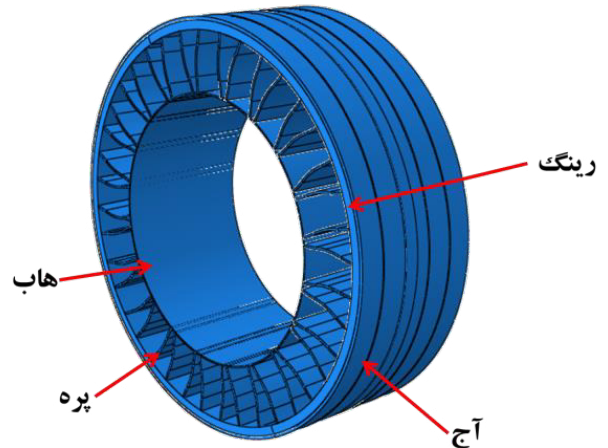
در نرم افزار آباکوس، هر المان بر اساس خانواده، درجه آزادی، تعداد گره‌ها، فرمول بندی و انتگرال گیری مشخص شده است که استفاده از آن‌ها به هندسه‌ی مورد نظر و نوع آنالیز بستگی دارد. برای مدل سازی رینگ و پره‌ها المان‌های تنش سه بعدی^۳ مورد استفاده قرار گرفته‌اند. این المان‌ها به صورت ۸ گره، خطی، مکعبی، هیبرید و ساعت شنی^۴ تعریف شده‌اند. این المان‌ها فقط در بخش آنالیز دینامیکی ضمنی^۵ مورد استفاده قرار می‌گیرند و در آنالیز تغییر شکل تحت بار استاتیکی از المان‌های ۸ گره، هیبرید و مکعبی استفاده شده است.

در شکل ۴ رینگ، پره، و آج مش ریزی شده نشان داده شده است. رینگ ۸ المان در راستای ضخامت، و ۶ المان در راستای پهنا دارد که در کل به ۵۵۸۷۲ المان تقسیم شده است. هر پره دارای ۴ المان در راستای ضخامت، ۱۲ المان در راستای پهنا، و ۲۴ المان در راستای طولی می‌باشد که در کل به ۱۱۵۲ المان تقسیم شده است. آج به گونه‌ای طراحی شده است که از دو نیمه تشکیل شده است. سطح داخلی و خارجی دارای ۴ المان در راستای ضخامت می‌باشند که در کل به ۵۵۵۰۰۰ المان تقسیم شده است.

3 3D stress element

4 8-node linear brick, hybrid and hour glass control (C3D8RH)

5 Dynamic implicit



شکل ۳: نمایی سه بعدی از چرخ بدون باد

Fig. 3. Three-dimensional view of non-pneumatic tire

جدول ۳: خواص ماده‌ی مورد استفاده در بخش آج [۲]

Table 3. Properties of the material used in the tread section [2]

مقادیر	پارامترها
$C_{10} = 0.1833 \frac{N}{mm^2}$ $D_1 = 0.1241384 \frac{mm^2}{N}$	ضرایب مدل نئو-هوکین
$1/1 \times 10^{-9} \frac{ton}{mm^3}$	چگالی

پژوهش‌های دانشگاه کلمسون استفاده شده است. برای رینگ و پره، از مدل مونی-ریولین^۱ استفاده شده است. تابع انرژی کرنشی این مدل در رابطه (۱) بیان شده است.

$$U = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J_{el} - 1)^2 \quad (1)$$

مقادیر ضرایب این رابطه عبارتند از [۶]:

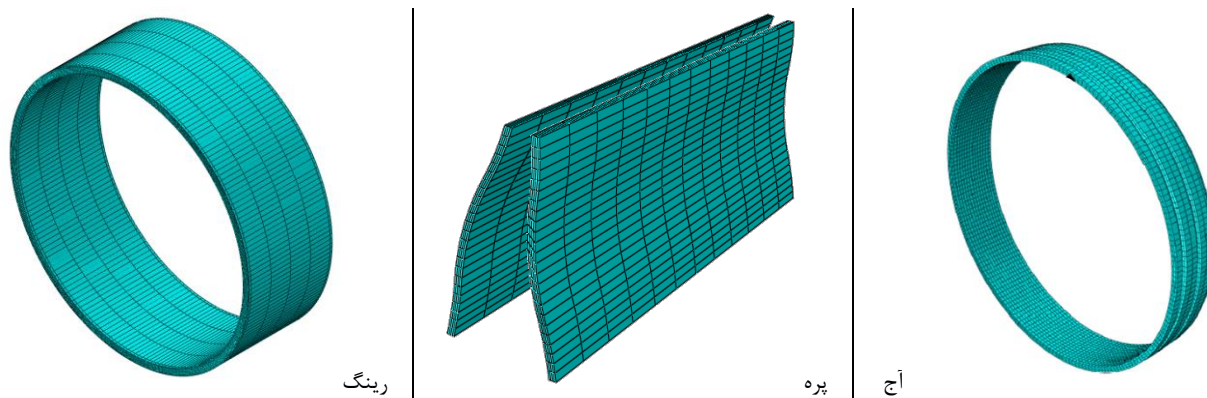
$$C_{10} = 7/5 \frac{N}{mm^2}, C_{01} = 0, D_1 = 0.106 \frac{mm^2}{N}$$

برای مدل سازی آج از مدل نئو-هوکین^۲ استفاده شده است. تابع انرژی کرنشی این مدل در رابطه (۲) بیان شده است. مقادیر این ضرایب و چگالی این ماده در جدول ۳ آورده شده است.

$$U = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + \frac{1}{D_1}(J_{el} - 1)^2 \quad (2)$$

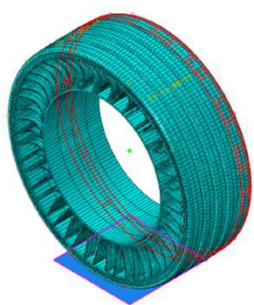
1 Mooney-Rivlin (first order)

2 Neo-Hookean



شکل ۴: نمایی از شبکه‌بندی پره، رینگ و یک نیمه‌ی آج

Fig. 4. Finite element model of ring, spoke and tread



شکل ۵: تماس مدل شده بین دوسطح آج و زمین

Fig. 5. contact between tread and ground

خروج این بخش از قالب، دمای ۱۲۵ درجه‌ی سانتی‌گراد دارد که با استفاده از مایعات خنک‌کننده به ۲۵ درجه‌ی سانتی‌گراد (دمای محیط) کاهش می‌یابد. در نتیجه‌ی این تغییر دمای ۱۰۰ درجه پرها منقبض می‌شوند که موجب ایجاد پیش تنش‌هایی^۷ در چرخ قبل از اعمال بارگذاری می‌شود. در این تحقیق فقط انتقال حرارت در بخش ساخت شبیه‌سازی شده است و انتقال حرارتی که در نتیجه‌ی اصطکاک بین چرخ و زمین به وجود می‌آید شبیه‌سازی نشده است. حل با استفاده از حلگر آباکوس/استاندارد به صورت کوپل دما-جابه‌جایی^۸ انجام می‌شود. مرکز چرخ در همه‌ی راستاها کاملاً مقید است و دمای سیستم به صورت خطی از ۱۲۵ درجه سانتی‌گراد به ۲۵ درجه سانتی‌گراد تغییر یافته است.

اعمال بار در مرکز چرخ: هدف از این مرحله، یافتن میزان جابه‌جایی عمودی مرکز چرخ در اثر اعمال بار عمودی برابر با ۳۶۶۵ نیوتون (معادل با یک چهارم وزن ماشین) در مرکز چرخ می‌باشد.

۲-۳- قیود و برهم کنش‌ها^۱

قیود و برهم کنش‌ها در اتصال بخش‌های مختلف چرخ به یکدیگر و ایجاد یک ساختار یکپارچه بسیار اهمیت دارند. برهم کنش مورد استفاده در این شبیه‌سازی، از نوع تماس^۲ است. تماس بین آج و سطح صلب (زمین) از نوع تماس سطح به سطح^۳ می‌باشد. مشخصات تماس در جدول ۴ بیان گردیده است. در شکل ۵ نمایی از تماس مدل شده نشان داده شده است. در این حالت سطوح مجازند در طی آنالیز از یکدیگر جدا شوند.

قید مورد استفاده، قید اتصال از نوع تماس^۴ می‌باشد که دو سطح را در طول شبیه‌سازی به یکدیگر متصل می‌کند. این قید هر کدام از گره‌های سطح وابسته^۵ را مقید می‌کند تا حرکت یکسان و مقادیر یکسان دمایی و فشار با نزدیکترین گره روی سطح اصلی^۶ داشته باشند. سفتی نسبی سطوحی که متصل شده‌اند در تعیین سطوح اصلی و وابسته نقش دارند. سطح با سفتی بالاتر به عنوان سطح اصلی انتخاب می‌شود. در مدل چرخ بدون باد چهار قید اتصال استفاده شده است که در شکل ۶ نمایی از این قیدها نشان داده شده است.

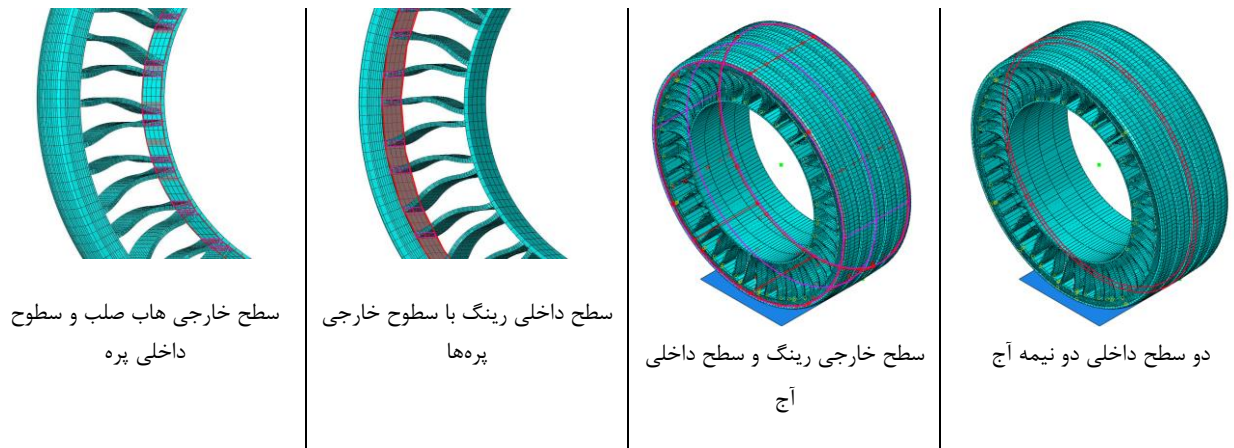
۲-۴- شرایط مرزی

خنک سازی: در فرآیند ساخت چرخ، بخش‌های رینگ و پره به صورت یکپارچه و به روش ریخته‌گری ساخته می‌شوند. هنگام

- 1 Constraints and interactions
- 2 Contact
- 3 Surface-to-surface contact
- 4 Surface-based tie
- 5 Slave
- 6 Master

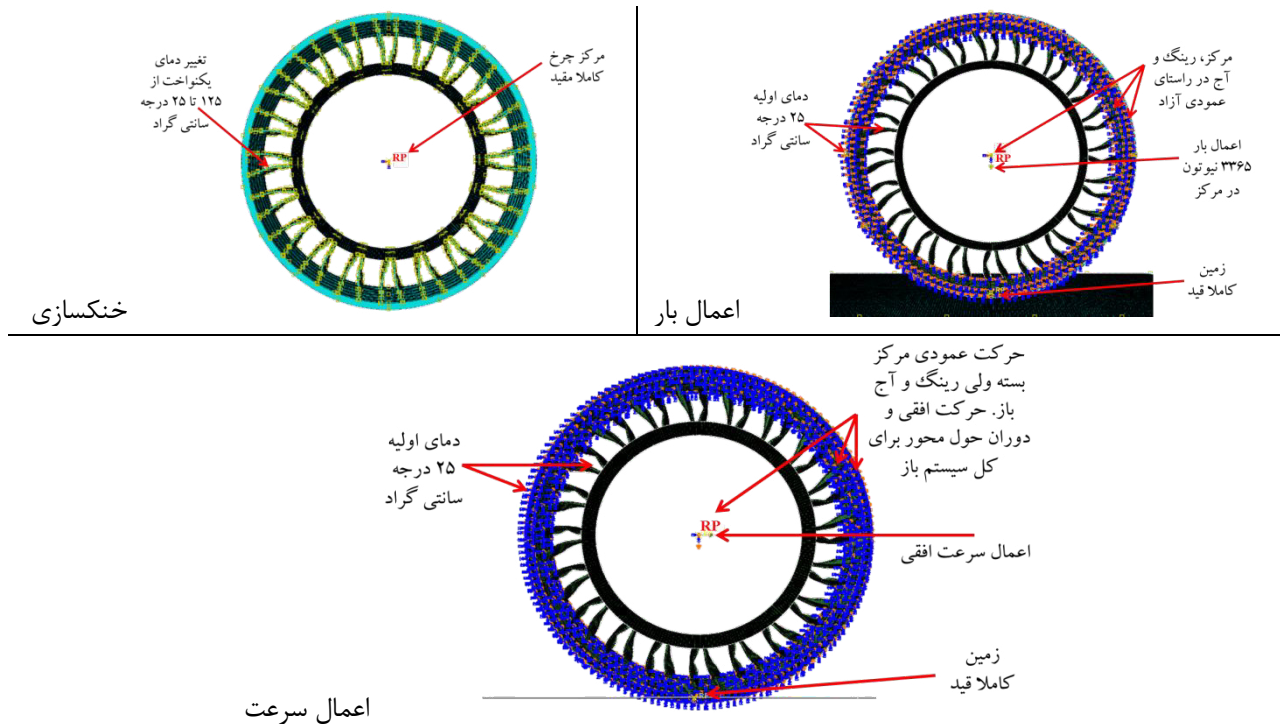
7 Pre-stress

8 Coupled displacement-temperature



شکل ۶: نمایی از قیدهای اتصال مورد استفاده

Fig. 6. Views of tie constraints are used



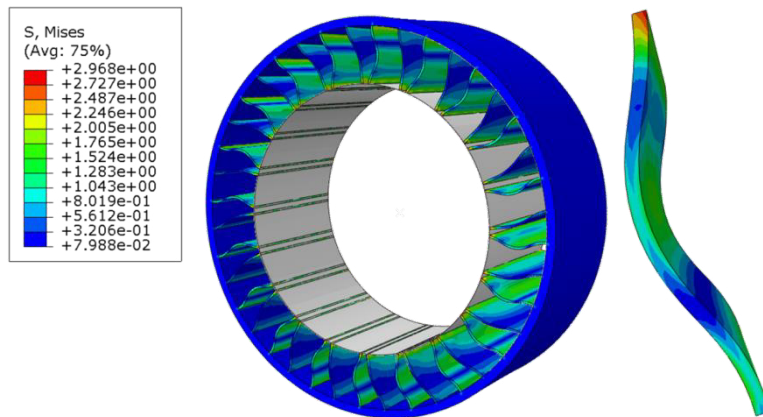
شکل ۷: نمایی از شرایط مرزی در مراحل مختلف

Fig. 7. Boundary conditions in different steps

این مرحله با استفاده از حلگر آباکوس/استاندارد در مدت زمان ۱ ثانیه انجام شده است. در این مرحله، ابتدا از نتایج حل خنک‌سازی بخش‌های رینگ و پره‌ها را که در اثر تغییر دما، تغییر فرم داده‌اند را وارد محیط طراحی کرده و سپس هاب، آج و زمین با این مجموعه مونتاژ شده است. درجه آزادی عمودی مرکز چرخ، رینگ و آج آزاد است و زمین به طور کامل مقید شده است. دمای کل سیستم ۲۵ درجه سانتی‌گراد تعریف شده است. تنش‌های ایجاد شده در حل

خنک‌سازی به صورت شرط مرزی اولیه^۱ وارد حل شده است. اقدامات سرعت به چرخ: بعد از اعمال بار در مرکز چرخ، به چرخ سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت داده می‌شود که در مدت زمان ۱ ثانیه به این سرعت می‌رسد. در این مرحله درجه آزادی مرکز چرخ در راستای عمودی بسته است اما درجه آزادی عمودی رینگ و آج آزاد می‌باشد. درجه آزادی افقی و همچنین دوران حول محور چرخ برای

1 Predefined field



شکل ۸: کانتور تنش مربوط به مرحله‌ی خنک‌سازی

Fig. 8. Von Mises stress contour for cooling stage

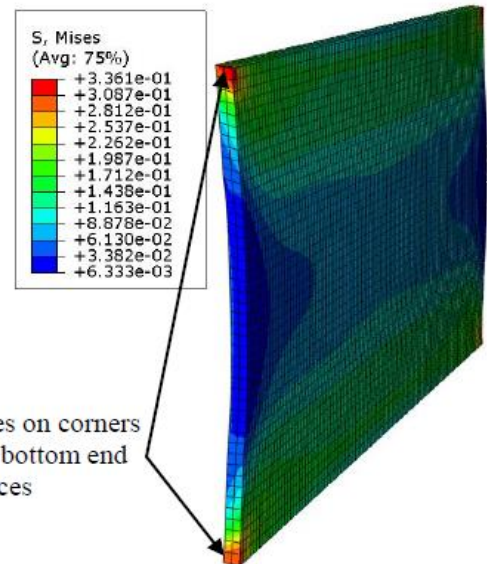
۳- نتایج تحلیل تنش و ارتعاش

در مرحله‌ی خنک‌سازی به دلیل کرنش‌های حرارتی^۳، تنش‌های حرارتی^۴ در جسم ایجاد می‌شود که کانتور تنش وون-میزز^۵ مربوطه در شکل ۸ نشان داده شده است. مطابق شکل، ماکزیمم تنش، ۲/۹۶۸ مگاپاسکال می‌باشد که در لبه‌های پره رخ داده است.

در شکل ۹، کانتور تنش مربوط به شبیه‌سازی فرآیند خنک‌سازی ارائه شده در پایان‌نامه‌ی منگا [۵] نشان داده شده است. مطابق با شکل، ماکزیمم تنشی برابر با ۰/۳ مگاپاسکال در لبه‌های بیرونی پره رخ داده است. با مقایسه‌ی شکل ۸ با ۹ مشاهده می‌شود که محل رخ دادن ماکزیمم تنش‌ها کاملاً یکسان هست و در لبه‌های بیرونی پره‌ها رخ داده است. ولی در مقادیر آن‌ها اختلاف وجود دارد که به دلیل تفاوت در مش‌ریزی، هندسه‌ی پره‌ها و شرایط مرزی می‌باشد.

در مرحله‌ی اعمال بار، هدف محاسبه‌ی میزان جابه‌جایی عمودی مرکز چرخ می‌باشد. در شکل ۱۰ نمودار جابه‌جایی بر حسب زمان برای مرکز چرخ نشان داده شده است. مطابق نمودار، مرکز به اندازه‌ی ۱۳ میلی‌متر در راستای عمودی جابه‌جا شده است. این میزان جابه‌جایی در پایان‌نامه‌ی منگا [۵]، ۱۲ میلی‌متر گزارش شده است که این تفاوت ۸ درصدی به دلیل عدم تطابق مش‌ریزی و هندسه‌ی پره‌ها می‌باشد.

برازش منحنی مربوط به ماده‌ی پلی‌یورتان مورد استفاده در بخش‌های رینگ و پره با استفاده از مدل مونی-یولین در شکل ۱۱



High stresses on corners of top and bottom end faces

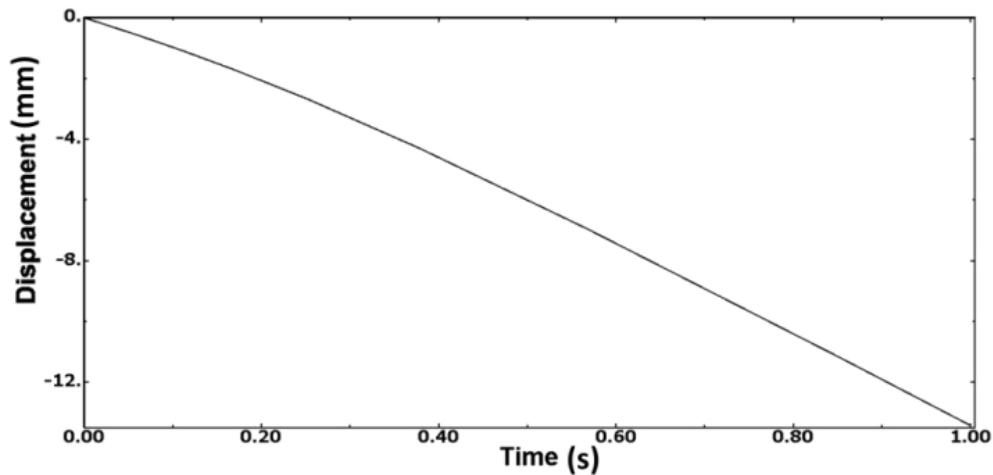
شکل ۹: کانتور تنش در مرحله‌ی خنک‌سازی در پایان‌نامه منگا [۵]

Fig. 9. Von Mises stress contour for cooling stage in Manga's thesis

کل سیستم آزاد است. زمین همچنان به طور کامل مقید می‌باشد و به مرکز چرخ در راستای افقی سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت داده می‌شود که با تعریف دامنه^۱ به صورت هموار^۲، در مدت زمان ۱ ثانیه چرخ به این سرعت می‌رسد. بعد از رسیدن به سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت، چرخ به مدت ۰/۵ ثانیه به صورت پایا با سرعت ثابت دوارن می‌کند. در شکل ۷ نمایی از شرایط مرزی هر سه مرحله نشان داده شد است.

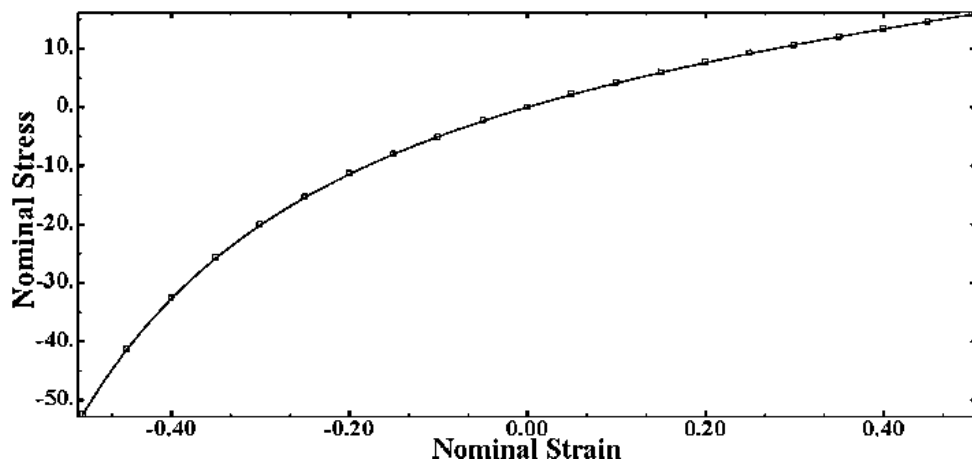
3 Thermal strain
4 Thermal stress
5 Von Mises stress

1 Amplitude
2 Smooth



شکل ۱۰: نمودار جابه‌جایی-زمان مرکز چرخ در اثر اعمال بار

Fig. 10. Displacement-time diagram of wheel center due to loading



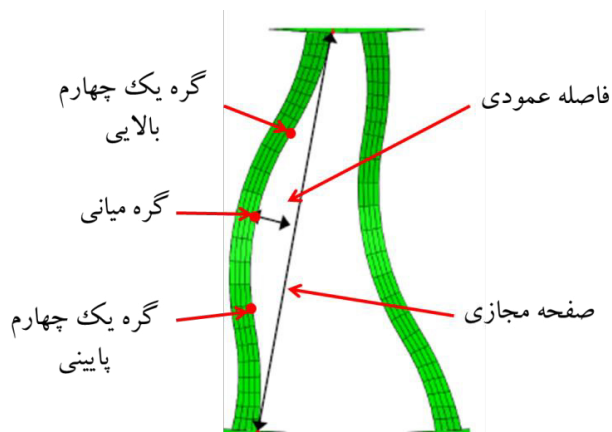
شکل ۱۱: برازش منحنی ماده‌ی پلی‌یورتان با استفاده از مدل مونی-ریولین

Fig. 11. Fitting the polyurethane curve using the mooney-rivline model

می‌کند و باعث ارتعاش رینگ می‌شود.

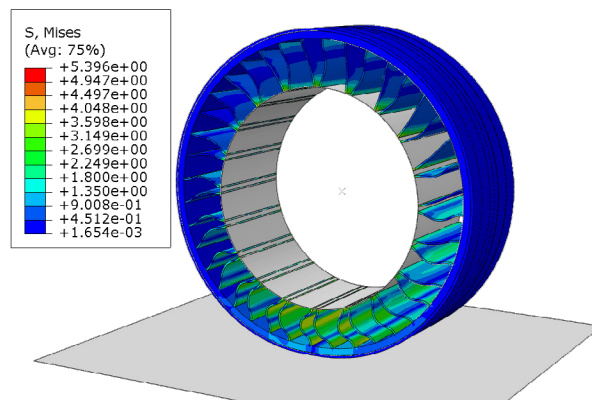
در تحقیق حاضر تأثیر ارتعاشات پره بر روی ارتعاشات چرخ مورد بررسی قرار گرفته است. برای بررسی این ارتعاشات مطابق شکل ۱۳، فاصله‌ی عمودی ۳ گره در لبه‌ی بیرونی پره (گره‌های میانی، یک چهارم بالایی، و یک چهارم پایینی) از صفحه‌ی مجازی عبوری از ابتدا و انتهای پره در طی دوران پایای چرخ مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این شکل نمایی از هندسه‌ی اولیه و تغییر فرم یافته‌ی پره نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، انحنای پره بعد از تغییر شکل در ناحیه‌ی تماس بسیار بیشتر از انحنای آن در ابتدای حرکت می‌باشد که علت این امر پدیده‌ی کماتش در ناحیه‌ی تماس می‌باشد. در شکل ۱۴ کانتور تنش وون-میزز چرخ در مرحله‌ی دوارن پایا با سرعت ثابت ۶۰ کیلومتر بر ساعت نشان داده شده است.

نشان داده شده است. در شکل ۱۲ کانتور تنش وون-میزز مربوط به مرحله‌ی اعمال بار نشان داده شده است که مطابق با این شکل ماکزیمم تنش برابر با ۵/۳۹۶ مگاپاسکال در چرخ ایجاد شده است. در پژوهش‌های انجام شده در زمینه‌ی چرخ بدون باد نشان داده شده است که دلایل اصلی ایجاد سر و صدا و ارتعاشات در چرخ عبارتند از: ارتعاشات پره، ارتعاشات رینگ، و نیروی عکس‌العمل زمین [۵]. هنگامی که یک پره وارد ناحیه‌ی تماس با زمین می‌شود، به دلیل نیروی اعمال شده بر روی آن، پره کماتش می‌کند و بعد از خروج از ناحیه‌ی تماس تحت کشش قرار می‌گیرد. این رفتار پره باعث ایجاد ارتعاش می‌شود که در نهایت باعث ایجاد سر و صدا و ارتعاشات ناخواسته‌ای در کل چرخ می‌شود. از آنجا که این پرها به رینگ متصل هستند، ارتعاش ایجاد شده از طریق پرها به رینگ انتقال پیدا



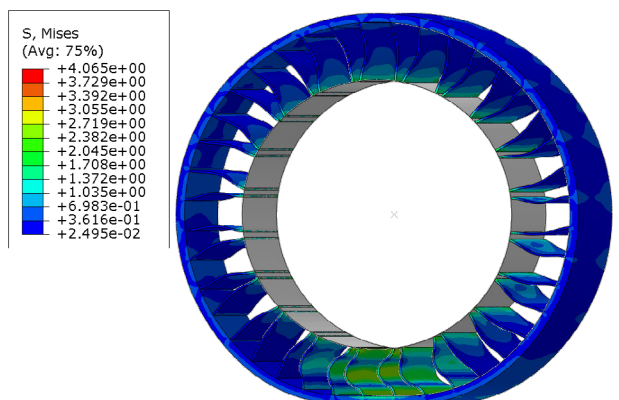
شکل ۱۳: شماتیکی از هندسه‌ی تغییر شکل یافته‌ی پره

Fig. 13. Schematic of deformed geometry of spoke



شکل ۱۲: کانتور تنش مربوط به مرحله‌ی اعمال بار

Fig. 12. Von Mises stress contour for loading stage



شکل ۱۴: کانتور تنش وون-میزز در مرحله‌ی دوران پایا با سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت

Fig. 14. Von Mises stress contour for steady state rolling stage at speed of 60 km/h

جدول ۵: مقادیر فرکانس مربوط به قله‌های شکل‌های ۱۶ تا ۱۸

Table 5. Frequency values for the peaks of Figs. 16 to 18

گره	فرکانس قله‌ها (هرتز)
میانی	۸۵/۹۴
یک چهارم بالایی	۸۵/۹۴
یک چهارم پایینی	۸۵/۹۴

در شکل ۱۵ نمودار فاصله‌ی عمودی بر حسب زمان برای نقاط میانی، یک چهارم بالایی، و یک چهارم پایینی نشان داده شده است. مطابق شکل، ماکزیمم دامنه در طی دوران مربوط به گره میانی پره می‌باشد که به دلیل پدیده‌ی کمناش در ناحیه‌ی تماس اتفاق می‌افتد. به منظور بررسی پاسخ فرکانسی، از تبدیل فوریه‌ی سریع^۱ استفاده شده است. با استفاده از این تبدیل پاسخ زمانی مربوط به شکل ۱۵ در حوزه‌ی فرکانسی حاصل می‌شود و فرکانس‌های بحرانی مورد بررسی قرار می‌گیرند. در ادامه نمودارهای تبدیل فوریه‌ی سریع مربوط به نتایج نشان داده شده در شکل ۱۵، در شکل‌های ۱۶ تا ۱۸ نشان داده شده است.

در جدول ۵ مقادیر فرکانس مربوط به قله‌های مشاهده شده در نمودارهای تبدیل فوریه سریع برای هر گره بیان گردیده است. نتایج گزارش شده در این جدول در ادامه مورد بحث واقع خواهد شد.

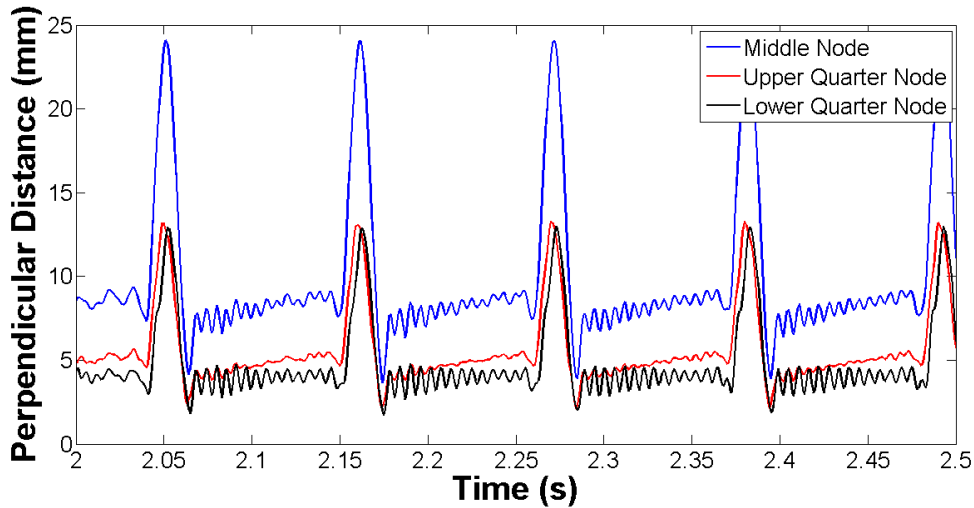
۴- بررسی تأثیر میزان انحنای پره بر روی ارتعاش چرخ

پارامترهایی مانند تعداد پره‌ها، ضخامت پره‌ها، انحنای پره‌ها، و ... بر روی میزان ارتعاش پره‌ها تأثیر دارند. در این تحقیق به بررسی تأثیر انحنای پره بر روی ارتعاش چرخ پرداخته شده است. بدین منظور، دو مدل پره که دارای انحنای کمتر و بیشتر نسبت به پره‌ی مرجع می‌باشد مورد آنالیز قرار گرفته‌اند. انحنای پره‌ی مرجع ۵ میلی‌متر می‌باشد. در ادامه نتایج مربوط به ارتعاش پره‌های با انحنای ۴ و ۶ میلی‌متر گزارش شده است و در نهایت با نتایج مدل مرجع مقایسه شده‌اند و تأثیر آن مورد بحث واقع شده است.

۴-۱- نتایج پره با انحنای ۴ میلی‌متر

در شکل‌های ۱۹ تا ۲۲ نمودارهای مربوط به ارتعاش پره نشان

1 Fast Fourier Transforms (FFT)



شکل ۱۵: نمودار فاصله‌ی عمودی بر حسب زمان برای گره‌های میانی، یک چهارم بالایی و یک چهارم پایینی

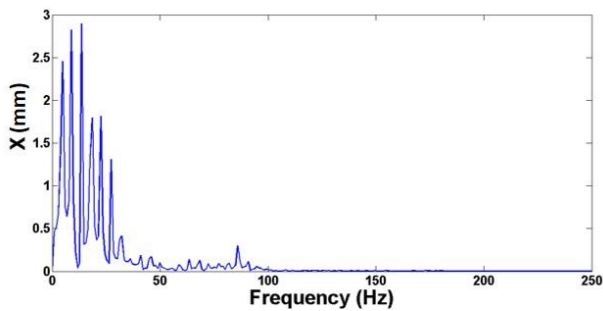
Fig. 15. Perpendicular distance of the middle node, upper quarter node and lower quarter node from the plane of spoke

۳-۴- مقادیر فرکانس طبیعی

در این بخش فرکانس‌های طبیعی برای هر سه مدل پره با استفاده از نرم‌افزار آباکوس محاسبه شده و برای ۵ مود اول در جدول ۸ گزارش شده است.

۴-۴- نتیجه‌ی بررسی تأثیر میزان انحنای پره

در شکل ۲۷ نمودار فاصله‌ی عمودی بر حسب زمان برای گره میانی برای هر سه پره با انحنای مختلف رسم شده است. همانطور که مشاهده می‌شود در انحنای ۴ میلی‌متر بیشینه دامنه‌ی ارتعاش گره میانی نسبت به پره‌ی مرجع کاهش یافته و برای انحنای ۶ میلی‌متر این مقدار افزایش یافته است. این تغییرات برای گره‌های یک چهارم بالایی و پایینی نیز به همین صورت است. این تغییرات نشان می‌دهد



شکل ۱۶: نمودار FFT مربوط به گره میانی

Fig. 16. FFT graph of perpendicular distance for the middle node

داده شده است و در جدول ۶ مقادیر فرکانس مربوط به قله‌ها گزارش شده است.

۲-۴- نتایج پره با انحنای ۶ میلی‌متر

در شکل‌های ۲۳ تا ۲۶ نمودارهای مربوط به ارتعاش پره نشان داده شده است و در جدول ۷ مقادیر فرکانس مربوط به قله‌ها گزارش شده است.

جدول ۶: مقادیر فرکانس مربوط به قله‌های شکل‌های ۲۰ تا ۲۲

Table 6. Frequency values for the peaks of Figs. 20 to 22

گره	فرکانس قله‌ها (هرتز)
میانی	۶۶/۴۱
یک چهارم بالایی	۶۶/۴۱ - ۱۰۱/۰۶
یک چهارم پایینی	۶۶/۴۱ - ۱۰۱/۰۶

جدول ۷: مقادیر فرکانس مربوط به قله‌های شکل‌های ۲۴ تا ۲۶

Table 7. Frequency values for the peaks of Figs. 24 to 26

گره	فرکانس قله‌ها (هرتز)
میانی	۹۰/۸۲
یک چهارم بالایی	۹۴/۷۳
یک چهارم پایینی	۹۴/۷۳

جدول ۸: مقادیر فرکانس طبیعی برای ۵ مود اول

Table 8. Natural frequency values for the first 5 modes

پره با انحنای ۶ میلی‌متر	پره با انحنای ۵ میلی‌متر	پره با انحنای ۴ میلی‌متر	شکل مود
فرکانس (هرتز)	فرکانس (هرتز)	فرکانس (هرتز)	
۱۹/۲۴۶	۲۰/۱۷۵	۲۰/۴۲۱	۱
۴۳/۷۷۶	۴۲/۷۷۶	۴۳/۱۸۸	۲
۹۲/۱۰۲	۸۷/۲۵۰	۸۱/۸۱۰	۳
۹۵/۲۰۶	۹۸/۱۹۳	۱۰۱/۲۱	۴
۱۰۸/۰۱	۱۰۳/۸۳	۱۰۳/۰۹	۵

جدول ۹: مقادیر فرکانس و دامنه منتظر با فرکانس‌های قله در نمودار پاسخ فرکانسی

Table 9. The frequency and amplitude value for the peaks of three types of spokes at FFT diagram

پره با انحنای ۶ میلی‌متر		پره با انحنای ۵ میلی‌متر		پره با انحنای ۴ میلی‌متر		گره
فرکانس (هرتز)	دامنه (میلی‌متر)	فرکانس (هرتز)	دامنه (میلی‌متر)	فرکانس (هرتز)	دامنه (میلی‌متر)	
۹۰/۸۲	۰/۲۸۱۵	۸۵/۹۴	۰/۳۰۰۸	۶۶/۴۱	۰/۷۸۵	میانی
۹۴/۷۳	۰/۱۱۳۲	۸۵/۹۴	۰/۰۹۵۷	۶۶/۴۱	۰/۳۶۷۸	یک چهارم بالایی
۹۴/۷۳	۰/۳۲۶۳	۸۵/۹۴	۰/۴۰۳۵	۶۶/۴۱	۰/۵۲۵۹	یک چهارم پایینی

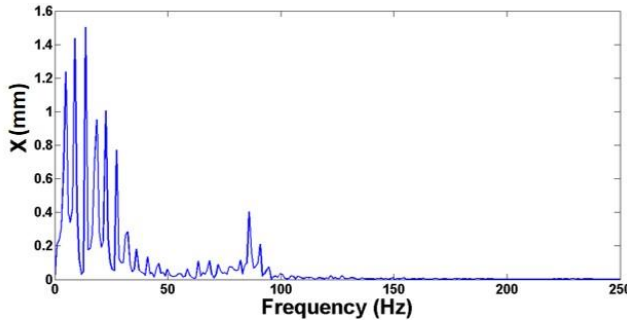
کاهش یافته است.

حال اگر این مقادیر فرکانسی با مقادیر فرکانس طبیعی گزارش شده در جدول ۸ مقایسه شود، به طور مثال برای فرکانس مربوط به پرهی مرجع، فرکانس ۸۵/۹۴ هرتز بین فرکانسی طبیعی دوم و سوم قرار دارد که با فرکانس طبیعی دوم ۴۳/۱۶۴ هرتز و با فرکانس طبیعی سوم ۱/۳۱ هرتز اختلاف دارد. در پره با انحنای ۴ میلی‌متر، فرکانس ۶۶/۴۱ هرتز نیز بین فرکانس طبیعی دوم و سوم قرار دارد که با فرکانس طبیعی دوم ۲۳/۲۲۲ هرتز و با فرکانس طبیعی سوم ۱۵/۴ هرتز اختلاف دارد. در پره با انحنای ۶ میلی‌متر، فرکانس ۹۰/۸۲ هرتز نیز بین فرکانس طبیعی دوم و سوم قرار دارد که با فرکانس طبیعی دوم ۴۷/۰۴۴ هرتز و با فرکانس طبیعی سوم ۱/۲۸۲ هرتز اختلاف دارد. مشاهده می‌شود که این اختلاف در پره مرجع و پره با انحنای ۶

که تغییر در انحنای باعث تغییر در دامنه‌ی ارتعاش می‌شود که این امر تأثیر قابل توجهی روی ارتعاش پره و در نتیجه ارتعاش چرخ دارد.

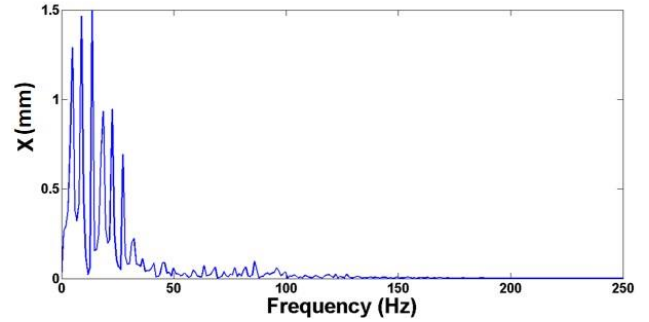
در جدول ۹ مقادیر فرکانس و دامنه‌ی مربوطه برای قله‌های هر سه نوع پره گزارش شده است.

همانطور که در جدول مشاهده می‌شود، اولین فرکانس مربوط به اولین قله برای پره با انحنای ۴ میلی‌متر نسبت به پرهی مرجع برای هر سه گره کاهش یافته است ولی برای پره با انحنای ۶ میلی‌متر این مقدار برای هر سه گره افزایش یافته است. در مورد ماکزیمم دامنه‌ها که در جدول به رنگ قرمز نشان داده شده‌اند، برای پره با انحنای ۴ میلی‌متر در هر سه گره نسبت به پره مرجع افزایش یافته است ولی برای پره با انحنای ۶ میلی‌متر، در گره یک چهارم بالایی این مقدار افزایش یافته است ولی در دو گره دیگر



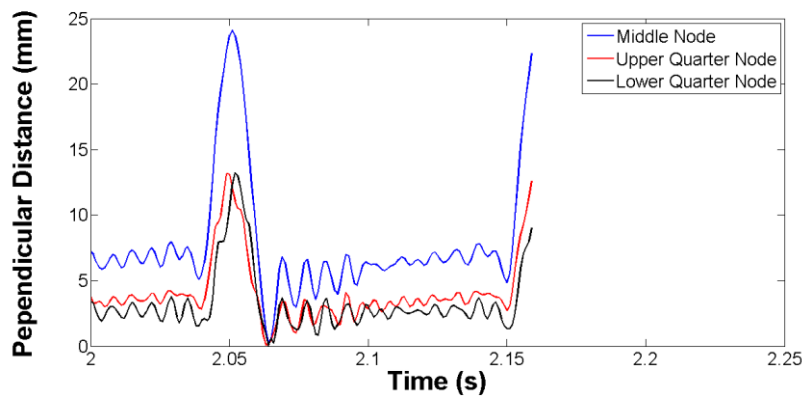
شکل ۱۸: نمودار FFT مربوط به گره یک چهارم پایینی

Fig. 18. FFT graph of perpendicular distance for the lower quarter node



شکل ۱۷: نمودار FFT مربوط به گره یک چهارم بالایی

Fig. 17. FFT graph of perpendicular distance for the upper quarter node

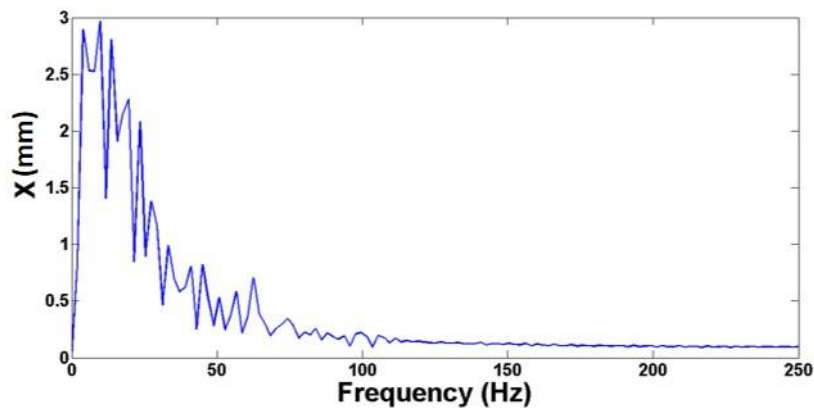


شکل ۱۹: نمودار فاصله‌ی عمودی بر حسب زمان برای گره‌های میانی، یک چهارم بالایی و یک چهارم پایینی

Fig. 19. Perpendicular distance of the middle node, upper quarter node and lower quarter node from the plane of spoke

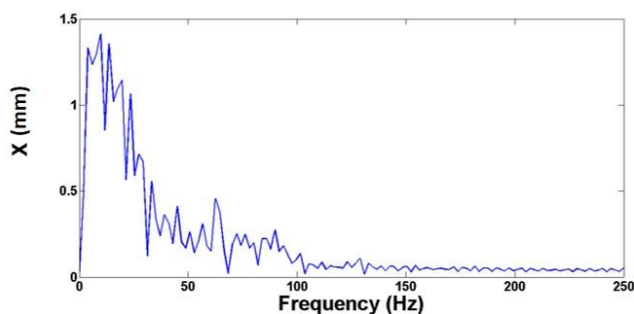
و سوم مقدار بالایی دارد که نسبت به دو پره دیگر بهتر است. بر اساس نتایج گزارش شده و مقایسه‌هایی که صورت گرفت مشاهده می‌شود که تغییرات انحنای تأثیر قابل توجهی روی ارتعاش پره و در نتیجه روی ارتعاش چرخ دارد.

میلی‌متر با فرکانس طبیعی سوم نسبت به فرکانس طبیعی اول کمتر هست که این اختلاف مناسب نیست. چون احتمال یکسان شدن این فرکانس‌ها با فرکانس‌های طبیعی و ایجاد پدیده‌ی تشدید وجود دارد. در پره با انحنای ۴ میلی‌متر این اختلاف با هر دو فرکانس طبیعی دوم



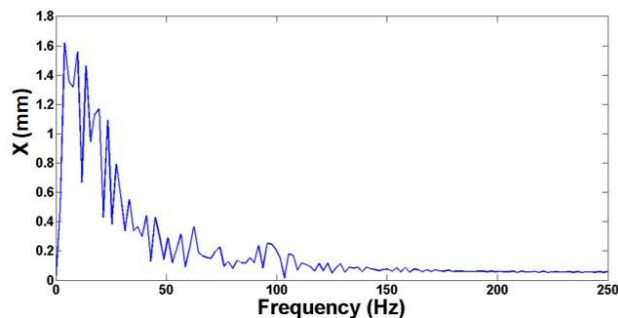
شکل ۲۰: نمودار FFT مربوط به گره میانی

Fig. 20. FFT graph of perpendicular distance for the middle node



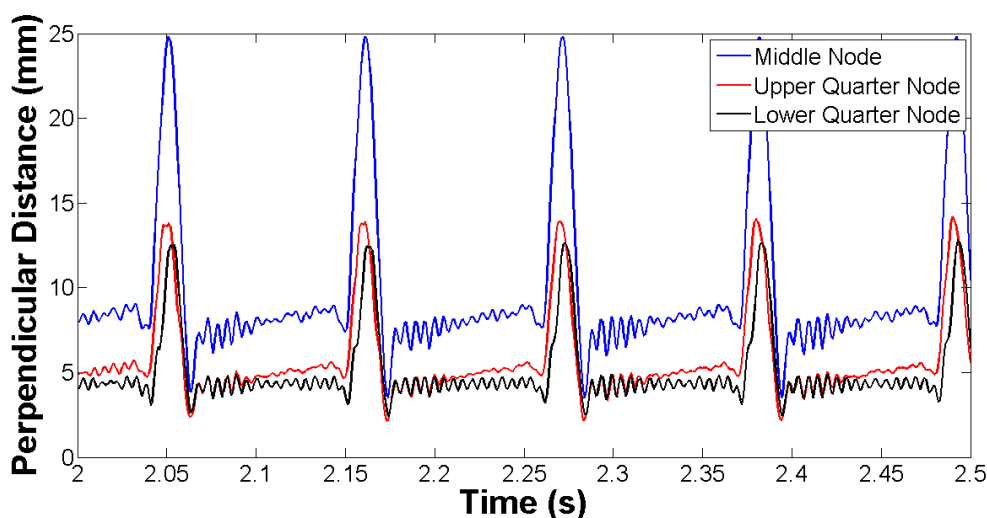
شکل ۲۲: نمودار FFT مربوط به گره یک چهارم پایینی

Fig. 22. FFT graph of perpendicular distance for the lower quarter node



شکل ۲۱: نمودار FFT مربوط به گره یک چهارم بالایی

Fig. 21. FFT graph of perpendicular distance for the upper quarter node



شکل ۲۳: نمودار فاصله‌ی عمودی بر حسب زمان برای گره‌های میانی، یک چهارم بالایی و یک چهارم پایینی

Fig. 23. Perpendicular distance of the middle node, upper quarter node and lower quarter node from the plane of spoke

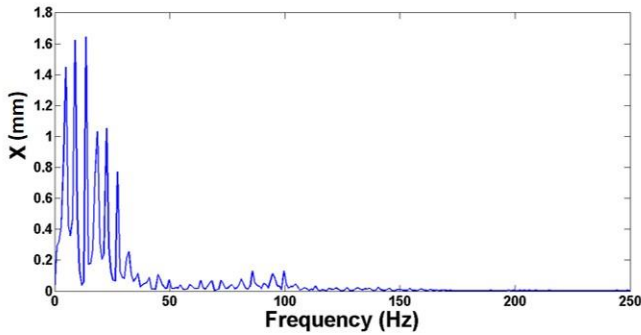
مدل‌سازی شد و مورد آنالیز قرار گرفت. در پژوهش‌های سابق مدل دوبعدی چرخ مورد آنالیز قرار گرفته است اما به دلیل عدم حضور ارتعاشات برون صفحه‌ای در مدل دوبعدی، در پروژه‌ی حاضر کل چرخ به صورت سه بعدی مدل گردید. در این پروژه به مطالعه‌ی سه موضوع مجزا پرداخته شده است: بررسی رفتار چرخ در سرعت ثابت ۶۰ کیلومتر بر ساعت، بررسی تأثیر انحنای پره بر روی ارتعاش چرخ، بررسی رفتار چرخ در سرعت‌های بالاتر از ۸۰ کیلومتر بر ساعت به منظور بررسی رفتار چرخ در سرعت ثابت ۶۰ کیلومتر بر ساعت، فرآیندهای خنک‌سازی بعد از عملیات ریخته‌گری پره و رینگ، اعمال باری برابر با ۳۶۶۵ نیوتون در مرکز چرخ که معادل با یک چهارم وزن ماشین می‌باشد و در نهایت اعمال سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت به مرکز چرخ، به ترتیب در آباکوس/استاندارد شبیه‌سازی شده‌اند. در

۵- دوران با سرعت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت

یکی از مشکلات چرخ بدون باد ارتعاشات زیاد در سرعت‌های بالاتر از ۸۰ کیلومتر بر ساعت می‌باشد. به منظور بررسی این رفتار، چرخ حاضر با سرعت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت به دوران در آمد. در سرعت بالاتر از ۷۰ کیلومتر بر ساعت بعضی از پره‌ها به شدت با هم تداخل پیدا کردند و بعضی از پره‌ها فرم شکل مودها را پیدا کرده‌اند. در واقع فرکانس ارتعاش پره‌ها با فرکانس طبیعی آن‌ها یکسان شده و پدیده‌ی تشدید رخ داده است. در شکل ۲۸ نمای کلی چرخ در سرعت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت نشان داده شده است.

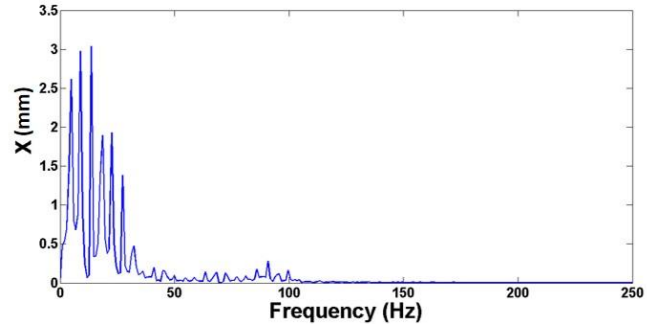
۶- نتیجه‌گیری

در این پروژه مدل سه بعدی چرخ بدون باد در نرم‌افزار آباکوس



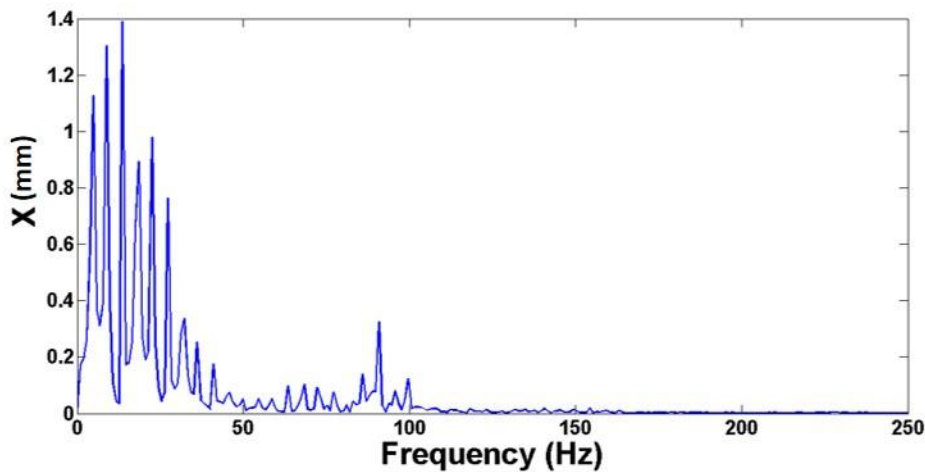
شکل ۲۵: نمودار FFT مربوط به گره یک چهارم بالایی

Fig. 25. FFT graph of perpendicular distance for the upper quarter node



شکل ۲۴: نمودار FFT مربوط به گره میانی

Fig. 24. FFT graph of perpendicular distance for the middle node



شکل ۲۶: نمودار FFT مربوط به گره یک چهارم پایینی

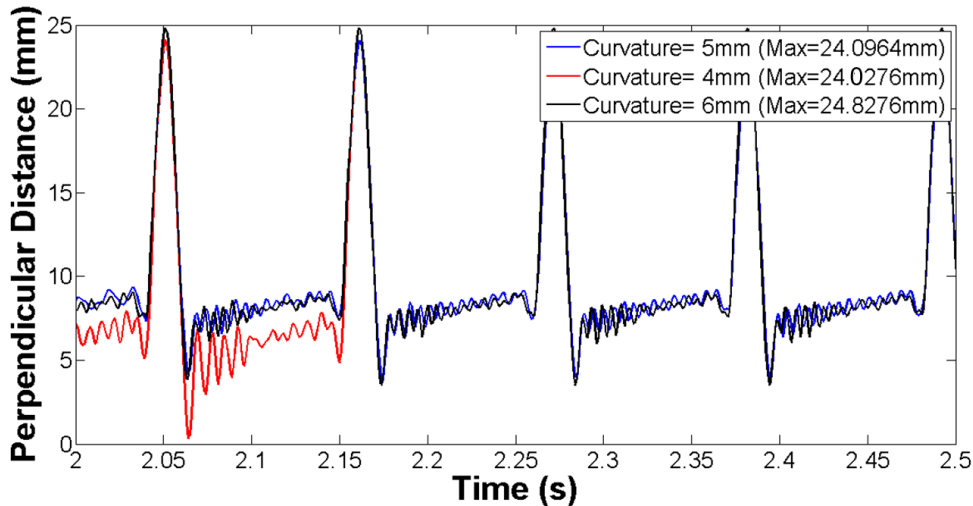
Fig. 26. FFT graph of perpendicular distance for the lower quarter node

مورد آنالیز قرار گرفت. مشاهده شد که چرخ با قطر خارجی ۶۰۲ میلی‌متر، قطر داخلی ۴۰۰ میلی‌متر و ۲۰ جفت پره قادر به تحمل بار ۱۴۶۶۰ نیوتون می‌باشد و با سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت به خوبی حرکت می‌کند.

همانطور که مطرح شد، پارامترهای مختلفی مانند تعداد پره‌ها، ضخامت پره‌ها، انحنای پره‌ها، نحوه‌ی چیدمان پره‌ها و ... روی ارتعاش پره و در نتیجه ارتعاش چرخ تأثیر دارند. در این پروژه به بررسی تأثیر میزان انحنای پره بر روی ارتعاشات پرداخته شده است. بدین منظور دو مدل پره با انحنای ۴ و ۶ میلی‌متر مورد آنالیز قرار گرفتند. مشاهده گردید که در اثر تغییر انحنای پره، دامنه‌ی ارتعاشات و هم فرکانس‌های مربوطه به شدت تغییر کردند.

یکی از مشکلات چرخ بدون باد توپیل دوران در سرعت‌های

بخش خنک‌سازی در اثر تغییر دما و کرنش‌های حرارتی ایجاد شده در رینگ و پره‌ها، تنش‌هایی در این دو بخش ایجاد شد که در ادامه‌ی حل به صورت تنش اولیه بر روی چرخ اعمال گردید. برای ادامه به منظور دقیق‌تر شدن حل، از هندسه‌ی تغییر فرم یافته‌ی رینگ و پره‌ها استفاده شد و بر اساس قطر جدید رینگ، آج طراحی گردید. در بخش اعمال بار، بار عمودی برابر با ۳۶۶۵ نیوتون در مرکز چرخ که معادل با یک چهارم وزن ماشین می‌باشد، اعمال گردید که در اثر اعمال بار مرکز چرخ به اندازه‌ی ۱۳ میلی‌متر در راستای عمودی جابه‌جا شد. بعد از مرحله‌ی اعمال بار سرعت چرخ در مدت زمان یک ثانیه به ۶۰ کیلومتر بر ساعت رسید و به بررسی رفتار ارتعاشاتی چرخ در این سرعت پرداخته شد. بدین منظور، ارتعاشات درون صفحه‌ای پره در مدت زمان ۰/۵ ثانیه که در این مدت چرخ ۴ دور کامل می‌زند،

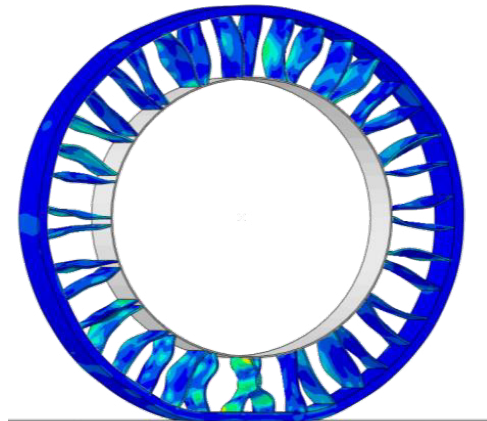


شکل ۲۷: نمودار فاصله‌ی عمودی بر حسب زمان برای گره میانی برای هر سه پره با انحناهای مختلف
Fig. 27. Perpendicular distance of the middle node for three types of spokes

بسیار مناسبی برای مناطق جنگی به منظور کاهش احتمال برخورد تیر با تیر می‌باشد.

فهرست علائم

علائم انگلیسی			
ناورداهای مرتبه اول و دوم	\bar{I}_1 و \bar{I}_2	مربوط به مدول برشی اولیه ماده	C_{ij}
کرنش حجمی کل	J_{el}	مربوط به مدول حجم اولیه ماده	D_i



شکل ۲۸: نمایی از چرخ در سرعت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت
Fig. 28. A view of tire at a speed of 100 km/h

منابع و مراجع

- [1] T.B. Rhyne, S.M. Cron, Development of a non-pneumatic wheel, *Tire Science and Technology*, 34(3) (2006) 150-169.
- [2] A. Narasimhan, A computational method for analysis of material properties of a non-pneumatic tire and their effects on static load deflection, vibration and energy loss from impact rolling over obstacles, Clemson University, 2010.
- [3] M. Barikani, *Polyurethane: Chemistry, Properties, Application, Timing*, Iran Polymer and Petrochemical Research Institute, 2007.
- [4] S.M. Cron, Use of Connectors in ABAQUS/Explicit to Simulate Dynamic Motion Along a Curved Path, in:

بالاتر از ۸۰ کیلومتر بر ساعت. بدین منظور چرخ حاضر با سرعت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت به دوران درآمد. مشاهده گردید که در سرعت بالای ۷۰ کیلومتر بر ساعت پرها به شدت دچار اعوجاج شدند و فرم شکل مودها را به خود گرفته‌اند. در واقع در این حالت فرکانس ارتعاشی پرها با فرکانس طبیعی آن‌ها یکسان شده است که باعث ایجاد پدیده‌ی تشدید می‌شود که این امر اصلاً مناسب نیست. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که چرخ حاضر برای سرعت‌های بالاتر از ۷۰ کیلومتر بر ساعت مناسب نیستند و برای وسایل نقلیه که با سرعت پایین حرکت می‌کنند مناسب هستند.

در تحقیق انجام شده، می‌توان با تغییر در الگوی پرها، تیر با طرح‌ها و عملکردهای متفاوتی تولید کرد. مثلاً طرح لانه زنبوری طرح

- Science and Technology, 38(4) (2010) 246-275.
- [8] S. Bezgam, Design and Analysis of Alternating Spoke Pair Concepts for a Non-Pneumatic Tire with Reduced Vibration at High Speed Rolling, Clemson University.
- [9] M. Ramachandran, S. Bezgam, L.L. Thompson, J.C. Ziegert, T.B. Rhyne, S.M. Cron, On the effects of edge scalloping for collapsible spokes in a non-pneumatic wheel during high speed rolling, in: ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, 2009, pp. 685-697.
- [10] hyperelastic behavior of rubberlike materials, Abaqus 6.14 User Documentation.
- ABAQUS User's Conference, 2004.
- [5] K.k. Manga, Computation Method for Solving Spoke Dynamics on High Speed Rolling Tweel™, Clemson University, 2008.
- [6] M. Ramachandran, Nonlinear Finite Element Analysis of TWEEL Geometric Parameter Modifications on Spoke Dynamics during High Speed Rolling, Maya Ramachandran, Clemson University, 2008.
- [7] W. Rutherford, S. Bezgam, A. Proddaturi, L. Thompson, J.C. Ziegert, T.B. Rhyne, S.M. Cron, Use of orthogonal arrays for efficient evaluation of geometric designs for reducing vibration of a non-pneumatic wheel during high-speed rolling, Tire

