تحلیل استاتیکی و شبیه سازی عددی المان محدود گیربکس سیاره ای ساده دو مرحله ای

لیلا امامی[1]

[1] کارشناس فنی و مهندسی شرکت همگام صنعت ایستا اهواز

emami@hamgamsanat.ir

چکیده

یکی از مهم‌ترین خرابی‌های اکثر ماشین‌ها مربوط به جعبه‌دنده آن می‌باشد که به طور مداوم در حال کار کردن است؛ بنابراین بررسی طول و عمر و عملکرد بهینه جعبه‌دنده‌ها امری مهم محسوب می‌شود. یکی از جعبه‌دنده‌های پرکاربرد، جعبه‌دنده سیاره‌ای می‌باشد. در این مطالعه از روش المان محدود از طریق نرم‌افزار آباکوس در مدل‌سازی و حل تحلیلی یک چرخ‌دنده سیاره‌ای دومرحله‌ای استفاده شد. با استفاده از ۱۰-۱۵، مدل دنده برای تعیین تنش‌ها، کرنش‌ها و تغییر شکل کل مشابه شبیه‌سازی شد.

یافته‌ها نشان داد که هرچه فاکتور ایمنی طراحی بالاتر باشد، تغییر شکل‌های تنش - کرنش کمتر است که نشان‌دهنده طول عمر و عملکرد بهینه سیستم دنده است. مشاهده شد که افزایش نیروهای تماسی بین دندانه‌های چرخ‌دنده مشبک ممکن است باعث تغییر شکل‌های الاستیک بزرگ‌تر، افزایش تغییر شکل خمشی دندانه و همچنین واکنش بزرگ‌تر روی دندانه‌های چرخ‌دنده شود، درحالی‌که تغییر مداوم سفتی مش دنده با زمان می‌تواند منجر به ارتعاش و نویز بیش از حد شود.

واژه‌های کلیدی

جعبه‌دنده سیاره‌ای، شبیه‌سازی عددی، المان محدود

مقدمه

چرخ‌دنده‌های سیاره‌ای، با وجود ظرفیت‌ها و درجه‌بندی‌های مختلف، یکی از پرکاربردترین اجزای مکانیکی هستند که متشکل از چندین قطعه هستند.

کاربردهای صنعتی جعبه‌دنده سیاره‌ای به دلیل راندمان بالاتر، گشتاور بالا، نسبت دنده‌های امکان‌پذیر بالاتر، فشردگی، وزن سبک و ظرفیت باربری بالا، نقش حیاتی در چندین کاربرد مکانیکی مانند پیچ‌گوشتی‌های برقی، گیربکس اتوماتیک در وسایل نقلیه و توربین بادی ایفا می‌کند.

جان و همکاران [۲] یک مدل دینامیکی برای جعبه‌دنده توربین بادی ایجاد کرده و تأثیر انعطاف‌پذیری سازه‌ای را بر روی رفتار سیستم تحلیل و بررسی کردند. کومار و همکارن [۳] یک مدل-سازی کوپل الکترومکانیکی یکپارچه از یک جعبه‌دنده تک مرحله‌ای با در نظر گرفتن ترک در پای دندانه را با رویکرد لاگرانژ انجام و تاثیر ترک بر رفتار دینامیکی سیستم را در این پژوهش مورد بررسی قرار دادند. لو و همکاران [۴] پژوهشی در مورد رفتار دینامیکی کوپل جعبه‌دنده‌های چند مرحله‌ای و موتور الکتریکی انجام دادند. در این روش از مدل استاتیکی برای استخراج پارامترهای مدل دینامیکی استفاده شده و مشخص شد که درجه آزادی سیستم را می‌توان با رفتار دینامیکی سیستم گیربکس کوپل شده مطالعه نمود. حسینی اصل و فشارکی [۵] یک روش بهینه‌سازی قدرتمند برای طراحی ابعادی حداقل جعبه‌دنده پیشنهاد دادند. کیم و همکاران [۶] مدل دینامیکی یک مجموعه چرخدنده سیاره‌ای را با زاویه فشار و نسبت تماس به عنوان متغیرهای زمانی پیشنهاد دادند.

خسروی [۷] به بررسی پارامترها و متغیرهای مختلف فرایند طراحی پارامتری چرخدنده های ساده برای مدل سازی پرداخت. هوانگ و همکاران [۸] دینامیک چرخدنده سیاره ای تک مرحله ای را با کمک روش المان محدود تحقیق کردند. کیم و همکاران [۹] دینامیک غیر خطی چرخدنده سیاره ای را با در نظر گرفتن زاویه های فشار و ضرایب تماس متغیر با زمان بررسی کردند. ثقفی و همکاران [۱۰] یک سیستم کنترل فعال ارتعاشات چرخدنده - یاتاقان را پیشنهاد دادند و سعی در به حداقل رساندن اثرات نا مطلوب اغتشاشات و پارامترهای طراحی ناخواسته بر ارتعاشات سیستم داشتند. سان و همکاران [۱۱] ارتعاشات سیستم سیاره ای چند مرحله ای را پژوهش کردند. شاکری و همکاران [۱۲] بررسی دینامیک غیر خطی و بهینه سازی عملکرد سیستم سیاره ای تک مرحله ای را انجام دادند. ثقفی و فرشیدیان فر [۱۳] به بررسی کنترل و حذف رفتار آشوبی از طریق آنالیز تحلیلی ملنیکوف پرداختند. لی و همکاران [۱۴] با مدل سازی غیر خطی سیستم سیاره ای، تاثیر ترک و شکاف های موجود در حمل کننده سیاره را بر روی رفتار دینامیکی چرخدنده سیاره ای تحقیق و پژوهش کردند. بیائوی و همکاران [۱۵] رفتار دینامیکی سیستم چرخدنده موجود در یک توربین بادی را بررسی کردند. ژیانگ و همکاران [۱۶] دینامیک غیر خطی یک جفت چرخدنده ساده را با در نظر گرفتن متغیر بودن سختی بین چرخدنده ها با زمان پژوهش کردند.

مواد و روش‌ها

اصل عملکرد چرخ‌دنده سیاره‌ای به‌گونه‌ای است که چرخ‌دنده‌های سیاره و خورشیدی با هم هماهنگ می‌شوند تا اجازه دهند دایره‌های پیچش آن‌ها بدون لغزش بچرخند. در طی این فرایند، یک تعامل بین سیاره‌ها، حلقه دنده (که به چارچوب اینرسی متحرک متصل شده) و دنده خورشیدی (که به چارچوب مرجع محدود شده ولی اجازه چرخش دارد) وجود دارد. فولاد سازه‌ای (فولاد کربنی S45C که حاوی حدود ۰/۴۵ درصد کربن است) به‌دلیل نسبت مقاومت بالا به وزن و انعطاف‌پذیری، به عنوان مواد چرخدنده انتخاب شده که در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱: خواص ماده چرخدنده سیاره ای

خواص	مقدار
چگالی (kg/m^3)	۷۸۵۰
مدول یانگ (Pa)	۲×۱۰^{۱۱}
ضریب پواسون	۰/۳
استحکام کششی (Pa)	۴۶×۱۰^{۷}
استحکام فشاری (Pa)	۲۵×۱۰^{۷}

بدون توجه به تلفات روی شفت سرعت و گشتاور خروجی مرحله اول با سرعت ورودی و گشتاور مرحله دوم برابر در نظر گرفته شده است. نیروهای مدنظر در تجزیه و تحلیل به شرح زیر می‌باشد:

- یک گشتاور چرخشی ثابت ۱۳۵ نیوتن - متر
- یک سرعت زاویه‌ای ثابت ۱۲۰ دور بر دقیقه به شافت ورودی اعمال شد.

نسبت دنده چرخ‌دنده سیاره‌ای مطابق رابطه زیر می‌باشد:

$$\frac{n_{Hss}}{n_{Lss}} = 1 + \frac{D_{Ring}}{D_{Sun}} \quad (۱)$$

که n_{Hss} سرعت چرخشی شفت خروجی، n_{Lss} سرعت شفت ورودی، D_{Ring} قطر گام رینگ یا تعداد دندانه های آن و D_{Sun} قطر گام چرخدنده خورشیدی می باشد.

نرخ سرعت چرخ‌دنده سیاره‌ای به‌صورت رابطه زیر بیان می‌شود.

$$mv = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \pm\frac{r_{in}}{r_{out}} \quad (۲)$$

در رابطه فوق ω_{out} و r_{out} به ترتیب سرعت و شعاع چرخدنده خروجی و ω_{in} و r_{in} به ترتیب سرعت و شعاع چرخدنده ورودی می باشد.

نسبت گشتاور نیز به‌صورت رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$ma = \frac{1}{mv} = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} = \pm\frac{r_{out}}{r_{in}} \quad (۳)$$

بر اساس سرعت و توان، نیروی مماسی وارد بر چرخدنده را می‌توان به‌صورت زیر محاسبه نمود:

$$F_t = \frac{P}{V_{pitch}} \quad (۴)$$

تنش خمشی وارد بر دندانه چرخدنده با عرض b و ارتفاع h را می‌توان به‌صورت معادله زیر بیان کرد.

$$\sigma_b = \frac{6M}{bh^2} \quad (۵)$$

در معادله فوق M ممان بر اساس نیروی F_b در طول L می‌باشد.

$$\sigma_b = \frac{F_b}{b}\frac{6L}{h^2} \quad (۶)$$

با استفاده از رابطه لویس می‌توان تنش خمشی وارده بر دندانه چرخدنده را تخمین زد. در این مورد، رابطه لویس دندانه چرخدنده را مانند یک تیر ساده یک سر گیردار مدل می‌کند.

$$\sigma_b = \frac{WtPd}{FY} = \frac{Wt\pi}{mFY} \quad (۷)$$

که W_t نیروی مماسی، Pd گام قطری، F عرض، Y ضریب فاکتور لویس و m مدول است.

ثابت فنر مؤثر k_g به‌صورت رابطه زیر بیان می‌شود.

$$k_g = \frac{b}{9}\frac{E_1E_2}{E_1+E_2} \quad (۸)$$

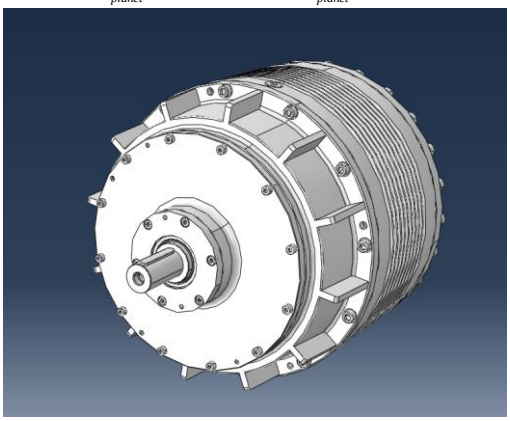
که E_1 و E_2 مدول الاستیسیته چرخدنده ها می باشند.

معادله حرکت چرخدنده سیاره‌ای به‌صورت زیر به دست می‌آید:

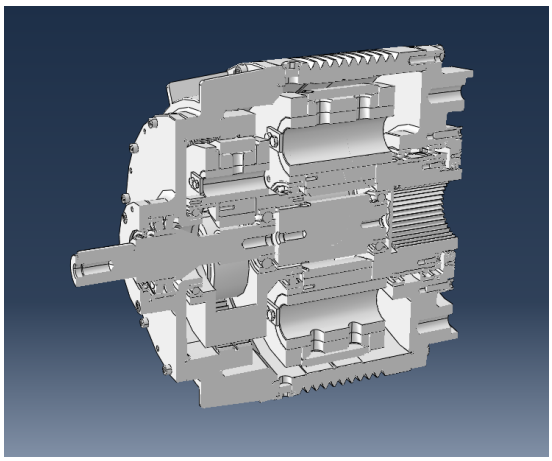
$$(2+\frac{N_{sun}}{N_{planet}})\omega_{annulus} + \frac{N_{sun}}{N_{planet}}\omega_{sun} - 2(1+\frac{N_{sun}}{N_{planet}})\omega_{annulus} = 0 \quad (۹)$$

که ω_{sun}، $\omega_{annulus}$ و ω_{planet} به ترتیب سرعت های زاویه ای چرخدنده سیاره ای هستند. با تبدیل سرعت زاویه ای به دور بر دقیقه (RPM):

$$(2+\frac{N_{sun}}{N_{planet}})RPM_{annulus} + \frac{N_{sun}}{N_{planet}}RPM_{sun} - 2*(1+\frac{N_{sun}}{N_{planet}})RPM_{annulus} = 0 \quad (۱۰)$$

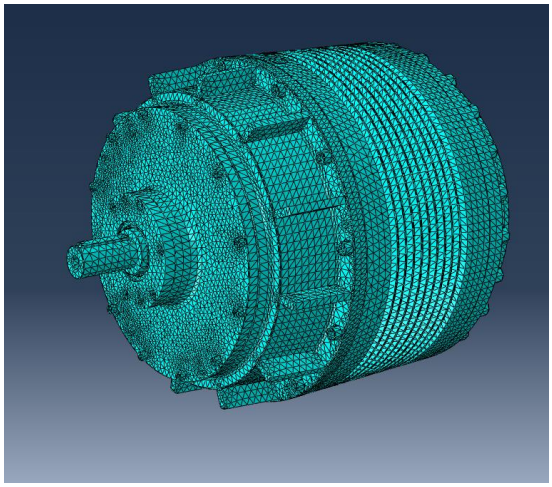


شکل ۱: مدل سه‌بعدی جعبه‌دنده در نرم‌افزار آباکوس



شکل ۲: نمای برش خورده جعبه‌دنده در نرم افزار آباکوس

شکل ۳ مش‌بندی جعبه‌دنده را نشان می‌دهد که از المان C3D4 (چهار گره‌ای مثلثی) بهره گرفته شده است.

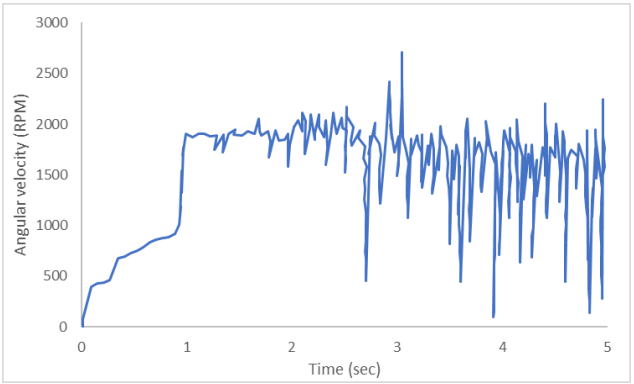


شکل ۳: مش‌بندی جعبه‌دنده در نرم‌افزار آباکوس

نتایج

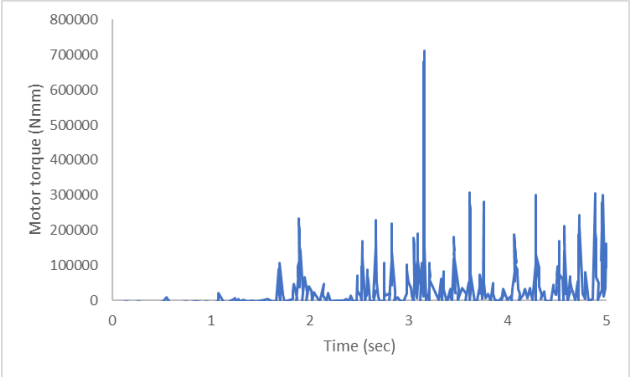
به‌منظور بررسی جعبه‌دنده سیاره‌ای دومرحله‌ای، نیرو و گشتاور وارده و همچنین تنش وارده بر جعبه‌دنده مورد بررسی قرار گرفت.

در شکل ۴ سرعت زاویه‌ای در شفت ورودی مرحله دوم بر حسب زمان ترسیم شد.

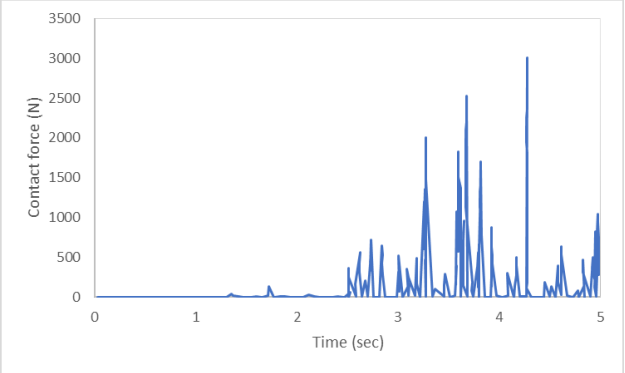


شکل ۴: نمودار سرعت زاویه‌ای بر حسب زمان

نمودار شکل ۴ نشان می دهد که در سرعت چرخش پایین و توالی زمانی کم، افزایش سرعت زاویه ای از ۰-۲۰۰۰ دور بر دقیقه در توالی زمانی ۰-۱ ثانیه مشاهده شد. با افزایش زمان تجزیه و تحلیل، تغییرات سرعت زاویه‌ای به صورت سینوسی می‌شود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که سرعت زاویه ای در صورت کارکرد با سرعت های بسیار بالا می تواند بر عملکرد چرخدنده تاثیر بگذارد..



شکل ۵: نمودار گشتاور موتور بر حسب زمان



شکل ۶: نمودار نیروی تماسی بین چرخدنده خورشیدی و سیاره‌ای بر حسب زمان

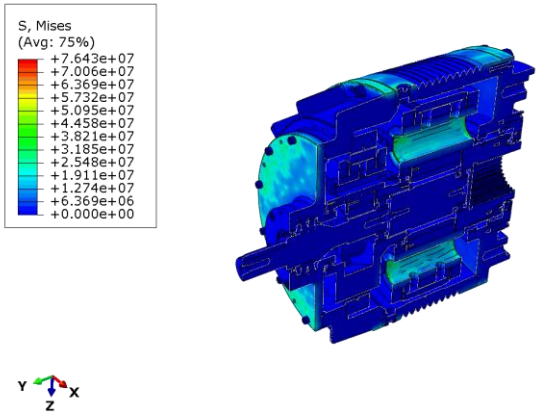
شکل ۴ نمودار گشتاور ورودی اعمال شده از جانب موتور را نشان می‌دهد. به طور کلی، گشتاور نیروی محرکه‌ای است که توسط شفت خروجی چرخ دنده سیاره‌ای یا نیروی اعمال شده توسط شفت خروجی در طول چرخش تولید می‌شود و بسته به نسبت دنده افزایش می‌یابد.

همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود با افزایش زمان، میزان گشتاور اعمال شده با توجه به افزایش سرعت، افزایش می‌یابد. از نظر عملی، بین گشتاور موتور و سرعت خروجی جعبه دنده رابطه وجود دارد، زیرا افزایش سرعت خروجی می‌تواند تکانه بیشتری بر روی محور چرخان اعمال کند.

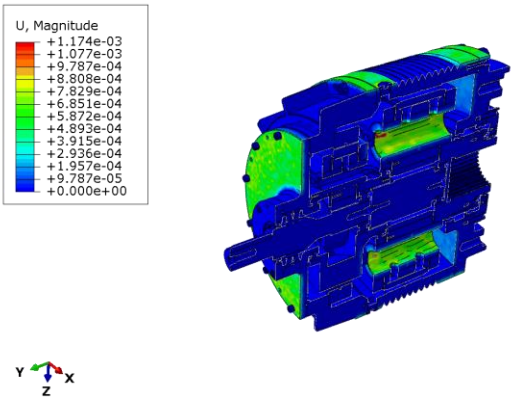
همان‌طور که در شکل ۶ نشان داده شده است، نیروی تماس بین دندانه‌های چرخدنده در هر لحظه از چرخش چرخدنده تغییر می‌کند. بررسی انجام شده توسط دو و همکاران [۱۷] نشان داد که با افزایش نیروی تماس به حدود ۲۰۰ نیوتن تا ۴۰۰ نیوتن، منجر به انحنای الاستیک بزرگتر، افزایش انحنای دندانه و افزایش فاصله بین دندانه‌های چرخدنده‌ها می‌شود.

به‌طوری‌که بررسی نشان داد که انحنای الاستیک بر روی نسبت انتقال دنده و دقت انتقال تأثیر می‌گذارد، نوسانات نیروی تماس که همچنین مشاهده شد، ناشی از تغییر تعداد دندانه‌های تعاملی در حین تماس با یک‌دیگر هستند که نشان‌دهنده آن است که نیروی تماس بیشتر نیز سبب نوسان بیشتر می‌شود. نیروی تماس ۱۰۰ نیوتن به عنوان تأثیر

کم مدنظر بود در حالی که مشاهده شد که نیروی تماس ۲۰ نیوتن تأثیر بسیار کمی بر روی دندانه چرخدنده دارد.



شکل ۷: کانتور تنش وان میسز وارد بر جعبه‌دنده



شکل ۸: کانتور جابجایی جعبه‌دنده

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این مطالعه، یک سیستم جعبه‌دنده سیاره‌ای دومرحله‌ای مدل‌سازی و تجزیه و تحلیل شده است تا عملکرد در حال کار آن را تعیین کند. تجزیه و تحلیل شامل حالت‌های خرابی مانند تنش معادل، کرنش و تغییر کلی نشان داد که انتخاب یک ضریب ایمنی بالا، به عنوان مثال ۱۰ یا بیشتر، می‌تواند به طور قابل توجهی اثرات خرابی فوق‌الذکر را کاهش دهد و کارایی عملیاتی و عمر خدماتی را بهینه‌سازی کند، اما با هزینه تولید. همچنین مشخص شد که نیروهای تماس بیشتر در طول دندانه‌های چرخدنده می‌توانند تنش‌ها و انحناهایی را ایجاد کنند که در نهایت منجر به خرابی دندانه و یا کاهش نسبت انتقال/گشتاور گردد. علاوه بر این، سختی چرخدنده‌های سیاره‌ای باید در سطح پایینی با استفاده از روغن‌کاری مناسب حفظ شود تا نیروهای تماس را کاهش داده و اجازه دهد چرخدنده‌ها به راحتی با یکدیگر در تماس باشند.

مراجع و منابع

[1] Author, A., Author, B., and Author, C., 1994. “Article Title”. *Journal Name*, 1(5), May, pp. 1–3.

[2] Jan, H., Heirman, G., Vandepitte, D., Desmet, W., 2008. “The influence of flexibility within multibody modeling of multi-megawatt wind turbine gearboxes”, Proceeding of the ICNV, 4, pp. 2045-2072.

[3] Kumar, V., Rai, A., Mukherjee, S., & Sarangi, S., 2021. “A Lagrangian approach for the electromechanical model of single-stage spur gear with tooth root cracks”. Engineering Failure Analysis, 129, pp. 105662.

[4] Lu, W., Zhang, Y., Cheng, H., Zhou, Y., Lv, H., 2020. “Research on dynamic behavior of multistage gears-bearings and box coupling system”. Measurement, 150(3), pp. 107096.

[5] Hosseiniasl, M., Jafari Fesharaki, J., 2018. “A Heuristic Approach for Optimization of Gearbox Dimension”. Journal of Modern Processes in Manufacturing and Production, 7(2), pp. 17-39.

[6] Kim, W., Lee, J. Y., Chung, J., 2012. “Dynamic analysis for a planetary gear with time-varying pressure angles and contact ratios”. Journal of Sound and Vibration, 331(4), pp. 883-901.

[7] Khosravi, A., 2008. “Parametric design and manufacturing of precision forging dies of idler gear of peugeot 405 using cad/cam”. Modares Mechanical Engineering, 8(1), pp. 115-127.

[8] Huang, K. J., Zhang, S. R., Tseng, J. T., 2009. “Dynamic analysis of single-stage planetary gearings by the FE approach”. Chung Hua Journal of Science and Engineering, 7(2), pp. 27-33.

[9] Kim, W., Lee, J. Y., Chung, J., 2012. “Dynamic analysis for a planetary gear with time-varying pressure angles and contact ratios”. Journal of Sound and Vibration, 331(4), pp. 883-901.

[10] Farshidianfar, A., Saghafi, A., Akbari, A. A., 2014. “Vibration control of gear-bearing dynamic system”. Modares Mechanical Engineering, 14(6), pp. 135-143.

[11] Sun, W., Ding, X., Wei, J., Hu, X., Wang, Q., 2014. “An analyzing method of coupled modes in multi-stage planetary gear system”. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 15, pp. 2357-2366.

[12] Shakeri Aski, F., Mirparizi, M., Sheykh Samani, F., Hajabasi, M.A., 2014. Vibration behavior optimization of planetary gear sets”. Propulsion and Power Research, 3(4), pp.196-206.

[13] Saghafi, A., Farshidianfar, A., 2015. “Bifurcation and chaos control in a gear transmission system”. Modares Mechanical Engineering, 14(14).

[14] Fan, L., Wang, S., Wang, X., Han, F. Lyu, H., 2016. “Nonlinear dynamic modeling of a helicopter planetary gear train for carrier plate crack fault diagnosis”. Chinese Journal of Aeronautics, 29(3), pp.675-687.

[15] Beyaoui, M., Tounsi, M., Abboudi, K., Feki, N., Walha, L., & Haddar, M. 2016. “Dynamic behaviour of a wind turbine gear system with uncertainties”. Comptes Rendus Mecanique, 344(6), pp. 375-387.

[16] Xiang, L., Jia, Y., & Hu, A., 2016. “Bifurcation and chaos analysis for multi-freedom gear-bearing system with time-varying stiffness”. Applied Mathematical Modelling, 40(23-24), pp. 10506-10520.

[17] Do, T. P., Ziegler, P., Eberhard, P. 2017. “Simulation of contact forces and contact characteristics during meshing of elastic beveloid gears”. Computer assisted methods in engineering and science, 21(2), pp. 91-111.