

شبیه سازی گیربکس جهت مطالعه رفتار ارتعاشی در شرایط کاری مختلف

مصطفی معطری^ا، حسام الدین ارغند^{ب*}، علی اکبر پیرمحمدی^ب

^ا ایران، زنجان، بلوار دانشگاه، دانشگاه زنجان، دانشکده مهندسی، کد پستی ۴۵۳۷۱۳۸۷۹۱، دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک.

^ب ایران، زنجان، بلوار دانشگاه، دانشگاه زنجان، دانشکده مهندسی، کد پستی ۴۵۳۷۱۳۸۷۹۱، استادیار گروه مهندسی مکانیک.

* پست الکترونیکی نویسنده مسئول: arghand@znu.ac.ir

چکیده

تحلیل پاسخ ارتعاشی یک گیربکس، معیاری کلیدی در پایش عملکرد آن می باشد. پژوهش حاضر به بررسی عملکرد یک گیربکس تحت شرایط کاری مختلف می پردازد. اثر تغییر در پارامترهای ورودی از قبیل گشتاور و سرعت زاویه ای در ورودی گیربکس روی پاسخ ارتعاشی آن بررسی می گردد. جهت دستیابی به این هدف، یک مدل دینامیکی با ۶ درجه آزادی از یک گیربکس با دو چرخنده ساده توسعه داده شده است. سفتی درگیری دندانه متغیر با زمان به عنوان عامل اثرگذار در مشاهده فرکانس درگیری در نظر گرفته شده است. سفتی درگیری دندانه های چرخنده تابعی غیرخطی و پله ای بوده که در حالت درگیری تک جفت دندانه و دو جفت دندانه مدلسازی گردیده است. به منظور استفاده از سفتی درگیری بین دندانه ها از تقریب فوریه گسسته استفاده شده است. در ادامه، با استفاده از روش رانگ-کوتا دستگاه معادلات دینامیکی در فضای حالت بصورت عددی حل شده است. نتایج پژوهش حاضر نشان می دهد که تغییر در شرایط عملکردی گیربکس باعث تغییر دامنه سیگنال ارتعاشی و ویژگی های آن می گردد.

کلمات کلیدی: ارتعاشات گیربکس ساده؛ درگیری دندانه ها؛ مدلسازی دینامیکی؛ تغییر شرایط کاری.

مقدمه

در صنایع مختلف، گیربکس به عنوان یک تجهیز انتقال قدرت، جایگاه ویژه‌ای دارد. این تجهیزات نقش مهمی را در انتقال سرعت و گشتاور ایفا می‌کنند. طی سال‌های گذشته با توسعه تکنولوژی ساخت و افزایش دقت در انتقال قدرت گیربکس، این تجهیزات در صنایع حساس از جمله صنایع هوافضا، نظامی، حمل و نقل و غیره کاربرد گسترده‌تری پیدا کرده‌اند [۱]. در بسیاری از محیط‌های صنعتی، گیربکس‌ها در شرایط کاری خشن^۱ مورد استفاده قرار می‌گیرند. تغییرات شرایط عملکردی گیربکس مانند تغییرات سرعت با زمان و نوسانات بار روی عملکرد و سلامت گیربکس به ویژه دندانه‌های چرخنده‌ها اثر گذاشته و موجب تغییر در توزیع داده‌های ارتعاشی می‌شود. این موضوع فرآیندهای عیب‌یابی به کمک تحلیل سیگنال‌های ارتعاشی را هم تحت تأثیر قرار می‌دهد. این عوامل لزوم پایش و بررسی اثر این تغییرات را بیش از گذشته آشکار می‌سازد [۲]. تبدیل فوریه گسسته روشی مؤثر در تقریب منحنی سفتی درگیری دندانه بوده و بارها توسط پژوهشگران پیشین از آن استفاده شده است. زاجیچک و همکاران [۳] از تبدیل فوریه جهت تقریب سفتی درگیری یک جفت چرخنده ساده کرد و یک مدل خطی از معادلات دینامیکی چرخنده‌ها ایجاد نمود. او در ادامه به مقایسه میزان دقت تقریب فوریه بر حسب تعداد جملات در نظر گرفته پرداخت. دای و همکاران [۴] به مدلسازی دینامیکی سیستم کوپل گیربکس و بلبرینگ پرداختند. آن‌ها با در نظر گرفتن عیب در رینگ خارجی بلبرینگ و دندانه چرخنده به بررسی اثر این عیب روی سفتی درگیری چرخنده‌ها پرداختند و نشان دادند که وقوع عیب در یکی از این اجزا بر روی عملکرد و پاسخ ارتعاشی جزء دیگر اثر می‌گذارد. در ابتدا آن‌ها نشان دادند که وقوع عیب در دندانه چرخنده باعث ایجاد دو مشکل می‌گردد که یکی ظهور ضربه‌های متناوب در طول درگیری دندانه‌ها است و دیگری ایجاد نامیزانی در محور چرخنده‌ها شده و در نتیجه ایجاد جابجایی غلتک‌های بلبرینگ‌ها از مسیر خود می‌گردد. آن‌ها نشان دادند که در پاسخ ارتعاشی چرخنده حتی در صورت سلامت بلبرینگ، فرکانس‌های جابجایی غلتک‌های بلبرینگ هم مشاهده می‌گردد. هو و همکاران [۵] جهت تحلیل ارتعاشات و تشخیص عیب یک گیربکس و بلبرینگ در شرایط کاری مختلف، به جمع‌آوری و سپس ارائه‌ی داده‌های ارتعاشی پرداختند. علاوه بر خرابی‌های منفرد، شش حالت ترکیب خرابی بلبرینگ-گیربکس را نیز شامل می‌شود که شرایط واقعی‌تر صنعتی را شبیه‌سازی می‌کند. شمیت و همکاران [۶] به بررسی پاسخ ارتعاشی یک گیربکس تحت شرایط کاری مختلف پرداختند. آن‌ها نشان دادند که تغییرات شرایط کاری باعث تغییر ویژگی‌های سیگنال ارتعاشی می‌شود، به این معنی که محتوای فرکانسی سیگنال تغییر می‌کند و این موضوع فرآیند تشخیص خرابی به کمک ویژگی‌های سیگنال را با مشکل مواجه می‌کند. آن‌ها ثابت کردند که تغییر شرایط عملکردی گیربکس باعث افزایش شدت نویز در سیگنال می‌شود و تشخیص فرکانس‌های آسیب در سیگنال دشوارتر می‌گردد.

در پژوهش حاضر، تأثیر تغییر در شرایط عملکردی یک گیربکس ساده در پاسخ ارتعاشی آن بررسی می‌گردد. سفتی درگیری دندانه‌های چرخنده در حالت دندانه اینولوت کامل محاسبه شده و به منظور افزایش دقت در پاسخ ارتعاشی، در معادلات دینامیکی وارد می‌گردد. تغییرات سفتی درگیری غیرخطی بوده و روش انرژی پتانسیل یکی از روش‌های رایج و دقیق در محاسبه‌ی آن می‌باشد. به منظور اعمال سفتی درگیری در معادلات دینامیکی حرکت، از تقریب فوریه با دقت ده جمله اول استفاده می‌گردد.

محاسبه سفتی درگیری یک جفت چرخنده ساده

سفتی درگیری در دندانه‌های یک جفت چرخنده تابعی متناوب و غیرخطی بوده و از طریق انرژی پتانسیل قابل محاسبه است. در روش مذکور، دندانه چرخنده بصورت یک تیر یکسرگیردار با مقطعی متغیر است و انرژی پتانسیل کل در آن بصورت مجموع انرژی پتانسیل فشاری محوری، خمشی، برشی و هرتز^۲ مطابق رابطه‌ی (۱) تعریف می‌شود. مطابق رابطه‌ی (۲) هر یک از مؤلفه‌های انرژی با نیروی کلی که در محل تماس دندانه‌ها عمل می‌کند رابطه‌ای مستقیم دارد [۷].

$$U = \frac{F^2}{2K} = U_h + U_{b1} + U_{s1} + U_{a1} + U_{b2} + U_{s2} + U_{a2} \quad (1)$$

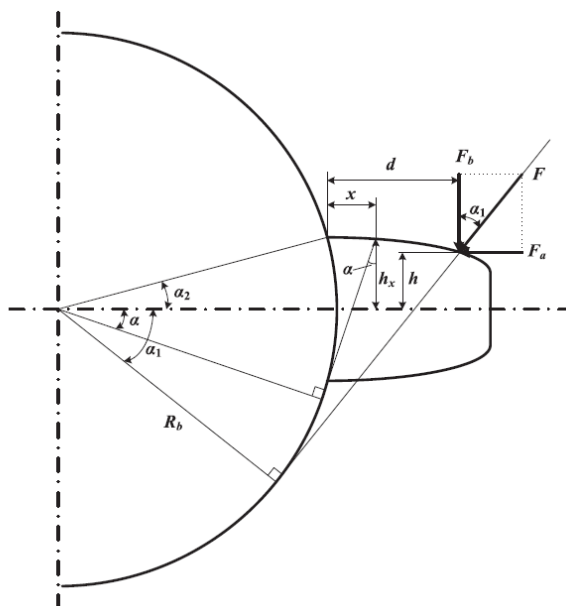
^۱ Harsh operating condition

^۲ Hertzian energy

$$U_h = \frac{F^2}{2K_h}, U_b = \frac{F^2}{2K_b}, U_s = \frac{F^2}{2K_s}, U_a = \frac{F^2}{2K_a} \quad (2)$$

که F نیروی کل عمل کننده در محل تماس دندانها، U انرژی پتانسیل کل، K سفتی درگیری، U_{a1} و U_{a2} انرژی پتانسیل فشاری محوری مربوط به پینیون و چرخدنده، U_{b1} و U_{b2} انرژی پتانسیل خمشی مربوط به پینیون و چرخدنده، U_{s1} و U_{s2} انرژی پتانسیل برشی مربوط به پینیون و چرخدنده و U_h انرژی پتانسیل تنش هرتز است.

شکل (۱) مدل دندان چرخدنده را نشان می‌دهد و با توجه به این شکل زاویه α_1 ، که بیانگر جهت اعمال نیروی تماسی است، در هر لحظه از تماس دو دندان تغییر می‌کند. در اینجا شعاع دایره مبنا در چرخدنده است.



شکل ۱. مدل دندان چرخدنده ساده [۷].

با توجه به هندسه دندان چرخدنده روابط زیر به دست می‌آید:

$$F_b = F \cos \alpha_1 \quad (3)$$

$$F_a = F \sin \alpha_1 \quad (4)$$

$$M = F_b(d - x) - F_a h \quad (5)$$

$$h = R_b [(\alpha_1 + \alpha_2) \cos \alpha_1 - \sin \alpha_1] \quad (6)$$

در اینجا α_1 بیانگر زاویه اعمال نیرو بر دندان نسبت به خط قائم و α_2 زاویه ریشه دندان است. بر طبق تئوری تیرها، انرژی پتانسیل ذخیره شده در دندان چرخدنده از روابط زیر به دست می‌آید:

$$U_b = \int_0^d \frac{M^2}{2EI_x} dx, U_s = \int_0^d \frac{1.2F_b^2}{2GA_x} dx, U_a = \int_0^d \frac{F_a^2}{2EA_x} dx \quad (7)$$

در اینجا E مدول الاستیسیته، G مدول برشی، A_x سطح مقطع دندان و x فاصله از ریشه دندان است. با جایگذاری رابطه (۶) در رابطه (۵) و سپس جایگذاری روابط (۳) تا (۵) در روابط (۷) مؤلفه‌های سفتی درگیری دندان بصورت زیر تعیین می‌شوند [۷]:

$$\frac{1}{K_b} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{3 \{1 + \cos \alpha_1 [(\alpha_2 - \alpha) \sin \alpha - \cos \alpha]\}^2 (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha}{2EL [\sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]^3} d\alpha \quad (8)$$

$$\frac{1}{K_s} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{1.2(1 + \nu)(\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha \cos^2 \alpha_1}{EL [\sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]} d\alpha \quad (9)$$

$$\frac{1}{K_a} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{(\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha \sin^2 \alpha_1}{2EL [\sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]} d\alpha \quad (10)$$

$$K_h = \frac{\pi EL}{4(1-\nu^2)} \quad (11)$$

در نهایت پس از محاسبه مؤلفه‌های سفتی، سفتی درگیری کل دندان به توسط رابطه (۱۲) محاسبه می‌شود:

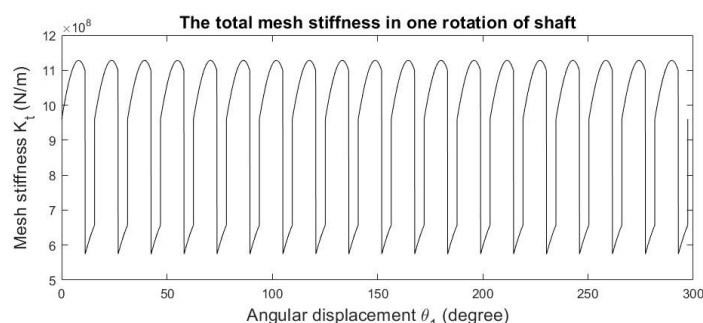
$$\frac{1}{K} = \sum_{j=1}^2 \frac{1}{\left[\frac{1}{K_{h,j}} + \sum_{i=p,g} \left(\frac{1}{K_{si,j}} + \frac{1}{K_{bi,j}} + \frac{1}{K_{ai,j}} \right) \right]} \quad (12)$$

مشخصات پینیون و چرخنده مورد مطالعه مطابق جدول (۱) است.

جدول ۱. پارامترهای اصلی مدل دینامیکی سیستم گیربکس ساده [۴]

پارامترها	مقادیر
تعداد دندانه‌های پینیون	۲۳
تعداد دندانه‌های چرخنده	۸۱
جرم پینیون و چرخنده (کیلوگرم)	۰/۹۶ و ۲/۸۸
گشتاور اینرسی پینیون (کیلوگرم*مترمربع)	$4/365 \times 10^{-4}$
گشتاور اینرسی چرخنده (کیلوگرم*مترمربع)	$8/362 \times 10^{-4}$
سفتی پیچشی محور ورودی و خروجی	$4/4 \times 10^5$
دمپینگ پیچشی محور ورودی و خروجی (نیوتن*متر*ثانیه/رادیان)	5×10^5
فرکانس محور ورودی (هرتز)	۳۰
مدول الاستیسیته (گیگاپاسکال)	۲۰۶
نسبت پواسون	۰/۳
زاویه فشار (درجه)	۲۰
سفتی بلبرینگ در مرکز پینیون و چرخنده (نیوتن/متر)	$6/56 \times 10^7$
دمپینگ بلبرینگ در مرکز پینیون و چرخنده (نیوتن*ثانیه/متر)	$1/8 \times 10^5$
گشتاور بار (نیوتن*متر)	۶۰

منحنی سفتی متناوب درگیری بین دندانه‌ها در یک دور چرخش محور در شکل (۲) آمده است.



شکل ۲. منحنی سفتی درگیری متغیر با زمان نسبت به زاویه چرخش برای یک جفت چرخنده ساده.

منحنی سفتی بصورت تابع پله‌ای است که قسمت بالایی آن در حالت درگیری دو جفت دندانه و قسمت پایینی آن در حالت درگیری یک جفت دندانه می‌باشد. دوره تناوب سفتی درگیری بر حسب دوره تناوب دوران شافت بصورت زیر بیان می‌گردد:

$$T_m = \frac{T_1}{Z_1} \quad (۱۳)$$

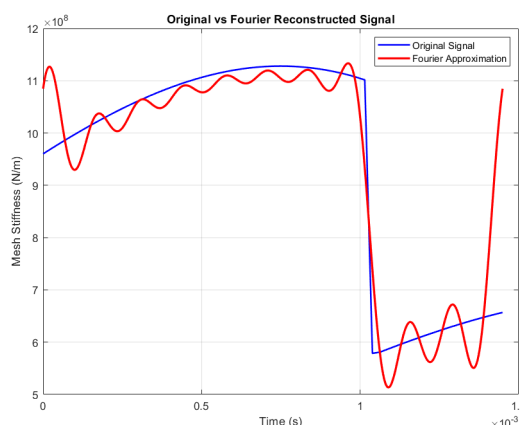
در رابطه (۱۳) عبارت Z_1 بیانگر تعداد دندانهای پینیون و T_1 دوره تناوب چرخش پینیون است. به علت تعیین مقدار سفتی درگیری با استفاده از روش انرژی پتانسیل، منحنی سفتی نسبت به جابجایی زاویه‌ای است که موجب غیرخطی شدن معادلات دینامیکی مجموعه گیربکس می‌شود.

۳- تبدیل فوریه منحنی سفتی درگیری

عامل اصلی ارتعاش در گیربکس‌ها، تغییرات سفتی درگیری دندانهای چرخنده نسبت به زمان است. در بخش ۲ تغییرات سفتی نسبت به زاویه چرخش و زمان با استفاده از روش انرژی و هندسه برخورد دندانها ترسیم گردید. جهت اعمال این تغییرات در معادلات دینامیکی از تقریب فوریه استفاده می‌گردد. تبدیل فوریه، تقریبی با دقت بالا برای منحنی سفتی ایجاد می‌کند. با استفاده از بسط فوریه این تابع بصورت زیر تقریب زده می‌شود:

$$K_t(t) = K_0 + \sum_{n=1}^N [a_n \cos(nf_m t) + b_n \sin(nf_m t)] \quad (۱۴)$$

در اینجا f_m فرکانس درگیری، K_0 مقدار متوسط سفتی و a_n, b_n ضرایب فوریه بوده که با توجه به نقاط به دست آمده از منحنی سفتی تعیین می‌گردند. با افزایش تعداد جملات در نظر گرفته شده برای سری فوریه، دقت تقریب به دست آمده نیز افزایش می‌یابد. شکل (۳) تقریب سری فوریه را برای منحنی سفتی با در نظر گرفتن ده جمله اول مربوط به جفت چرخنده مورد مطالعه نشان می‌دهد.

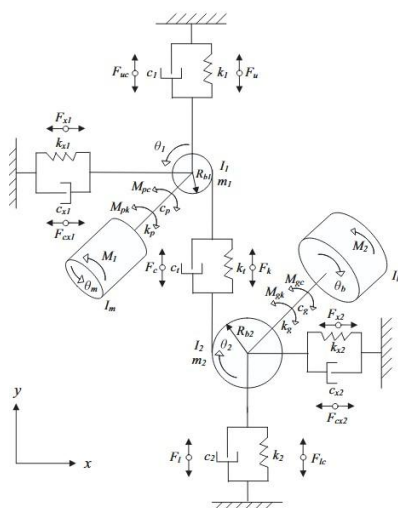


شکل ۳. تقریب سری فوریه منحنی سفتی با فرض ده جمله اول.

اگرچه افزایش تعداد جملات سری فوریه دقت تقریب را افزایش می‌دهد، اما با افزایش تعداد این جملات حجم محاسباتی معادلات دینامیکی نیز افزایش می‌یابد، به همین جهت، انتخاب تعداد جملات مناسب از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است.

۴- مدلسازی دینامیکی سیستم چرخنده

مدل گیربکس ساده تک مرحله‌ای شامل یک جفت چرخنده ساده با شش درجه آزادی در شکل (۴) آمده است. در مدل دینامیکی، R_{b1} و R_{b2} به ترتیب بیانگر شعاع دایره مبنا در پینیون و چرخنده می‌باشند و مراکز پینیون و چرخنده بصورت یک سیستم جرم-فنر گسسته در نظر گرفته می‌شود. I_1 گشتاور اینرسی جرمی پینیون و I_2 گشتاور اینرسی جرمی چرخنده است. در این سیستم، دو پارامتر جابجایی خطی y_1 و y_2 (جابجایی خطی پینیون و چرخنده) و دو پارامتر جابجایی زاویه‌ای θ_1 و θ_2 (جابجایی زاویه‌ای پینیون و چرخنده) وجود دارد و این نشان می‌دهد که معادلات شامل یک سیستم معادلات دینامیکی کوپله می‌باشد. در جدول (۱) مقادیر عددی پارامترهای عملکردی گیربکس آورده شده است. مطابق جدول فرکانس ورودی شافت برابر ۳۰ هرتز است و با دوره تناوب ۰/۰۳۳۳ ثانیه دوران می‌کند.



شکل ۴. مدل دینامیکی گیربکس ساده [۸].

در سیستم مورد مطالعه معادلات دینامیکی کوپله بصورت زیر است [۹] و [۱۰]:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1 = c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 + \dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 + y_2 - y_1) \quad (15)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2 = -c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 + \dot{y}_2 - \dot{y}_1) - k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 + y_2 - y_1) \quad (16)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + c_p (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_m) + k_p (\theta_1 - \theta_m) = -R_{b1} c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 + \dot{y}_2 - \dot{y}_1) - R_{b1} k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 + y_2 - y_1) \quad (17)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 + c_g (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_b) + k_g (\theta_2 - \theta_b) = R_{b2} c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 + \dot{y}_2 - \dot{y}_1) + R_{b2} k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 + y_2 - y_1) \quad (18)$$

$$I_m \ddot{\theta}_m + c_p (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) + k_p (\theta_m - \theta_1) = M_1 \quad (19)$$

$$I_b \ddot{\theta}_b + c_g (\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_2) + k_g (\theta_b - \theta_2) = -M_2 \quad (20)$$

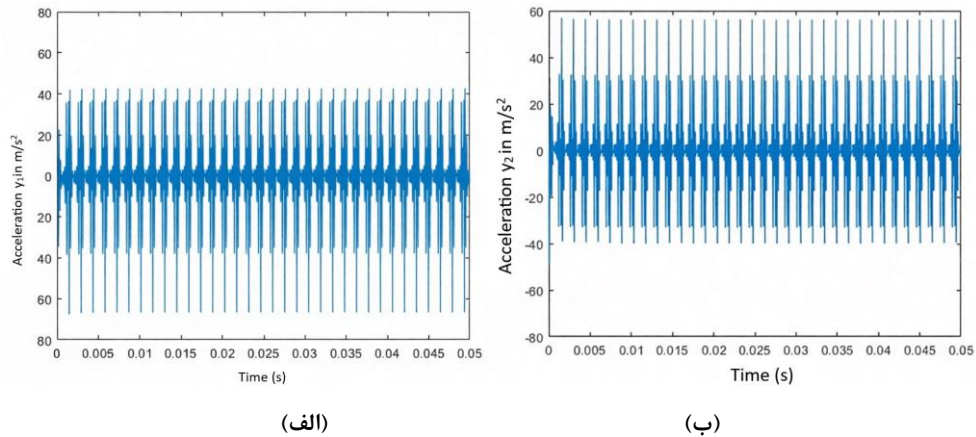
در اینجا k_p, k_g سفتی پیچشی محور خروجی و ورودی و c_p, c_g ضریب دمپینگ پیچشی محور خروجی و ورودی می‌باشد.

پارامترهای θ_b, θ_m به ترتیب جابجایی زاویه‌ای محور ورودی و خروجی می‌باشند.

۵- تحلیل عددی معادلات حرکت و پاسخ ارتعاشی مجموعه گیربکس تحت شرایط مختلف عملکردی

در این بخش، حل عددی و تحلیل پاسخ ارتعاشی معادلات دینامیکی سیستم گیربکس بررسی می‌گردد. رفتار دینامیکی چرخنده‌ها به دلیل پیچیدگی و رفتار غیرخطی، نیازمند مدل‌سازی دقیق هستند. معادلات حاکم بر این سیستم‌ها به علت ساختار غیرخطی در تغییرات سفتی درگیری، غیرخطی است. با استفاده از تقریب فوری این معادلات به صورت معادلات دیفرانسیل معمولی^۳ بیان می‌شوند که رفتار دینامیکی سیستم را تحت تأثیر پارامترهای مختلف توصیف می‌کنند. دستور ode45 دارای گام‌های زمانی بسیار کوچکتری نسبت به دستور ode45 است و ممکن است باعث ناپایداری در حل سیستم معادلات گردد. از این رو، جهت حل عددی این معادلات با استفاده از روش رانگ-کوتا، از دستور ode15s در نرم‌افزار متلب استفاده شده است. به منظور بررسی پاسخ ارتعاشی سیستم گیربکس، نمودار شتاب در شکل (۵) آورده شده است.

^۳ Ordinary differential equation (ODE)



شکل ۵. پاسخ ارتعاشی در جهت قائم (الف) پینیون (ب) چرخنده

تغییر مقادیر ویژگی‌های ریشه میانگین مربعات^۴، کشیدگی^۵ و چولگی^۶ در فرکانس و گشتاور بار مختلف در جداول زیر آمده است. در جدول (۳) تغییرات فرکانس در گشتاور ثابت ۶۰ نیوتن*متر آمده است.

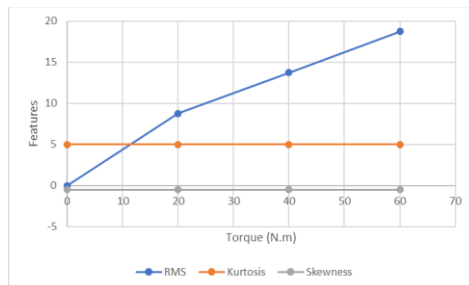
جدول ۳. ویژگی‌های پاسخ ارتعاشی در فرکانس‌های مختلف

ویژگی‌های سیگنال	فرکانس‌های محور ورودی گیربکس			
	۶۰ هرتز	۵۰ هرتز	۴۰ هرتز	۳۰ هرتز
ریشه میانگین مربعات	۲۵/۲۵	۲۰/۵۸	۲۱/۱۹	۱۸/۷۳
کشیدگی	۳/۶۱	۳/۹۵	۴/۷۵	۵/۰۲
چولگی	۰/۳۳	۰/۱۷	۰/۰۸	-۰/۵۱

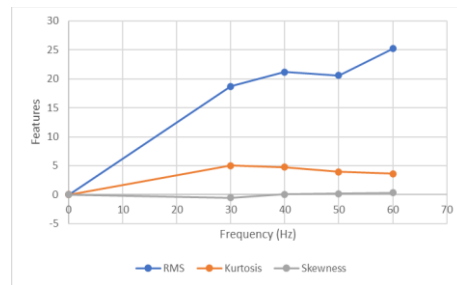
جدول ۲. ویژگی‌های پاسخ ارتعاشی در گشتاورهای بار مختلف

ویژگی‌های سیگنال	گشتاور بار (نیوتن*متر) در فرکانس ۳۰ هرتز		
	۶۰	۴۰	۲۰
ریشه میانگین مربعات	۱۸/۷۳	۱۳/۷۵	۸/۷۶
کشیدگی	۵/۰۲	۵/۰۲	۵/۰۲
چولگی	-۰/۵۱	-۰/۵۱	-۰/۵۱

تغییرات ویژگی‌های سیگنال ارتعاشی را با تغییرات گشتاور و فرکانس شافت ورودی در شکل (۶) می‌توان مشاهده کرد.



(ب)



(الف)

شکل ۶. روند تغییرات ویژگی‌های سیگنال ارتعاشی با تغییر (الف) فرکانس شافت ورودی و (ب) گشتاور

^۴ Root mean square (RMS)

^۵ Kurtosis

^۶ Skewness

۶- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر، تغییرات ویژگی‌های سیگنال با تغییر شرایط عملکردی آن یعنی گشتاور بار و فرکانس محور ورودی برای یک گیربکس ساده تعیین گردید. نتایج به دست آمده نشان‌دهنده حساسیت بالای پاسخ ارتعاشی گیربکس به فرکانس شافت ورودی و گشتاور است. با توجه به جدول (۲) و (۳) ویژگی‌های سیگنال به دست آمده شامل ریشه میانگین مربعات، کشیدگی و چولگی، بیانگر الگوهای مشخصی در رفتار سیستم است. در گشتاور ثابت، با افزایش فرکانس ورودی از ۳۰ به ۶۰ هرتز، مقدار ریشه میانگین مربعات سیگنال ارتعاشی از ۱۸/۷۳ به ۲۵/۲۵ افزایش می‌یابد. این تغییرات نشان‌دهنده افزایش انرژی ارتعاشی سیستم با افزایش سرعت چرخش است. افزایش به دلیل افزایش نیروهای دینامیکی ناشی از سفتی درگیری است. از طرف دیگر، کاهش کشیدگی از ۵/۰۲ به ۳/۶۱ نشان‌دهنده کاهش نوسانات شدید یا ضربه‌های ناگهانی در سیگنال ارتعاشی در سرعت‌های بالاتر است. با توجه به جدول (۲)، در حالتی که فرکانس شافت ورودی ثابت است، با افزایش گشتاور بار از ۲۰ به ۶۰، مقدار ریشه میانگین مربعات از ۸/۷۶ به ۱۸/۷۳ افزایش می‌یابد. این روند نشان می‌دهد که افزایش گشتاور نیز به طور مستقیم باعث افزایش دامنه ارتعاش می‌شود، که با افزایش نیروهای تماسی در چرخ‌دنده‌ها همخوانی دارد. بطور کلی، نتایج به دست آمده نشان می‌دهند که ویژگی‌های آماری سیگنال ارتعاشی به عنوان شاخص‌های مؤثری برای تشخیص شرایط عملکرد گیربکس می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند.

مراجع

1. B. Chen, Z. Zhang, C. Sun, Y. Zi, Z. He, "Fault feature extraction of gearbox by using overcomplete rational dilation discrete wavelet transform on signals measured from vibration sensors", *Journal Mechanical Systems and Signal Processing* 33, 275–298 (2012).
2. H. Song, Y. Sun, H. Gao, Z. You, H. Xu, "Residual feature-based semi-supervised anomaly detection for Gearbox under varying rotational speeds", *Journal of Measurement* 256, 118236 (2025).
3. M. Zajíček, J. Dupal, "Analytical solution of a spur gear mesh using linear model", *Journal of Engineering Failure Analysis* 118, 154–167 (2017).
4. P. Dai, J. Wang, S. Yan, B. Jiang, F. Wang, L. Niu, "Effects of Localized Defects of Gear-Shaft-Bearing Coupling System on the Meshing Stiffness of Gear Pairs", *Journal of Vibration Engineering & Technologies* 10, 1153–1173 (2022).
5. Y. Hou, J. Tang, J. Zhang, P. Pang, H. Zhang, X. Li, "Mixed fault dataset of bearings and gearboxes under variable operating conditions", *Journal of Data in Brief* 63, 112187 (2025).
6. S. Schmidt, R. Zimaroz, P. S. Heyns, "Enhancing gearbox vibration signals under time-varying operating conditions by combining a whitening procedure and a synchronous processing method", *Journal Mechanical Systems and Signal Processing* 156, 107668 (2021).
7. H. Ma, R. Song, X. Pang, B. Wen, "Time-varying mesh stiffness calculation of cracked spur gears", *Journal of Engineering Failure Analysis* 44, 179–194 (2014).
8. S. Wu, M. J. Zuo, A. Parey, "Simulation of spur gear dynamics and estimation of fault growth", *Journal of Sound and Vibration* 317, 608–624 (2008).
9. G. Wan, C. Jian, "Nonlinear analysis for gear pair system supported by long journal bearings under nonlinear suspension", *Journal of Mechanism and Machine Theory* 45, 569–583 (2010).
10. Y. Yang, L. Cao, H. Li, Y. Dai, "Nonlinear dynamic response of a spur gear pair based on the modeling of periodic mesh stiffness and static transmission error", *Journal of Applied Mathematical Modelling* 72, 444–469 (2010).