

Detection of Incipient Failure of Rolling Element bearings by Vibration Analysis (Case Study)

Faezeh Mahmoudabadi¹, Masood Rezaeizadeh^{*2}, Emad Jomehzadeh Mahani³, Ali Beigani⁴

1- Graduate Student of Mechanical Engineering in Graduate University of Advanced Technology of Kerman

2- Assistant Professor, Mechanical and Material Engineering Department, Graduate University of Advanced Technology of Kerman

3- Associate Professor, Mechanical and Material Engineering Department, Graduate University of Advanced Technology of Kerman

4- Master of Mechanical Engineering, Expert of Condition Monitoring, Sarcheshmeh Copper Complex

* m.rezaeizadeh@kgut.ac.ir

Abstract

Conveyor belts play an important role in mining industry and processing factories; therefore, it is essential to maintain them and prevent their sudden failure. In recent years, condition monitoring of these devices by vibration analysis has helped in diagnosis of defective rotational components such as bearings in the early stages of failure. In this study, the driving bearing of the conveyor belt number 9 of Sarcheshmeh copper complex has been monitored by vibration analysis. Due to relatively low speed of these bearings, it is difficult to identify their defects. Visual inspection of the bearing agrees with results obtained from vibration analysis. Moreover, wear on the outer ring and bearing failure patterns correspond to a pivot force exerted on the bearing due to deflection of the belt from the centre of the drum.

Keywords: Vibrational Analysis, Bearing, Outer Ring, Drum

آنالیز خرابی زود هنگام یاتاقان غلتشی به کمک آنالیز ارتعاشی (مطالعه موردی)

فائزه محمودآبادی^۱، مسعود رضایی زاده^{۲*}، عماد جمعه زاده ماهانی^۳، علی بیگانی^۴

۱- دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک، دانشگاه تحصیلات تکمیلی و فناوری پیشرفته کرمان

۲- استادیار، مهندسی مکانیک و مواد، دانشگاه تحصیلات تکمیلی و فناوری پیشرفته کرمان

۳- دانشیار، مهندسی مکانیک و مواد، دانشگاه تحصیلات تکمیلی و فناوری پیشرفته کرمان

۴- کارشناسی ارشد، کارشناس پایش وضعیت، مجتمع مس سرچشمه

* m.rezaeizadeh@kgut.ac.ir

چکیده

نوار نقاله‌ها نقش بسیار مهمی در صنایع معدنی و کارخانه‌های فرآوری دارند؛ بنابراین نگهداری و جلوگیری از توقفات ناگهانی آن‌ها بسیار ضروری می‌باشد. از این رو در سال‌های اخیر پایش وضعیت این تجهیزات با کمک تحلیل ارتعاشی توانسته است در تشخیص عیوب اجزا دوار مانند یاتاقان‌های غلتشی در مراحل اولیه پیدایش عیب کمک کند. در این تحقیق، یاتاقان‌های غلتشی غلتک محرک نوار نقاله شماره ۹ مجتمع مس سرچشمه با کمک تحلیل ارتعاشی بررسی شده است. با توجه به دور پایین این یاتاقان‌ها، شناسایی عیوب در آن‌ها مشکل می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که مشاهدات بصری پس از تعویض یاتاقان غلتشی با تحلیل ارتعاشی مطابقت دارد. همچنین سایش روی حلقه خارجی و الگوهای خرابی یاتاقان‌های غلتشی نشان می‌دهند که یک نیروی محوری در اثر انحراف نوار از مرکز غلتک به یاتاقان اعمال می‌گردد.

کلمات کلیدی: تحلیل ارتعاشی، یاتاقان غلتشی، حلقه خارجی، غلتک.

۱- مقدمه

نوار نقاله‌ها بنا به ویژگی‌های ذاتی مانند پیوستگی عملیات، اقتصادی بودن، ایمنی بالا، قابلیت اعتماد، تنوع و ظرفیت عملاً نامحدود جایگاه ویژه‌ای را در صنایع معدنی کسب کرده‌اند. از مزایای نوار نقاله‌ها می‌توان به نیاز به نیروی انسانی اندک و پایین بودن انرژی مورد نیاز در مقایسه با سایر تجهیزات باربری اشاره کرد. در سال‌های اخیر افزایش قابل توجه هزینه‌های عملیاتی در معادن، این تجهیزات را در موقعیت ویژه‌ای قرار داده است [۱].

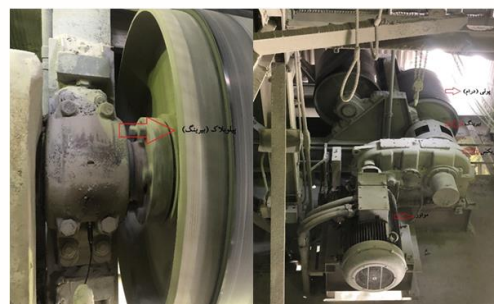
هر سیستم نوار نقاله متشکل از لاشه نوار، طبلک‌ها، یاتاقان‌ها، رولیک‌های رفت و برگشت، سیستم محرک شامل گیربکس، موتور، کولپینگ و ترمزها می‌باشد. هر یک از این اجزا نقش بسزایی در کارکرد سیستم دارند؛ بنابراین خرابی یا عدم کارکرد صحیح هر یک از این اجزا، باعث کاهش بازدهی یا آسیب به سایر اجزا می‌شود. عیوب ایجاد شده شامل نابالانسی وزنه، ناهمراستایی مربوط به محورها، عیوب یاتاقان‌ها و ... می‌باشند. در سال ۲۰۱۸ آقایان کالسن و رابرزمیر با کمک تحلیل ارتعاشات و با ارائه یک

روش جدید، عیوب در یاتاقان‌های غلتشی سرعت پایین را پیش‌بینی کردند [۲]. آقایان سالونخ و ساوالا عیوب ایجاد شده در یاتاقان غلتشی را با کمک تحلیل ارتعاشات بررسی کردند [۳]. همچنین آقای جعفری و همکارانش تأثیر ترک و مراحل رشد آن را بر ارتعاشات یاتاقان غلتشی بررسی کردند [۴].

در این تحقیق سعی شده است عیوب یاتاقان غلتشی غلتک محرک، در نوار نقاله شماره ۹ مجتمع مس سرچشمه که سرعت آن پایین می‌باشد با کمک تحلیل ارتعاشی و حرارتی بررسی گردد. با توجه به شناسنامه تعمیراتی غلتک فوق، مشاهده می‌شود یاتاقان غلتشی یک سمت (سمت عکس موتور) نسبت به یاتاقان سمت مقابل (سمت موتور) دچار خرابی بیشتری می‌شود. خرابی یاتاقان‌ها در درازمدت می‌تواند اثرات مخرب بر روی محور و متعلقات آن بگذارد و باعث توقفات طولانی خط تولید گردد؛ بنابراین پیش‌بینی و پیشگیری از بروز عیب در یاتاقان‌های نوار نقاله‌ها از نظر اقتصادی در صنایع فرآوری بسیار مهم می‌باشد.

۲- روش تحقیق

در این تحقیق عیوب یاتاقان‌های غلتشی در نوار شماره ۹ کارخانه سنگ‌شکن مجتمع مس سرچشمه با کمک تحلیل ارتعاشی بررسی گردیده است. شکل (۱) شماتیک سیستم محرک نوار نقاله شماره ۹ و موقعیت یاتاقان بندی را نشان می‌دهد. مشخصات موتور و گیربکس و هم‌چنین مشخصات فنی یاتاقان در جداول (۱) و (۲) و (۳) آورده شده است.



شکل ۱- شماتیک سیستم انتقال قدرت نوار ۹ و موقعیت یاتاقان

جدول ۴. فرکانس‌های خرابی یاتاقان

فرکانس حلقه داخلی (Hz)	فرکانس حلقه خارجی (Hz)	فرکانس اجسام دورانی (Hz)
۹/۳۸	۷/۷۲	۶/۳۷

پس از تعیین نقاط مناسب جهت داده‌برداری، پراب در نقطه مذکور نصب و داده برداری ارتعاشی صورت گرفته است. داده برداری به کمک دستگاه دیتاکالکتور STD3300 از شرکت Technekon ساخت کشور روسیه انجام شده است. باند فرکانسی این دستگاه از ۰ تا ۳۲ کیلوهرتز می‌باشد. به‌منظور برداشتن داده‌های ارتعاشی از حسگر شتاب سنج فرکانس پایین استفاده شده است. مشخصات حسگر در جدول (۵) آورده شده است. سر حسگر دارای آهنربا می‌باشد که بر روی بدنه فولادی پیلوبلاک در سه جهت نصب می‌گردد.

جدول ۵. حسگر ارتعاشی

محدوده اندازه‌گیری	محدوده فرکانس	فرکانس تشدید	محدوده دما
۹۸ m/s ²	۰/۴۰۰-۴۷ Hz	۱۶ Hz	-۵۴to+۱۲۱ °C

روابط زیر جهت به دست آوردن فرکانس‌های اصلی یاتاقان‌های غلتشی آورده شده است.

فرکانس قفسه نگهدارنده:

$$F_C = \frac{F_s}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (1)$$

فرکانس چرخش ساچمه‌ها:

$$F_B = \frac{DF_s}{2d} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha \right) \quad (2)$$

فرکانس عیب روی حلقه خارجی:

$$NF_C = \frac{NF_s}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (3)$$

فرکانس عیب روی حلقه داخلی:

$$N(F_s - F_C) = \frac{NF_s}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (4)$$

جدول ۱. مشخصات موتور

توان (Kw)	سرعت (rpm)	آمپر	ولتاژ
۱۲۰	۱۴۷۵	۲۲۰	۳۸۰

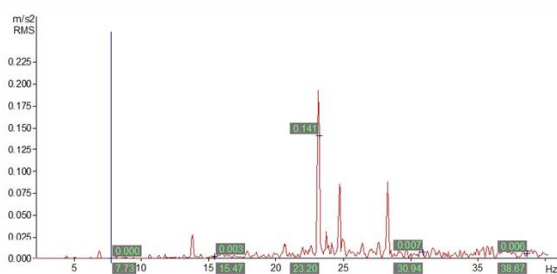
جدول ۲. مشخصات گیربکس

توان (Kw)	سرعت ورودی (rpm)	سرعت خروجی (rpm)	نسبت تغییر دور
۲۱۵	۱۴۳۰	۳۵/۸	۳۹/۹۴

جدول ۳. مشخصات فنی یاتاقان

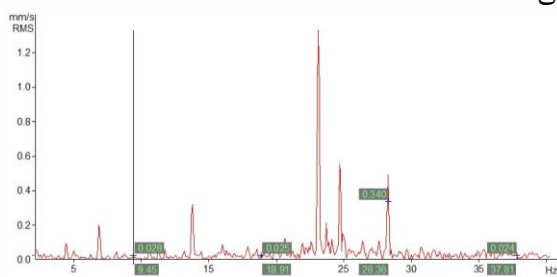
نوع یاتاقان	شرکت سازنده	تعداد	قطر خارجی (میلیمتر)
یاتاقان غلتکی کروی	SKF	۵۴	۳۶۰

یاتاقان با شماره فنی در دو سمت (23048CK/W33) طبلک قرار دارد. طبلک با سرعت ۳۸ دور بر دقیقه در حال چرخش می‌باشد. همچنین فرکانس‌های خرابی یاتاقان در جدول (۴) نشان داده شده است.

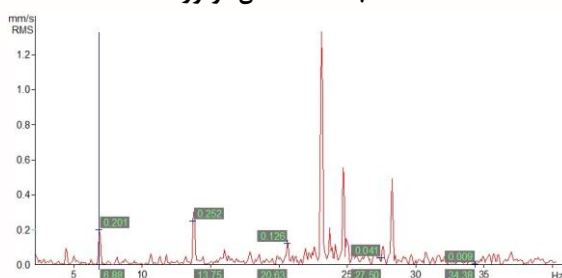


شکل ۴- فرکانس‌های خرابی حلقه خارجی در نمودار طیفی شتاب سمت عکس موتور

با توجه به فرکانس‌های خرابی موجود در جدول (۴) فرکانس‌های خرابی در نمودارهای (۳) و (۴) بررسی گردید. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین مقدار دامنه سرعت در فرکانس‌های خرابی حلقه‌ها مشاهده گردید. همچنین شکل‌های (۵) و (۶) بیشترین مقدار خرابی فرکانس‌های حلقه داخلی و اجسام دورانی را نشان می‌دهد.



شکل ۵- فرکانس‌های خرابی حلقه داخلی در نمودار طیفی شتاب سمت عکس موتور



شکل ۶- فرکانس‌های خرابی اجسام دورانی در نمودار طیفی شتاب سمت عکس موتور

همان‌طور که در شکل (۵) و (۶) مشاهده می‌گردد، دامنه فرکانس خرابی حلقه داخلی و اجسام دورانی نشان دهنده آسیب دیدگی حلقه داخلی و اجسام دوار می‌باشد. با توجه به دامنه فرکانس خرابی در حلقه خارجی، حلقه داخلی و اجسام دورانی می‌توان پیش‌بینی کرد که شدت عیب در حلقه خارجی نسبت به دو قسمت دیگر واضح‌تر می‌باشد.

F_s = فرکانس یاتاقان

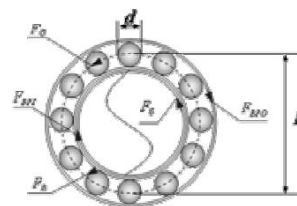
d = قطر المان‌های غلتشی

D = قطر گام

α = زاویه تماس

F_C = فرکانس قفسه نگهدارنده

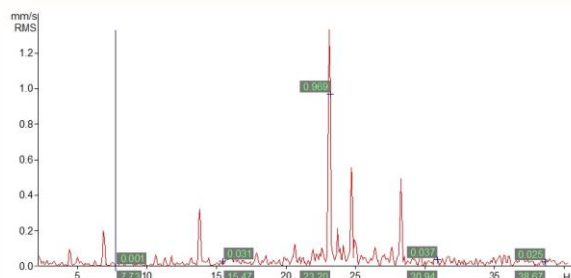
F_B = فرکانس چرخش ساچمه‌ها



شکل ۲- فرکانس‌های اصلی در یاتاقان‌های با المان غلتشی

۳- بررسی طیف فرکانسی

تحلیل فرکانسی بر روی یاتاقان‌های درام نوار ۹ صورت پذیرفته است. در شکل‌های (۲) و (۳) نمودار طیف سرعت و شتاب برداشت شده از سمت عکس موتور درام نشان داده شده است. بیشترین مقادیر خرابی ناشی از حلقه خارجی را می‌توان در هر دو نمودار طیف سرعت و شتاب مشاهده نمود. فرکانس‌های خرابی یاتاقان بر اساس روابط تعریف شده در استاندارد SKF در جدول (۴) ذکر شده اند برداشته شده است. همچنین سرعت پایین یاتاقان غلتشی باعث می‌گردد که شدت دامنه فرکانسی خرابی حلقه خارجی در نمودار سرعت نسبت به نمودار شتاب بیشتر باشد.



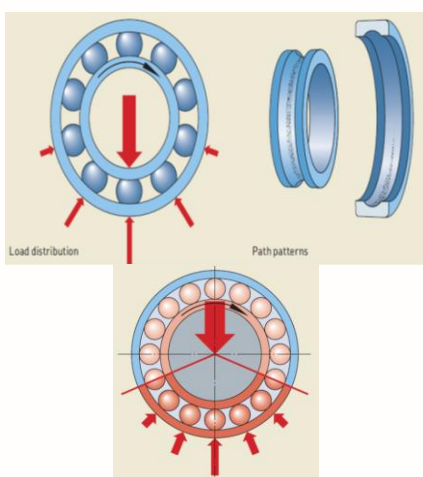
شکل ۳- فرکانس‌های خرابی حلقه خارجی در نمودار طیفی سرعت سمت عکس موتور

۵- ریشه‌یابی عامل خرابی یاتاقان

به‌منظور ریشه‌یابی عامل خرابی یاتاقان غلتشی، یاتاقان دمونتاز گردید و محل‌های خرابی آن بررسی گردید. وضعیت حلقه خارجی پس از تعویض یاتاقان غلتشی عکس موتور در شکل (۹) نشان داده شده است همان‌گونه که مشخص است قسمتی از حلقه خارجی دچار سایش گردیده است (حدود ۱۵۰ درجه) و بقیه آن سالم می‌باشد. با توجه به سایش ایجاد شده و با کمک شکل (۱۰) مشخص می‌شود که به یاتاقان غلتشی سمت عکس موتور نیروی عمودی بیشتری نسبت به یاتاقان غلتشی سمت موتور وارد می‌گردد. با توجه به شکل سایش حلقه خارجی در شکل (۹) و مقایسه آن با الگوی خرابی ناشی از بار محوری مطابق با استاندارد SKF می‌توان دریافت که بار محوری مازاد عامل اصلی خرابی و سایش در حلقه خارجی بوده است. میزان ناهمراستایی دو سمت غلتک بر مقدار این نیرو تأثیر دارد.



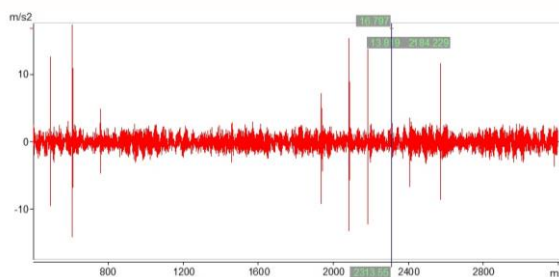
شکل ۹- وضعیت حلقه خارجی یاتاقان پس از تعویض



شکل ۱۰- شماتیک نواحی توزیع بار و الگوی خرابی در حلقه‌های داخلی و خارجی [۵]

۴- تحلیل با کمک موج زمانی

به‌منظور اطمینان بیشتر از نتایج آنالیز فرکانسی، موج زمانی مورد بررسی قرار داده شده است. نمودار موج زمانی از یاتاقان غلتشی سمت عکس موتور در شکل‌های (۷) و (۸) نشان داده شده است. فرکانس خرابی حلقه خارجی ۷/۷۲ هرتز می‌باشد (جدول ۳). برای اطمینان از نتایج قسمت قبل فاصله زمانی بین دو قله متوالی را محاسبه می‌کنیم که تقریباً برابر با فرکانس خرابی حلقه خارجی می‌باشد.

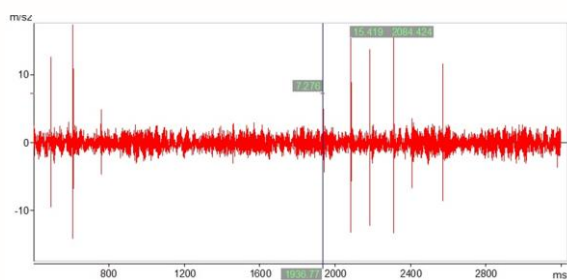


شکل ۷- موج زمانی جهت به دست آوردن فرکانس خرابی حلقه خارجی

$$t_2 - t_1 = 2313.55 - 2184.229 = 129.321 \text{ m sec} = 0.129 \text{ sec}$$

$$\text{Freq} = 1/0.129 = 7.75 \text{ Hz}$$

همچنین اختلاف زمانی بین دو قله متوالی دیگر نیز محاسبه گردید که فرکانس به‌دست‌آمده از آن تقریباً برابر با فرکانس خرابی اجسام دورانی می‌باشد.



شکل ۸- موج زمانی جهت به دست آوردن فرکانس اجسام دورانی

$$t_2 - t_1 = 2084.424 - 1936.77 = 147.654 \text{ m sec} = 0.147 \text{ sec}$$

$$\text{Freq} = 1/0.147 = 6.8 \text{ Hz}$$

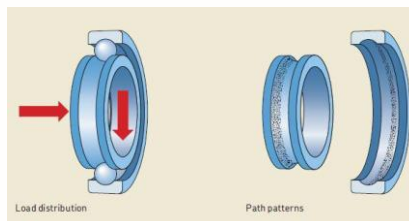
نتایج تحلیل موج زمانی صحت نتایج قسمت قبل را نشان می‌دهد.

۶- نتایج

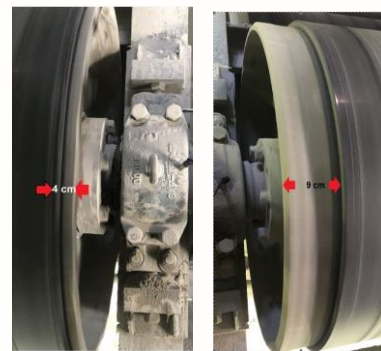
در این تحقیق به منظور ریشه‌یابی علل خرابی زودرس از تحلیل ارتعاشی استفاده شده و پس از آن با بررسی شکل آسیب‌دیدگی یاتاقان غلتشی و شرایط کاری آن، علل اصلی ریشه‌یابی شده است که بهترین نتایج آن را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- عیوب یاتاقان غلتشی در هر دو نمودار فرکانسی سرعت و شتاب قابل مشاهده می‌باشد.
- عیوب پیش‌بینی‌شده در طیف فرکانسی با کمک نمودار زمانی نیز صحت‌گذاری گردید.
- یاتاقان غلتشی دمونتاژ گردید و مشاهده گردید که حلقه خارجی دچار سایب گردیده است. مشاهدات تجربی با نتایج تحلیل فرکانسی و موج زمانی مطابقت دارد.
- سایب ایجاد شده و الگوی خرابی یاتاقان‌های غلتشی نشان می‌دهد که به یاتاقان غلتشی سمت عکس موتور نیروی عمودی بیشتری نسبت به یاتاقان غلتشی سمت موتور وارد می‌گردد و این می‌تواند عامل اصلی خرابی زودرس باشد.
- نیروی ایجاد شده در اثر انحراف نوار از مرکز غلتک به سمت عکس موتور باعث می‌شود که سایب در لبه‌های کناری حلقه خارجی ایجاد گردد. انحراف نوار یکی از عوامل مهم در عدم توزیع یکنواخت نیروی اعمالی به یاتاقان‌ها و در نتیجه خرابی زودتر یک یاتاقان نسبت به دیگری می‌گردد.

همچنین الگوی سایب در شکل (۹) نشان می‌دهد که علاوه بر نیروی عمودی، نیروی محوری نیز به یاتاقان غلتشی سمت عکس موتور وارد می‌گردد زیرا سایب در مرکز حلقه نمی‌باشد (شکل ۱۱). نیروی ایجاد شده در اثر انحراف نوار از مرکز غلتک به سمت عکس موتور می‌باشد (شکل ۱۲).



شکل ۱۱- تأثیر نیروی محوری بر الگوی خرابی در حلقه‌های داخلی و خارجی [۵]



الف. یاتاقان سمت موتور ب. یاتاقان سمت عکس موتور
شکل ۱۲- فاصله نوار از لبه‌های درام

[۴]. جعفری، ع.، شکریمان، ا.، احمدی، ح. (۱۳۹۴) عیب‌یابی بلبرینگ توسط آنالیز سیگنال‌های ارتعاشی، نشریه علمی ترویجی صوت و ارتعاش، سال ۴، شماره ۸، ص ۷-۱.

[5]. SKF bearing maintenance handbook, PUB SR/P710001/1EN. September 2011, ISBN 978-91-978966-4-1.

۷- مراجع

- [1]. CEMA handbook, belt conveyors for bulk material, 1976.
- [2]. Kjell G. Robbersmyr. University of Agder, Department of Engineering Sciences, Jon Lilletunsvet 9, 4879 Grimstad, June 27, 2017.
- [3]. Desavalea, R.G., Salunkhe, V.G. (2016). Damage detection of roller bearing system using experimental data, *Procedia Eng* 144, 202-207.