

Csapágy, mint mechanikai rendszer, illeszkedése a villamos gépek elektromechanikai viselkedésébe

Bendiák István

Óbudai Egyetem, Kandó Kálmán Villamosmérnöki Kar, Automatizálási és Energiarendszerek Intézet, Automatika Tanszék, bendiak.istvan@uni-obuda.hu

A dolgozat célterülete a villamos gépek élettartalmát jelentősen meghatározó mechanikai rendszerelem, a csapágy. Alkalmazásának kérdése jelentősen gépfüggő, befolyásolja a motor üzemtípusa, teljesítménye, radiális és axiális terhelésének mértéke, ezek kombinációi, rezgési tényezők és rezgési határértékek. A két nagy típusú terület a gördülő-és a siklócsapágyak eltérő mechanikai csatolt rendszert képeznek. Mechanikai futás és kenés szemszögéből is eltérő kihívást jelent a gép élelciklusában, ennek a mechanikai követelménynek a vizsgálata a cél a villamos jelanalízis szemszögéből.

1. Bevezető, csapágy, mint mechanikai rendszer

A korábbi villamos jelanalízistől eltérő módomban közelítem meg a csapágy és a gépek mozgó mechanikai elemeit. A légrésen át a közvetítő elem egyik lényeges eleme a gördülő vagy sikló felületek biztosítása. A villamos gépek alkalmazási területétől függően elég változatos gépelemek alkotják a kapcsolatrendszert. Ebből most a csapágy és statikai megközelítés egyik -bár általánosnak tűnő része- a forgást biztosító gépelemek tulajdonságai, azonban mégis tartalmaznak olyan jellemzőket, amelyek komoly leállási időket és kiesést okoznak. A nemzetközi kutatás gépészeti része [1-26], amely kiterjed minden olyan részletre, amelyek előkészítik a további élettartam meghatározását és új vizsgálati módszerek kidolgozását.

2. Mechanikai alakváltozások elmélete

A külső terhelés hatására valamely szilárd test belsejében rugalmas erők keletkeznek. Belső erők megoszlásának intenzitását feszültségnek nevezzük [2-3].

A feszültség származtatása:

$$q = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta A} = \frac{dQ}{dA}$$

Ahol ΔA a test valamely P pontján átmenő n normálvektorral jellemezhető sík P környezetében lévő felületeleme, ΔQ pedig az ezen működő belső erő.

A P pontban az n normálvektorú síkelemhez tartozó feszültségvektort többféle módon adhatjuk meg.

Pl.:

$$q = \sigma + \tau = \tau + \tau_x + \tau_y = \sigma k + \tau_x i + \tau_y j$$

Ha az átmetszés síkját megváltoztatjuk, a feszültségvektor is megváltozik. A test egy pontjában átmenő összes síkelemhez tartozó feszültségvektort együttesen a pont feszültségi állapotának nevezzük.

A feszültségi állapot:

$$q_n = q(r, n)$$

Függvénykapcsolattal írható le, ahol r a vizsgált pont helyvektora.

Bizonyítható, hogy a vizsgált test valamely pontjában három egymásra merőleges síkelemben ismerjük a feszültséget, akkor ezzel a feszültségi állapot meghatározott.

$$q_n = \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix}$$

És az:

$$n = \begin{bmatrix} 1 \\ m \\ n \end{bmatrix}$$

Vektorok közötti homogén lineáris függvénykapcsolat másodfokú tenzor, amely mátrixegyenlettel felírva:

$$q_n = \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ m \\ n \end{bmatrix}$$

A T tenzort feszültségtenzornak nevezzük. A feszültségtenzor mátrixában lévő elemek értelmezése a x, y, z-koordinátarendszerben történik.

A feszültségvektor nagysága:

$$q_n = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2}$$

Normális összetevője:

$$\sigma_n = q_n \cdot n = X \cdot 1 + Y \cdot m + Z \cdot n$$

Tangenciális összetevő:

$$\tau_n = \sqrt{|q_n|^2 - \sigma_n^2}$$

Ha egy átmetszéshez tartozó feszültségvektor iránya egybeesik a normálvektor irányával, akkor az ilyen átmetszést fő feszültségi síknak, a benne ébredő feszültséget pedig fő feszültségnek nevezik [1-4].

Ha az x-y-z koordináta-rendszert úgy vesszük fel, hogy a feszültségtenzor mátrixa:

$$T = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix}$$

Egyszerűbb formában adódik:

A feszültség állapot lehet:

- Háromtengelyű (térbeli)
- Kéttengelyű (síkbeli)
- Egytengelyű

Síkbeli feszültségi állapotban az egyik fő feszültség zérus, az összes feszültség közös síkban fekszik. Ha a feszültségek síkjául az xy síkot választjuk, akkor feszültségtenzor mátrixa:

$$T = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & 0 \\ \tau_{xy} & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Alakú lesz.

3. Mechanikai alakváltozási megközelítés

A feszültségek és az alakváltozások között fennálló kapcsolatokat az az anyagtörvények adják meg. A legtöbb anyag egy bizonyos határig ideálisan rugalmasnak tekinthető [1-4].

Ebben az esetben az anyagtörvényeket a:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

$$\tau = G \cdot \gamma$$

Egyenletek fejezik ki. A E arányossági tényező a rugalmassági vagy Young-féle modulus, G pedig a nyíró rugalmassági modulus [3].

Ideálisan rugalmas test esetében a feszültségi és alakváltozási állapot közti kapcsolatot az általános Hooke-törvény írja le:

$$\varepsilon = H \cdot \sigma$$

Vagy részletesebben felírva:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\frac{1}{mE} & -\frac{1}{mE} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{mE} & \frac{1}{E} & -\frac{1}{Em} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{mE} & -\frac{1}{mE} & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix}$$

A H együttható mátrixot hajlékonysági mátrixnak nevezik. Az m tényező a keresztirányú és hosszirányú fajlagos hosszváltozás arányát kifejező Poisson-féle tényező reciproka. Az egyenletben anyagállandók között fennáll az alábbi összefüggés [3]:

$$G = \frac{m}{2(m+1)} E = \frac{1}{2(1+\nu)} E$$

Az általános Hooke-törvényből megállapítható, hogy az ideálisan rugalmas test alakváltozási főtengelei megegyeznek a feszültségek főtengeleivel. Ha olyan koordináta-rendszerben dolgozunk, amelynek tengelyei a feszültség és alakváltozási főtengelekkel egybeesnek, akkor az általános Hooke-törvényt leíró mátrixegyenlet leegyszerűsödik [3]:

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{m} & -\frac{1}{m} \\ -\frac{1}{m} & 1 & -\frac{1}{m} \\ -\frac{1}{m} & -\frac{1}{m} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \end{bmatrix}$$

Amiből kis átalakítással és $T_1 = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ helyettesítéssel:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{2G} \left(\sigma_1 - \frac{T_1}{m+1} \right)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2G} \left(\sigma_2 - \frac{T_1}{m+1} \right)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{2G} \left(\sigma_3 - \frac{T_1}{m+1} \right)$$

A feszültségi állapot Mohr-féle kördiagram esetén használható (itt most nem részletezett eset).

A rugalmas testben az alakváltozás során felhalmozódó energiát rugalmas alakváltozási energiának nevezik (U). Ennek térfogategységre eső része [3]:

$$u = \frac{dU}{dV}$$

Az ún. fajlagos rugalmas alakváltozási energia, amely általános feszültségi állapot esetén:

$$u = \frac{1}{2} (\sigma_x \cdot \varepsilon_x + \sigma_y \cdot \varepsilon_y + \sigma_z \cdot \varepsilon_z + \tau_{xy} \cdot \gamma_{xy} + \tau_{yz} \cdot \gamma_{yz} + \tau_{zx} \cdot \gamma_{zx}) =$$

$$u = \frac{1}{2E} (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2) - \frac{1}{mE} (\sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_z \cdot \sigma_x) + \frac{1}{2G} (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)$$

Összefüggésből adódik.

Az egész testben felhalmozódott rugalmas alakváltozási energia a fajlagos energia térfogat szerint vett integráljából adódik:

$$U = \int_{(V)} u dV = \iiint_{(V)} u dx dy dz$$

Mechanikai modellkészítés a csapágykopás ellenőrzésére, spektrum amplitúdóváltozás tartományt közelítő függvény esetére.

Kettős integrál alkalmazásai:

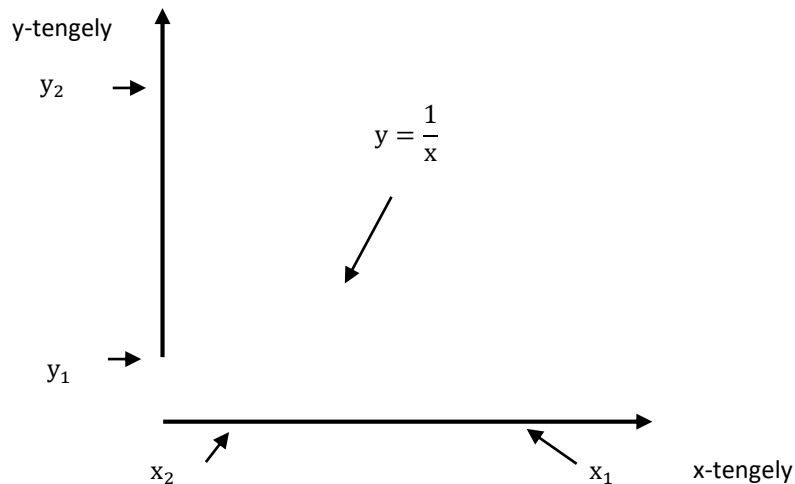
Tételezzük fel az alábbi kopási jelleggörbét:

Az alábbi függvény mellett [4]:

$$f: (x, y) \rightarrow \frac{2y}{x+1}, D_f = \{(x, y) \in \mathbb{R}^2 \mid x+1 \neq 0\}$$

Feltételezett kopási jelleg a vontatási karakterisztika elméletéből (feltételezéses kopás). A 3.1. ábra függvénye egy olyan jelleggörbét mutat, amely egy minimum (x_2, y_1) és egy maximum (x_1, y_2) között amplitúdóváltozás-eltolódása. Tegyük fel, hogy a x tengelyen lévő x_1 érték és a hozzátartozó y_1 érték a gép adott frekvenciakomponenséhez tartozó amplitúdóérték, amely biztonságos üzemet feltételez. Ha a jelleggörbe x_2 és y_2 pontjához kerül a függvény, akkor a bekövetkező kopás amplitúdóváltozása határesetet ér el, a motort le kell állítani. Az x-tengelyt

nevezhetjük tőrési értékeknek, az y-tengelyt pedig kopási növekedés mértékének. Tehát az x_1 -ről x_2 -re csökken az amplitúdóváltozás tőrése, ez amplitúdóban értendő. Ha a gép hajtómotor, akkor az amplitúdónövekedés a vontatási jelleggörbéhez hasonlítva vizsgálja a kopásra jellemző amplitúdóváltozást. Mindkét érték amplitúdót jelöl (x, y), nem frekvenciát, a frekvencia közös a spektrumban. A 3.1. ábra úgy értendő, hogy kiemelünk a folyamatos üzemi méréssel egy spektrumkomponenst és annak külön függvénnyel vizsgáljuk az értékváltozását (3.1. ábra).



3.1. ábra Feltételezett kopási függvény a külső gyűrű felületén bekövetkező amplitúdóváltozásból, vontatási karakterisztika alapján.

A tartomány kijelölése (kopással bekövetkező veszteségi energianövekedésre való következtetés) [4]:

$$N_x = \left\{ (x, y) \mid 1 \leq x \leq 2, 0 \leq y \leq \frac{1}{x} \right\}$$

Tehát először y szerint kell integrálni [4]:

$$\iint_N f = \int_1^2 \left(\int_0^{\frac{1}{x}} \frac{2y}{x+1} dy \right) dx = \int_1^2 \left[\frac{y^2}{x+1} \right]_0^{\frac{1}{x}} dx = \int_1^2 \frac{1}{x^2(x+1)} dx$$

Az integrandust résztrtek összegére kell bontani:

$$\frac{1}{x^2(x+1)} = \frac{A}{x} + \frac{B}{x^2} + \frac{C}{x+1}$$

Közös nevezőre hozva lehet kapni, hogy:

A=-1; B=1; C=1 adódik:

$$\iint_{N_x} f = \int_1^2 \left(-\frac{1}{x} + \frac{1}{x^2} + \frac{1}{x+1} \right) dx = \left[-\ln x - \frac{1}{x} + \ln(x+1) \right]_1^2 =$$

$$= \frac{1}{2} + \ln 3 - 2\ln 2 = \frac{1}{2} + \ln \frac{3}{4}$$

A kapott egyenletet lehet követni. Adottak az alábbi függvények (kiterjesztett megközelítés):

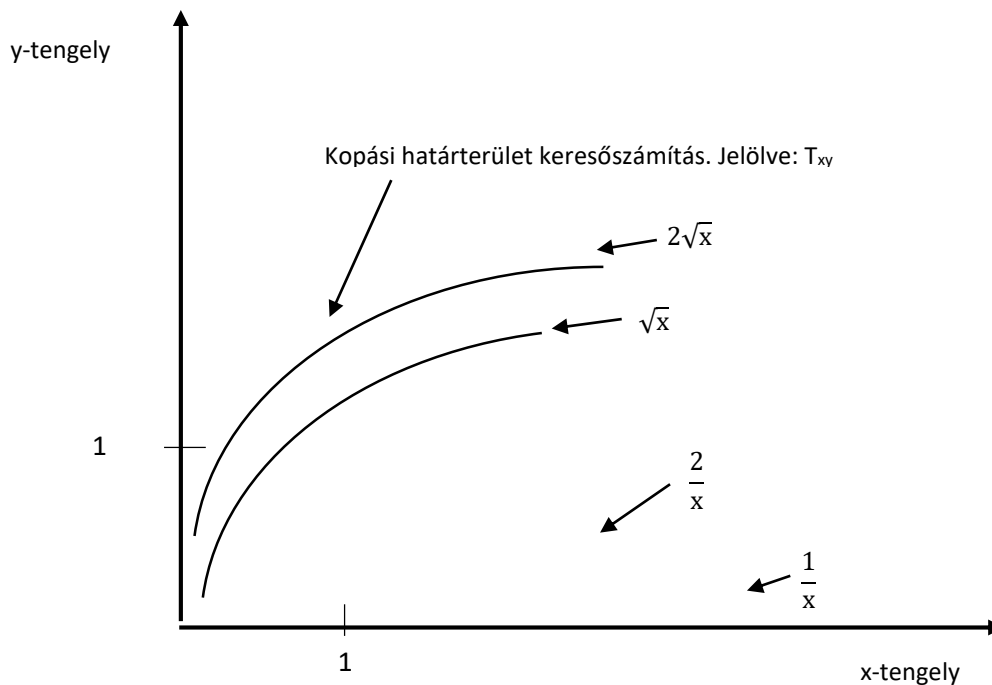
$$y = \sqrt{x}$$

$$y = 2\sqrt{x}$$

$$xy = 1$$

$$xy = 2$$

Görbék által határolt görbe [4]:



3.2. ábra a 3.1. ábra kiterjesztett változata, közelítő függvény

A 3.2. ábra a 3.1. ábra kiterjesztett változata abban a tekintetben, hogy két függvényt használ a kopási határfelület vizsgálatára, az ábrán T_{xy} jelöléssel. A kopási T_{xy} területet négy függvény is közelíti. Ezek az alábbiak: $2\sqrt{x}$; \sqrt{x} ; $\frac{2}{x}$; $\frac{1}{x}$. Ez a számítás egy lehet egy olyan átmeneti állapotnak a területe, amely kijelölhet egy leállási határsávot.

A terület meghatározásához a görbék által határolt $T=T_{xy}$ tartományra kell integrálnunk az egységet, vagyis:

$$\iint_T 1 dx dy = \mu(T)$$

Az integrálás kiszámításhoz célszerű a kettős integrál transzformációját elvégeznünk.

Legyen:

$$u := \frac{y}{\sqrt{x}}$$

$$v := xy$$

Azaz:

$$x = \left(\frac{v}{u}\right)^{\frac{2}{3}} = v^{\frac{2}{3}}u^{-\frac{2}{3}}$$

$$y = u^{\frac{2}{3}}v^{\frac{1}{3}}$$

Ekkor a tartomány meghatározása például:

$$T = \{(u, v) | 1 \leq u \leq 2, 1 \leq v \leq 2\}$$

A transzformáció determinánsa:

$$\frac{\delta(x, y)}{\delta(u, v)} = \begin{vmatrix} \frac{\delta x}{\delta u} & \frac{\delta x}{\delta v} \\ \frac{\delta y}{\delta u} & \frac{\delta y}{\delta v} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\frac{2}{3}u^{-\frac{5}{3}}v^{\frac{2}{3}} & \frac{2}{3}v^{-\frac{1}{3}}u^{-\frac{2}{3}} \\ \frac{2}{3}u^{-\frac{1}{3}}v^{\frac{1}{3}} & \frac{1}{3}u^{\frac{2}{3}}v^{-\frac{2}{3}} \end{vmatrix} = -\frac{2}{3} \frac{1}{u}$$

Felírva az integrált:

$$\mu(T) = \iint_1^2 \frac{2}{3} \frac{1}{u} dv du = \int_1^2 \frac{2}{3} \frac{1}{u} du = \left[\frac{2}{3} \ln u \right]_1^2 = \frac{2}{3} \ln 2 \approx 0,47$$

A számítás azt jelenti, hogy 0,47 egység áll (állna) rendelkezésre az erőteljesebb kopási amplitúdó tartomány kijelölésére.

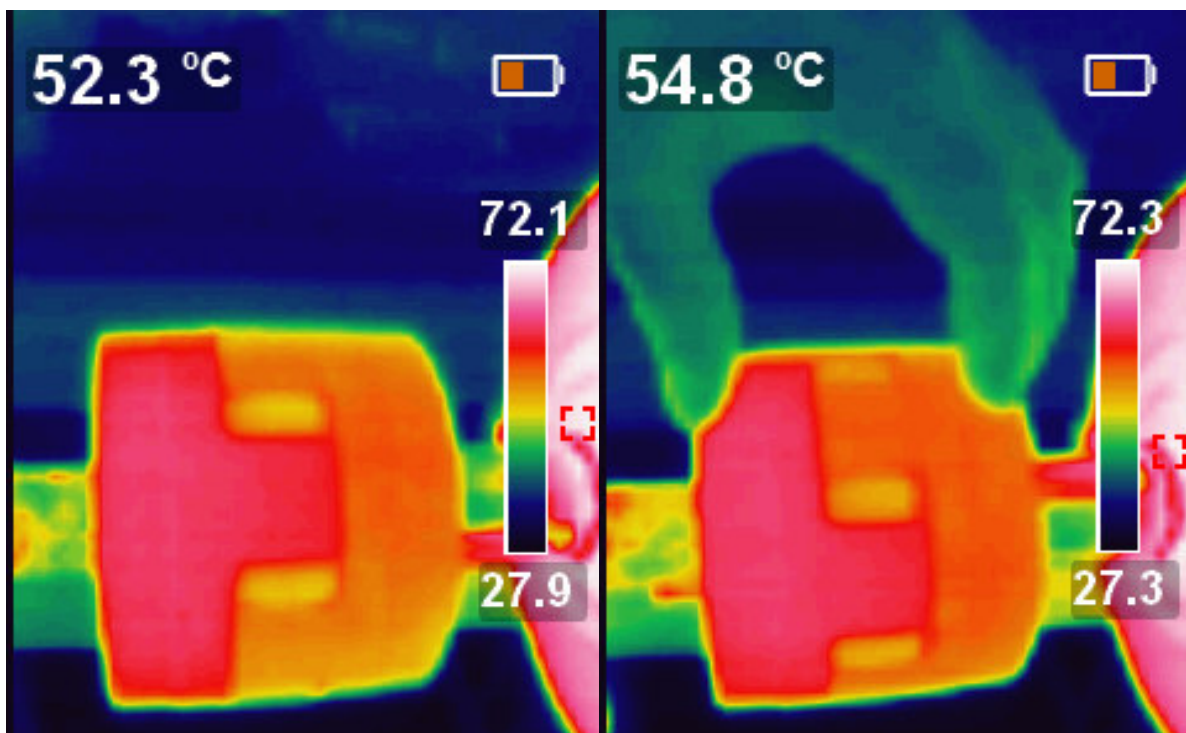


3.3. ábra Csapágykosár-törés, idegen fém bejutása miatt. A kopási határvonal, határterület kigondolásának alapvető indítéka volt az ábrán látható kosár állapota.

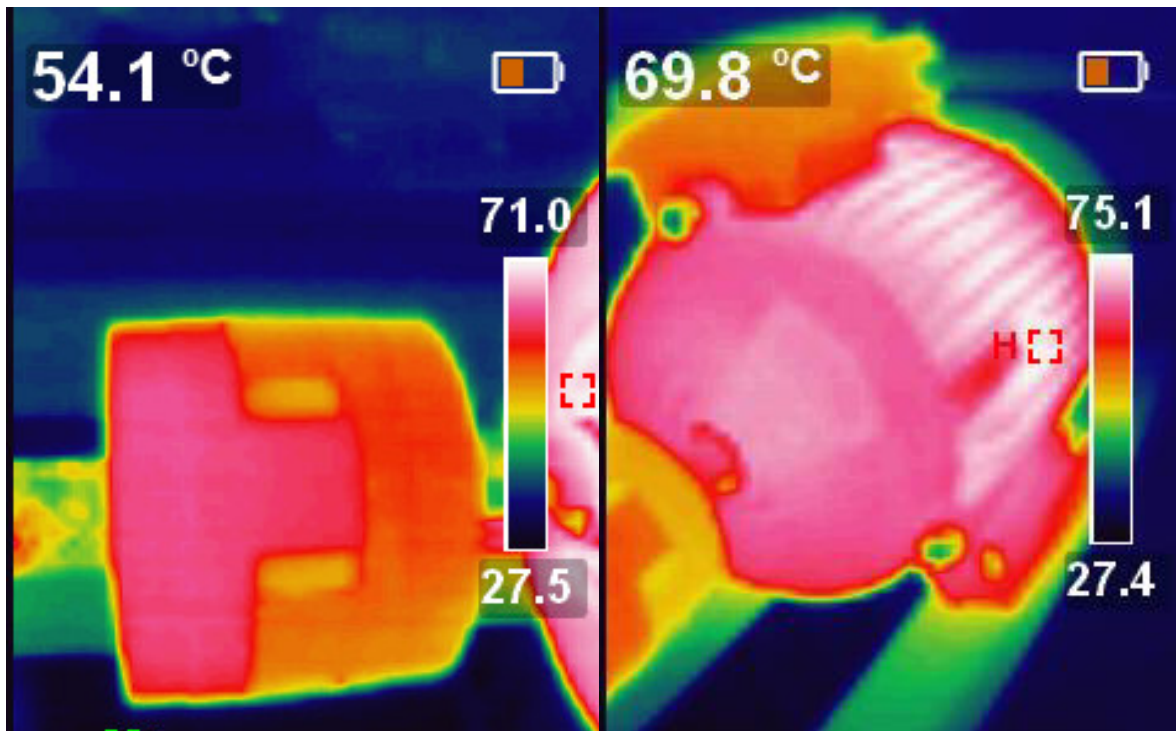
A fejezetben bemutatott matematikai metódus kidolgozása azért volt szükséges, mert a csapágyfrekvenciák sorrendbe állítása mellett figyelmet kell fordítani nem kalkulált hibák bekövetkezésére. A 3.3. ábra már szélsőséges eset, de ha transziens folyamat képes előállítani egy ilyen helyzetet, akkor meg kell vizsgálni a frekvenciakomponenshez tartozó amplitúdótartományok jellegét, amit a 3.1. és 3.2. ábra segítségével számítottam ki.

4. Termográfia felvételek tengelykapcsoló melegedéséről

A következő fejezet részben olyan felvételek kerülnek bemutatásra, amelyek a változó terhelés alatt készültek. A villamos jelanalízisen alapuló vizsgálat mellett szerepel kiegészítő részként a hőkamerás képeken át történő megközelítés. A 4.1-2. ábrák a 4.3-4. ábrákon megjelenített hőeloszlási képek. A mérés alap feltételezése, hogy a terhelőnyomaték változása következtében tengelykapcsolatban hőtágulás lép fel.

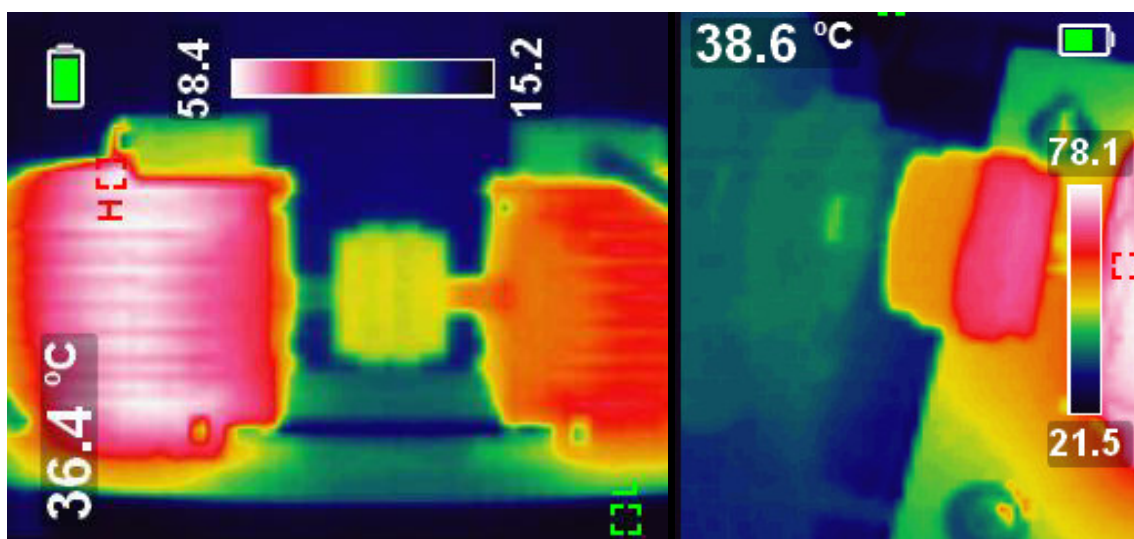


4.1. ábra Tengelykapcsoló aszimmetrikus melegedése.



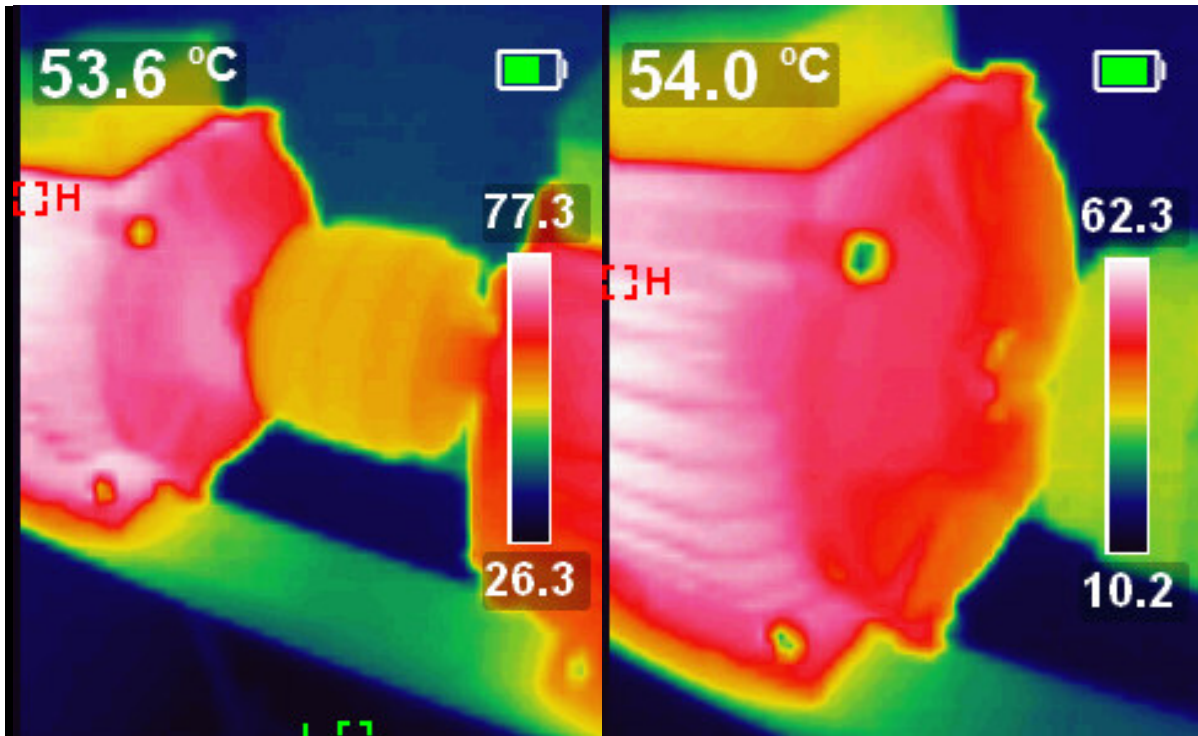
4.2. ábra Tengelykapcsoló aszimmetrikus melegedése.

A tengelykapcsolat 4.3-4. ábra szerinti elmozdulás fellazulás következménye, amely rossz tengelybeállításra vezethető vissza.



4.3. ábra Tengelykapcsoló melegedése jelentős tengelybeállítási hiba esetén.

A 4.4. ábrán látható gépkapcsolat már egy olyan állapotot mutat, ahol a két kapcsoló fél közötti távolság törést okozhat.

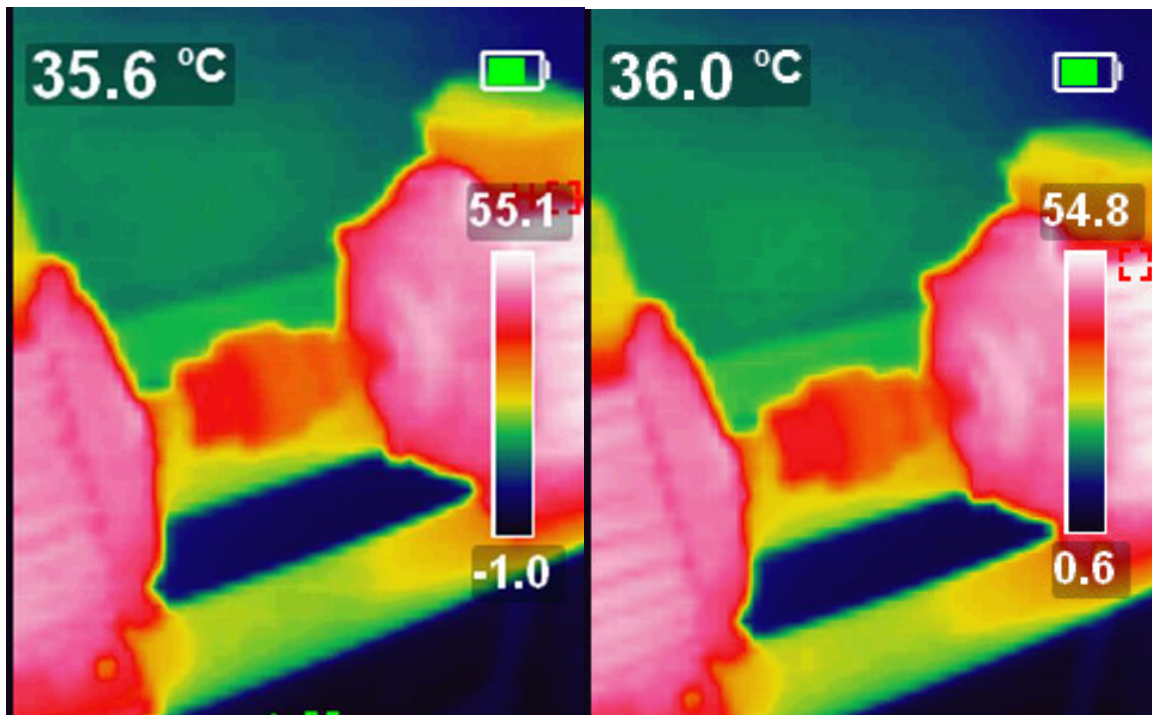


4.4. ábra Tengelykapcsoló melegedése optimális tengelybeállítás esetén.

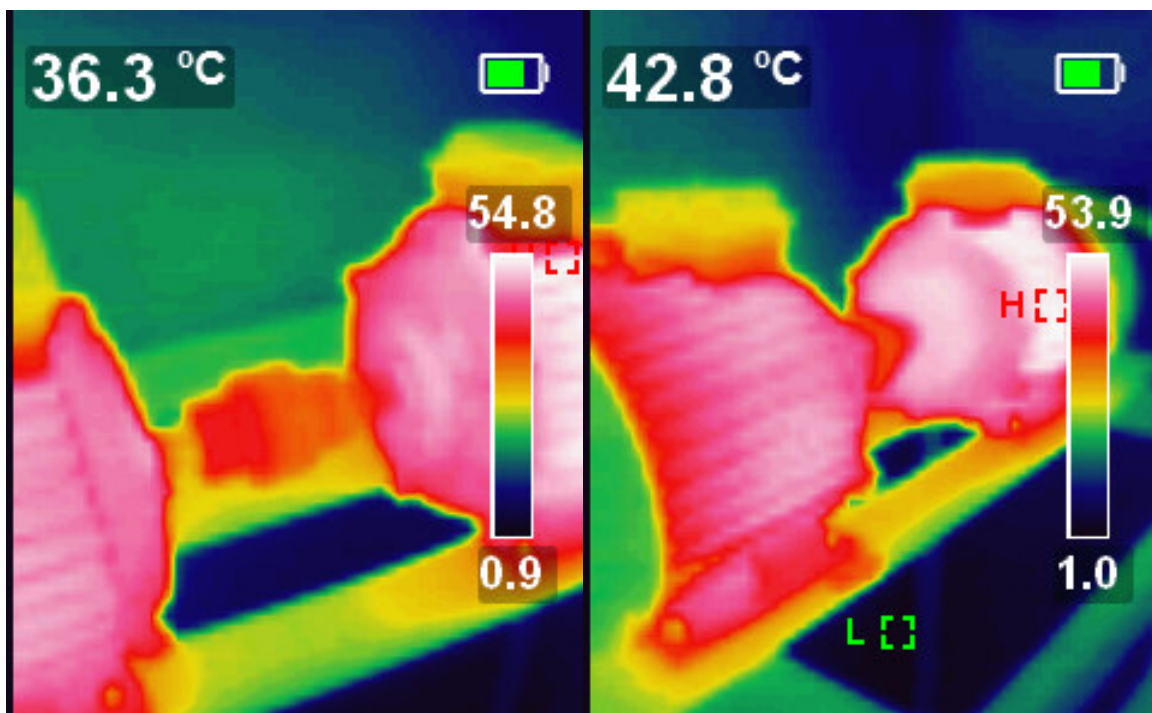
A kialakított gépkapcsolatok gyakori hibája a lágytalp jelensége miatti fellazulás, ami valamelyik felfogató csavar meglazulása okozza. Lehet olyan eset is, amikor alátét vagy hézagolási különbség okozza a géptalpak közötti aszimmetriát. Ez jelenség adott geometriai tűrésig elfogadható tud lenni, de ahogy ez mekkora geometriai távolságot jelent, alkalmazás és gépfüggő.

Továbbá aszinkron gépek tengelykapcsolatainak vizsgálata a 4.5-6. ábrák segítségével. A korábbi mérésekkel és képekkel ellentétben itt nem olyan jelentős a hőmérséklet aszimmetria.

A tengelykapcsoló típusa megegyezik a korábban bemutatott körmös kapcsolattal (nem ugyanaz a gépcsoport és gépelem), de ebben az esetben még nem feltétlen szükséges a gép leállítása. A gépek közel állandó terhelés mellett üzemeltek (üzemelnek) jelentős transziens nyomaték nélkül, ha beáll egy olyan változás, amely fokozott erő-beavatkozást hoz létre, akkor várható lesz a mechanikai lazulás veszélye.



4.5. ábra Tengelykapcsoló melegedésének mérése terhelési üzemállapot alatt.



4.6. ábra Tengelykapcsoló melegedésének mérése terhelési üzemállapot alatt.

5. Összefoglalás

Villamos gépek mechanikai méretezése egyik alapkérdés a csapágykonstrukció megválasztása. Néhány kilowattos motorok esetén nem jelent nagy költséget a cseréje, ha megtörténik, de a gyakorlatban sokszor nem így zajlik és hiba lép fel és az jelenség, amit okoz, sokkal nagyobb gépkieséssel jár együtt.

A nagyobb teljesítményű motorok (200 mm-es tengelymagasság felett) esetén egészen más a felállás. A nagyobb forgó tehetetlen tömeg, komoly lengéseket képes előidézni, amely számottevő rezgést okoz. Megjegyzendő, hogy néhány kilowattos motorral is sikerült komoly rezgést és lengést kelteni. A rezonancia jelensége nagy kihívást jelent, amit nem mindig kezelnek megfelelő komolysággal.

Villamos forgógépek állapotfelügyelete széleskörű elemzési módszereket követel meg, amelyek például tartalmazzák az alábbi transzformációkat: Gyors Fourier transzformáció (Fast Fourier Transform, FFT), diszkrét Fourier transzformáció (Discrete Fourier transform, DFT), rövid idejű Fourier transzformáció (Short-time Fourier transform, STFT), folyamatos Wavelet transzformáció (Continuous Wavelet Transform, CWT), Konstans Q Gabor transzformáció (Constant-Q Gabor Transform, CQT), Hilbert Huang transzformáció (Hilbert-Huang Transform, HHT), Wigner-Ville eloszlás (Wigner-Ville Distribution, WVD), Fuzzy rendszerek, neurális hálózatok, statisztika és gépi tanulás (Statistics and Machine Learning). A felsorolás nem teljes, a nemzetközi szakirodalmakban és tudományos munkákban nagyobb mennyiségű és ettől messze túlmutató elemzési stratégiát használnak [5-26].

A cél nemcsak adatelemzés összehasonlítás, konklúzió, levonás, hanem öntanuló rendszerek fejlesztése, gépintelligencia felé mutató irányvonal megismerése, illetve flottamenedzsment (pl.: villamos hajtások között) kialakítása. Ehhez szükséges, a motor folyamatos üzemének mérése, áram jelalak-analízis és hibametria képzése. Állórész áram Park-vektor számítása és abból többféle spektrum képzése.

Tengelybeállítási hibára utaló frekvencia keresése és elemző halmazok felállítása. Operációkutatás alkalmazása a hibáról alkotott függvényekben. A hibametria utal a gépre jellemző zavarok keresésének határvonalára, vagyis honnantól lehet rossznak és -hibától még mentes jelet- figyelni/keresni. A jelek egymásra hatása egy külön útvonalat képvisel. Jelen munkában a mechanikai jeleket úgy tekintem, hogy tisztán képviselik az információhordozást, ez alatt azt értve, hogy hibák egymáshoz közel is esnek és erősíthetik is egymást, pl.: tengelybeállítás jele és csapágyhiba adott rendszámú harmonikusnál.

A mért és részben vagy egészben feldolgozott adatokon hipotézisvizsgálatot, illesztési próbát, lehetséges eloszlás függvényvizsgálatot (Beta, Bimbaum-Saunders, Exponential, Extreme value, Gaussian, Poisson, Lognormal, Triangular, Weibull stb.) kell végezni, támaszkodva a Matlab képességeire vagy esetenként előforduló cél-szoftverek fejlesztésére. Számos esetben Labview és egyedi szoftvereket is kell használni.

A harmadik fejezetben bemutatott matematikai számítás alapját képezi egy határterület felállítását a gép-hibametria további fejlesztéséhez, minél pontosabb közelítő függvényekkel. A jelen elkészített pályamunka az elektromechanika határterület elméleti és gyakorlati részeit használja fel a villamos forgógép diagnosztikai módszerek fejlesztésére.

6. Irodalomjegyzék

- [1] S. Chen, B. Wang, G. Xu and J. Kuang, "Evaluation of the Running Status of Ball Bearings Using Ultrasonic Signals," 2023 9th International Conference on Mechatronics and Robotics Engineering (ICMRE), Shenzhen, China, 2023, pp. 245-250, doi: 10.1109/ICMRE56789.2023.10106605.
- [2] Dr. Péter József, Gépszerkezettan, ÓE BGK 3033, Budapest, 2011
- [3] Dr. Kósa Csaba-Farnady Ernő-Gyurcsovics Lajosné-Halassy István-Horváth Sándor-Kriza Kálmán, Rugalmas rendszerek mechanikája (Műszaki mechanika II.), ÓE BL 271, Budapest, 2010
- [4] Fekete Zoltán, Zalay Miklós, Többváltozós függvények analízise, Műszaki Könykiadó Kft., 2007
- [5] J. Tang, X. Liang, M. Huang and Z. Gong, "Fault Diagnosis of Rolling Bearing Based on BP Neural Network Technology," 2021 IEEE 9th International Conference on Computer Science and Network Technology (ICCSNT), Dalian, China, 2021, pp. 95-99, doi: 10.1109/ICCSNT53786.2021.9615469.
- [6] X. Tang, Y. Xu, F. Gu, A. D. Ball and G. Wang, "Fault detection of rolling element bearings using the frequency shift and envelope based compressive sensing," 2017 23rd International Conference on Automation and Computing (ICAC), Huddersfield, UK, 2017, pp. 1-6, doi: 10.23919/IConAC.2017.8082063.
- [7] Z. Xu et al., "Comparison of Data-driven Residual Life Prediction Methods for Rolling Bearings in NPPs," 2023 8th Asia Conference on Power and Electrical Engineering (ACPEE), Tianjin, China, 2023, pp. 1608-1612, doi: 10.1109/ACPEE56931.2023.10135930.
- [8] K. Rabeyee, X. Tang, Y. Xu, D. Zhen, F. Gu and A. D. Ball, "Diagnosing the Change in the Internal Clearances of Rolling Element Bearings based on Vibration Signatures," 2018 24th International Conference on Automation and Computing (ICAC), Newcastle Upon Tyne, UK, 2018, pp. 1-6, doi: 10.23919/IConAC.2018.8749121.
- [9] Q. Liu and Y. Guo, "Dynamic model of faulty rolling element bearing on double impact phenomenon," 2015 IEEE International Conference on Information and Automation, Lijiang, China, 2015, pp. 2017-2021, doi: 10.1109/ICInfA.2015.7279620.
- [10] H. Xue, M. Wang, Z. Li and P. Chen, "Fault feature extraction based on artificial hydrocarbon network for sealed deep groove ball bearings of in-wheel motor," 2017 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Harbin), Harbin, China, 2017, pp. 1-5, doi: 10.1109/PHM.2017.8079189.

- [11] M. Kahr, G. Kovács and H. Brückl, "Fault Size Estimation of Ball Bearings: A Machine Learning Approach for Noisy Data," 2022 IEEE Sensors, Dallas, TX, USA, 2022, pp. 1-4, doi: 10.1109/SENSOR52175.2022.9967349.
- [12] L. Ye and M. Zeng, "Bearing Vibration Detection System Based on Eddy Current Sensor," 2017 International Conference on Computer Technology, Electronics and Communication (ICCTEC), Dalian, China, 2017, pp. 946-950, doi: 10.1109/ICCTEC.2017.00209.
- [13] H. Sun, D. Jiang and J. Yang, "Synchronous vibration suppression of magnetic bearing systems without angular sensors," in CES Transactions on Electrical Machines and Systems, vol. 5, no. 1, pp. 70-77, March 2021, doi: 10.30941/CESTEMS.2021.00009.
- [14] C. -L. Yeh, W. -J. Lee and T. -C. Yang, "Analysis of Small Bore-Piping Vibration Phenomenon," 2021 IEEE 3rd Eurasia Conference on IOT, Communication and Engineering (ECICE), Yunlin, Taiwan, 2021, pp. 417-421, doi: 10.1109/ECICE52819.2021.9645724.
- [15] S. Yu, Y. Qiang, Z. Rui-ping and W. Xiao-fei, "Prediction of Vibration Characteristics of Mechanical Bearing Based on a Novel Grey Model," 2019 2nd World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing (WCMEIM), Shanghai, China, 2019, pp. 143-146, doi: 10.1109/WCMEIM48965.2019.00035.
- [16] S. M. Khot and S. Gurav, "Investigation of effect of surface failures on inner and outer race of bearing on vibration spectrum," 2015 International Conference on Nascent Technologies in the Engineering Field (ICNTE), Navi Mumbai, India, 2015, pp. 1-4, doi: 10.1109/ICNTE.2015.7029937.
- [17] H. Sun, D. Jiang, J. Ding and J. Yang, "Multifrequency Vibration Suppression of Magnetic Bearing Systems Applied Variable Step-size Automatic Learning Control," 2020 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), Detroit, MI, USA, 2020, pp. 3193-3198, doi: 10.1109/ECCE44975.2020.9235914.
- [18] L. Miaorong, L. Xu and L. Xue, "Application of Pattern Filter Method on Fault Diagnosis of Rolling Bearing Vibration Signals," 2019 3rd International Conference on Electronic Information Technology and Computer Engineering (EITCE), Xiamen, China, 2019, pp. 523-527, doi: 10.1109/EITCE47263.2019.9095124.
- [19] Y. Huang, Z. Wang, Y. Zhang and M. Lin, "Effect of weight bearing vibration stimulation on surface myoelectric activation of lower limb muscle groups," 2022 2nd International Conference on Information Technology and Contemporary Sports (TCS), Guangzhou, China, 2022, pp. 48-51, doi: 10.1109/TCS56119.2022.9918723.
- [20] P. Nivesrangsan and D. Jantarajirojkul, "Bearing fault monitoring by comparison with main bearing frequency components using vibration signal," 2018 5th International Conference

on Business and Industrial Research (ICBIR), Bangkok, Thailand, 2018, pp. 292-296, doi: 10.1109/ICBIR.2018.8391209.

[21] X. Shi, G. Yu and G. Li, "Experimental analysis on vibration and noise of motor bearing of washing machine," 2021 4th World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing (WCMEIM), Shanghai, China, 2021, pp. 132-136, doi: 10.1109/WCMEIM54377.2021.00036.

[22] D. Yang and X. Liu, "Remaining Useful Life Prediction for bearing based on Online Oil Parameters and Vibration Signals," 2022 Global Reliability and Prognostics and Health Management (PHM-Yantai), Yantai, China, 2022, pp. 1-5, doi: 10.1109/PHM-Yantai55411.2022.9941793.

[23] H. Wu, J. Liu and Y. Shao, "Vibration characteristics of a roller bearing with the waviness error," 2019 58th Annual Conference of the Society of Instrument and Control Engineers of Japan (SICE), Hiroshima, Japan, 2019, pp. 159-163, doi: 10.23919/SICE.2019.8859782.

[24] J. Li, P. Chen, J. Liu, H. Wang, Y. Pan and M. Pan, "Influence of Nonlinear Magnetic Bearing Force on Dynamic Modeling and Vibration Force," 2023 3rd International Conference on Electrical Engineering and Mechatronics Technology (ICEEMT), Nanjing, China, 2023, pp. 513-518, doi: 10.1109/ICEEMT59522.2023.10263142.

[25] X. Jin, Z. Que and Y. Sun, "Development of Vibration-Based Health Indexes for Bearing Remaining Useful Life Prediction," 2019 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Qingdao), Qingdao, China, 2019, pp. 1-6, doi: 10.1109/PHM-Qingdao46334.2019.8943002.

[26] W. Tsunoda, A. Chiba and T. Shinshi, "Suppression of self-excited vibration caused by oil film bearing using bearingless motor," 2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC), Miami, FL, USA, 2017, pp. 1-6, doi: 10.1109/IEMDC.2017.8002306.