

## МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙ В ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІЙ СИСТЕМІ З АСИНХРОННИМ ДВИГУНОМ

*Гаврилець Г.О., асист.*

*Кременчуцький державний університет імені Михайла Остроградського*

*вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600*

*E-mail: [scenter@polytech.poltava.ua](mailto:scenter@polytech.poltava.ua)*

**Вступ.** На сьогоднішній день запровадження засобів діагностування є одним із найважливіших факторів підвищення економічної ефективності використання електричних машин у промисловості. Такі заходи дозволяють на ранніх стадіях виявити дефекти та спрогнозувати їх подальший розвиток. Перспективним і досить поширеним видом діагностики є діагностика за параметрами вібрації.

Проте існує ряд проблем, які не дозволяють абсолютно точно проводити вібродіагностику, а саме недостатнє теоретичне обґрунтування вибору діагностичних параметрів та інформативних частотних діапазонів, відсутність методів використання діагностичної інформації, що міститься в енергетичних параметрах вібраційних сигналів, відсутність знань про вібраційні процеси, що виникають у електричних машинах.

Тому доцільно досліджувати виникнення вібрацій, зумовлених електромагнітними та механічними дефектами, з використанням математичних моделей та проведенням моделювання у математичних пакетах. Діагностика електромагнітної і механічної систем електродвигунів у процесі експлуатації виконується за результатами вимірювання вібрації на корпусі двигуна. Враховуючи цей факт, при створенні діагностичних моделей необхідно щоб усі присутні дефекти електричної машини були відображені у коливаннях механічної частини.

**Мета роботи.** Розробка моделі вібрацій електромеханічної системи з асинхронними електродвигунами (АД) та дослідження вібраційних процесів, що виникають внаслідок дефектів.

**Матеріал і результати дослідження.** Сигнал вібрації електричної машини містить інформацію про справність її електромагнітної та механічної систем. [2, 4, 5]. Вібрація електромагнітного походження може мати кілька складових – електродинамічні, електромагнітні та магнітострикційні сили коливальних, що виникають внаслідок появи змінних складових струму або магнітного поля.

Електродинамічні сили виникають при взаємодії провідника із струмом з магнітним полем, що

перетинає його. За наявності різних дефектів ці сили викликають пульсації моменту, що призводить до збільшення вібрації. Особливо відчутні такі вібрації при запуску двигуна, який установлений на недостатньо жорсткі опори.

Електромагнітні сили діють у напрямку, перпендикулярному струму та полю, та націлені на зменшення магнітної енергії. При дефектах електромагнітної системи ці сили призводять до зміщення статора відносно ротора.

Магнітострикційні сили виникають у активній сталі під дією магнітного поля і призводять до зміни геометричних розмірів магнітопроводу (розтягування). Вібрації, спричинені цими силами, є значимими при дефектах осередь.

Величина складових вібрації залежить від величин коливальних сил і жорсткості коливальної системи. Найбільш значимі по величині є електромагнітні та електродинамічні сили, які діють в радіальному напрямку між ротором і статором. Причинами електромагнітних вібрацій є несиметричність та несинусоїдальність напруги живлення; ексцентриситет повітряного зазору; несинусоїдальний розподіл магнітних рушійних сил у обмотках.

Несправності механічної частини АД призводять не лише до виникнення характерних вібрацій, а й до збільшення негативного впливу сил електромагнітного походження. Найбільш поширені – дефекти опор, кріплень на фундамент та підшипникових вузлів.

Тому актуальними є питання взаємного впливу електромагнітної та механічної частин системи, наприклад: вплив неякісної напруги живлення на процес обертання ротора; ймовірність появи дефектів підшипників під час пуску та зупинки в залежності від стану опор двигуна та характеристик фундаменту; виникнення електромагнітних сил внаслідок з'єднання з промисловим механізмом. Ці та інші питання можна вирішити шляхом імітаційного моделювання електромеханічної системи.

Для дослідження виникнення вібрацій у АД з різним станом механічної та електромагнітної систем була розроблена модель (рис.1). Вона

складається з моделі АД, описаної в ортогональній системі координат відносно потокозчеплень [3]; моделі розрахунку електромагнітних та механічних сил, що виникають у системі та моделі механічної частини.

Вхідними даними для моделі є трифазна напруга живлення та параметри механічної частини (геометрична конструкція підшипника, жорсткості

кріплень і опор, демпфірування системи). Передбачені режим холостого ходу та режим роботи на навантаження. Вихідним сигналом є вібраційна швидкість (м/с). При розрахунках були прийняті такі допущення: використовується контактна теорія Герца, не враховується інерція тіл кочення та проковзування тіл і поверхонь кочення.



Рисунок 1 – Структурна схема моделювання вібраційних сигналів АД

Аналіз процесу збудження вібрацій у опорах кочення [1-2] показує, що вібрація виникає у місцях найбільшого навантаження тіл кочення. У випадках наявності дефектів підшипника (викришування, відколи, раковини тіл кочення або обойм) процес руху дефектної частини відносно ротора буде супроводжуватися появою у вібраційній швидкості височастотних коливань, час затухання яких визначається параметрами коливальної системи.

На рис. 2 наведена модель підшипника кочення. При навантаженні підшипника з боку ротора, представлених сумою сили ваги і сил електромагнітної природи:  $Q_d = G + \sum F_{em}$ , на тіло кочення діє відцентрова сила:

$$F_{ц} = 23 \cdot 10^{-13} \cdot D_t^3 \cdot d_0 \cdot n^2, \quad (1)$$

де  $D_t$  – діаметр тіла кочення,  $d_0$  – середній діаметр підшипника,  $n$  – частота обертання ротора.

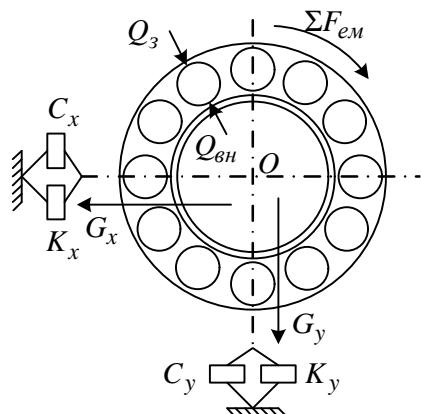


Рисунок 2 – Механічна модель підшипника

Тоді навантаження, що виникають у контакті тіл кочення із зовнішнім та внутрішнім кільцями:

$$Q_3 = \sqrt{1 + \left( \operatorname{ctg} \alpha + \frac{F_y}{Q_d} \right)} \cdot Q_d, \quad (2)$$

$$Q_{вн} = \frac{Q_d}{\sin \alpha}, \quad (3)$$

де  $\alpha$  – кут контакту у підшипнику.

Кількісні характеристики дефектів підшипника визначені такими частотами:

BPFO – частота перекочування тіл кочення по зовнішньому кільцеві:

$$f_{зк} = f \cdot 0,4 \cdot z, \quad (4)$$

BPFI – частота перекочування тіл кочення по внутрішньому кільцеві:

$$f_{вк} = f \cdot 0,6 \cdot z, \quad (5)$$

BSF – частота перекочування тіл кочення:

$$f_z = \frac{z}{2} - \frac{1,2}{z}, \quad (6)$$

де  $z$  – кількість тіл кочення,  $f$  – частота обертання ротора, Гц.

Якісні характеристики дефектів безпосередньо пов'язані з амплітудами збуджених вібрацій.

Скориставшись методом електромеханічних аналогій можна замінити механічну модель підшипника електричною [6]. Цей метод оснований на подібності рівнянь, що описують коливальні процеси електричного та механічного походження.

При механічних коливаннях періодично змінюється координата тіла та проекція його швидкості, а при електромагнітних коливаннях змінюється заряд конденсатора та сила струму у колі. Подібний характер зміни величин пояснюється наявністю аналогії в умовах, що породжують ці коливання. Повернення до положення рівноваги тіла, закріпленого на пружині здійснюється силою пружності, яка пропорційна жорсткості пружини. Розрядження конденсатора обумовлено напругою між пластинами, яка пропорційна заряду. Коефіцієнтом пропорційності є величина, обернена ємності конденсатора. За рахунок інерції тіло, до

якого прикладена сила, збільшує швидкість поступово і так само плавно зупиняється. Подібно до цього, за рахунок явища самоіндукції, електричний струм, що проходить через індуктивність, збільшується під дією напруги поступово і не зникає відразу, коли напруга дорівнює нулю.

Згідно методу електромеханічних аналогій коливальну систему, що зображена на рисунку 1 можна замінити електромагнітним коливальним контуром з наступними параметрами: маса коливальної системи  $m$  [кг] ототожнюється з індуктивністю контуру  $L$  [Гн]; паралельно діючі жорсткість  $K$  [Н/м] і демпфування  $C$  [Нсек/м] опори можуть бути представлені послідовним з'єднанням електричного опору  $R$  [Ом] і ємності  $C$  [Ф]. На вхід контуру подається напруга, що є аналогом прикладених сил у механічній системі, і представлена сумарною дією сил електромагнітної, електродинамічної та механічної природи. Вібраційна швидкість розглядається як електричний струм у контурі. Різке збільшення напруги і струму відбувається при різкому зменшенні електричного опору. Такий процес відбувається, наприклад, при шунтуванні елементів кола.

З урахуванням вищеописаних особливостей підшипникових вібрацій електрична модель має наступний вигляд (рис. 3):

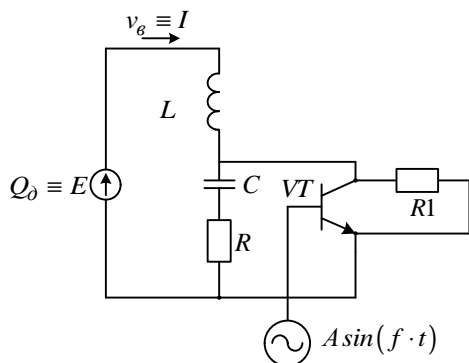


Рисунок 3 – Електрична модель підшипника

Електричний контур, зображений на рис. 3, моделює найпростіший випадок коли присутній одиничний дефект. Під дією е.р.с. (сили, що діє на механічну систему зі сторони електричної машини) у контурі виникають коливання струму. Транзистор, що працює у ключовому режимі, виконує шунтування опору та ємності, що має місце при потраплянні рухомої маси у збільшений за рахунок дефекту повітряний зазор. Сигнал керування має вид:  $A \sin(f_i t)$ , де  $A$  – сила, що виникає у контактній кочення,  $f_i$  – частота, з якою проявляється дефект (визначається за формулами 4-6). Тривалість відкритого стану транзистора визначається часом, протягом якого сигнал керування перевищує встановлене значення напруги відкриття. Величину

пошкодження визначає величина опору шунтування  $R1$  – чим менший опір, тим більшу амплітуду мають коливання. Шляхом додавання нових контурів шунтування можна вносити додаткові дефекти.

Моделювання вібраційних сигналів АД 4АХБ2Г100L4 (4 кВт; 8,7 А, 1420 об/хв) проводилося згідно із структурною схемою (рис. 1) у математичному пакеті MatLab. Вихідні дані моделювання наведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані для моделювання

Параметр механічної системи	Одиниці вимірювання	Значення
Маса ротора	кг	9
Жорсткість опори	Н/м	$2 \cdot 10^8$
Демпфірування опори	Нсек/м	1000
Частота обертання ротора	Об/хв	1420
Середній діаметр підшипника	мм	57,5
Діаметр тіл кочення	мм	13,5
Кількість тіл	шт	8
Елемент електричного кола	Одиниці вимірювання	Значення
Індуктивність	Гн	9
Ємність	Ф	$5 \cdot 10^{-9}$
Електричний опір	Ом	1000

Моделювання було проведено для таких випадків: 1. Відсутні будь-які дефекти, напруга живлення має ідеальну форму, на підшипник діє лише сила ваги системи. На рис. 4-5 наведено графіки швидкості і моменту АД та віброшвидкості.

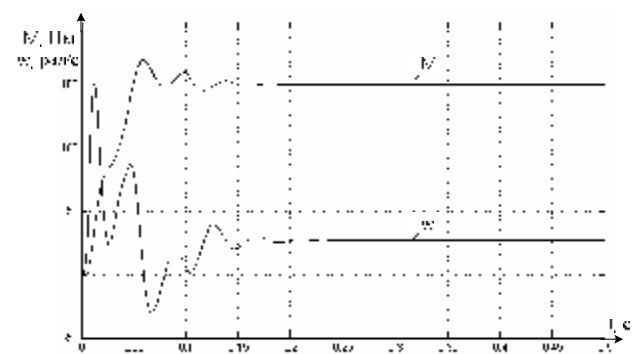


Рисунок 4 – Криві швидкості та моменту АД при живленні від ідеальної напруги

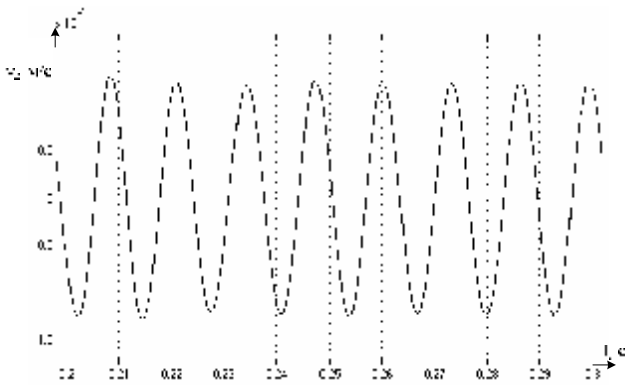


Рисунок 5 – Вібраційна швидкість бездефектного АД при живленні від ідеальної напруги

2. Відсутні будь-які дефекти, напруга живлення однієї із фаз збільшена на 5%. На рис. 6-8 наведено криві швидкості і моменту АД, вібраційна швидкість, гармонічний склад віброшвидкості.

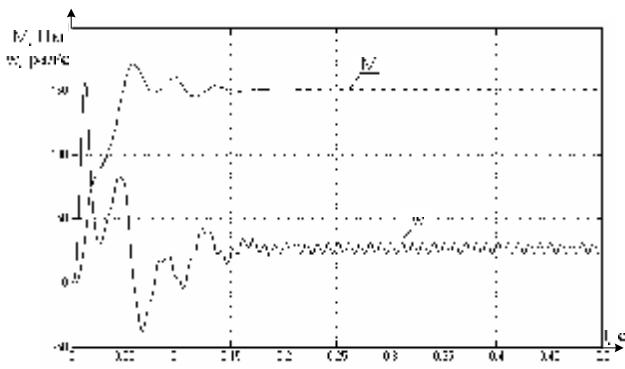


Рисунок 6 – Криві швидкості та моменту АД при несиметричній напрузі живлення

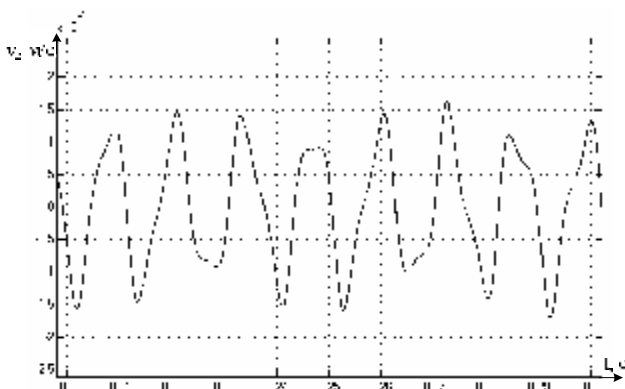


Рисунок 7 – Вібраційна швидкість бездефектного АД при несиметричній напрузі живлення

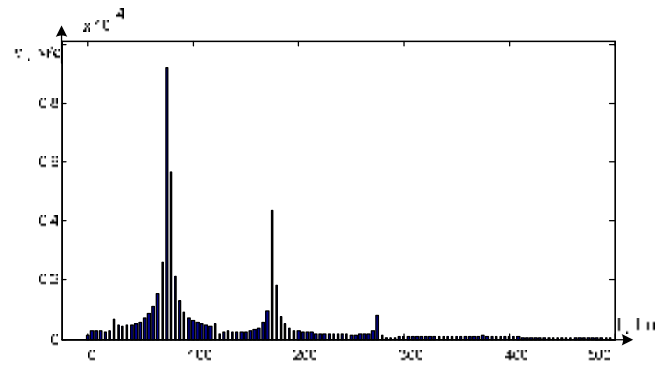


Рисунок 8 – Гармонічний склад вібраційної швидкості бездефектного АД при несиметричній напрузі живлення

3. Присутні дефекти механічної частини – раковина на зовнішньому кільці підшипника, напруга живлення ідеальна. На рис. 9-10 представлені вібраційна швидкість та її гармонічний склад.

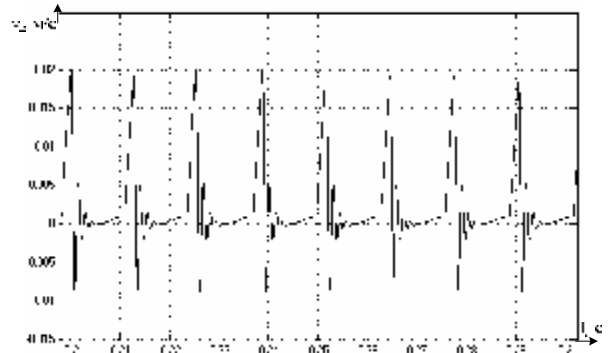


Рисунок 9 – Вібраційна швидкість АД з раковиною на зовнішньому кільці підшипника при живленні від ідеальної напруги

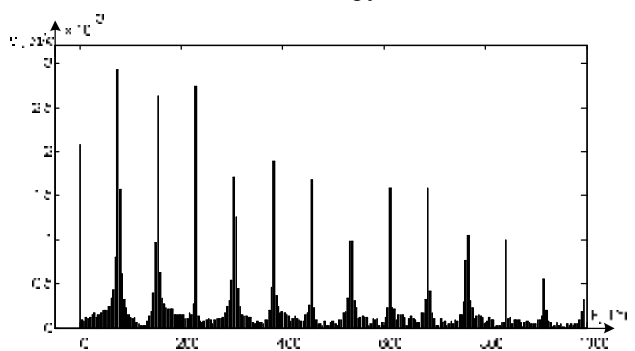


Рисунок 10 – Гармонічний склад вібраційної швидкості з раковиною на зовнішньому кільці підшипника при живленні від ідеальної напруги

4. Присутні дефекти механічної частини – раковина на зовнішньому кільці підшипника, напруга живлення однієї із фаз збільшена на 5%.

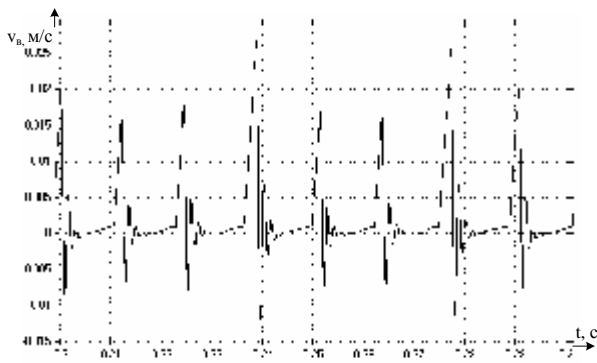


Рисунок 11 – Вібраційна швидкість АД з раковиною на зовнішньому кільці підшипника при несиметричній напрузі живлення

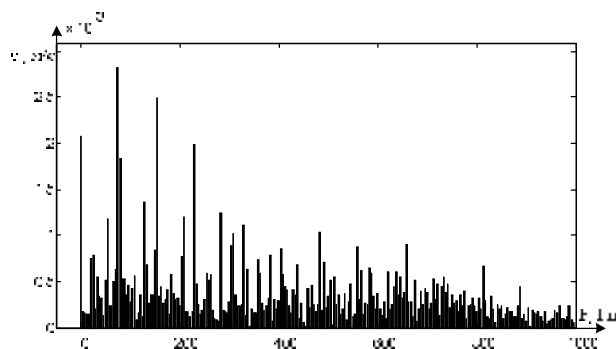


Рисунок 12 – Гармонічний склад вібраційної швидкості з раковиною на зовнішньому кільці підшипника при несиметричній напрузі живлення

**Висновки.** Для моделювання механічних частин АД (підшипників, опор) доцільно використовувати метод електромеханічних аналогій. Це дає змогу аналізувати вібраційні процеси за відомими методами розрахунку електричних кіл. Розроблена модель вібрацій дозволяє вносити дефекти у електромагнітну та механічну частину АД та досліджувати їх вплив на сигнал вібраційної швидкості.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975, – 574 с.
2. Гаврилец Г.О., Конох І.С. Динамічна модель для дослідження впливу стану підшипника кочення на вібраційні процеси електричної машини // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. – Вип. 4/2009 (57) ч. 1. – С. 156-159
3. Чорний О.П., Луговой А.В., Родькін Д.Й., Сисюк Г.Ю., Садовой О.В. Моделювання електромеханічних систем. Підручник. Кременчук, 2001. – 410 с.
4. Ширман А. Р., Соловьев А. Б. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния

механического оборудования, М., 1996, – 276 с.

5. Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин. Л.: Энергоатомиздат, 1986, – 208 с.

6. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. Учеб. пособие для студентов вузов. Изд. 3-е, испр. и доп. М.: Высш. Школа, 1975. – 248 с.

