

УДК 621.982.45

DOI:10.26661/2071-3789-2019-2-42-15

Гречаний Олексій Миколайович ⁽¹⁾, аспірант
Кобрін Юрій Григорович ⁽¹⁾, аспірант
Васильченко Тетяна Олександрівна ⁽²⁾, доцент, кандидат технічних наук
Шевченко Ірина Артурівна ⁽²⁾, доцент, кандидат технічних наук
Ігнат'єв Олександр Олександрович ⁽³⁾, начальник управління
Кузьменко Радислав Вадимович ⁽²⁾, магістрант

ВИКОРИСТАННЯ ЧАСТОТНИХ МОДЕЛЕЙ ПІД ЧАС ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ НЕСПРАВНОСТЕЙ МЕТАЛУРГІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ

⁽¹⁾ Національна металургійна академія України, м. Дніпро
⁽²⁾ Інженерний інститут Запорізького національного університету
⁽³⁾ ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжжесталь», м. Запоріжжя

Розглянуто можливість використання частотних моделей як діагностичних для металургійного обладнання. Встановлено вплив робочих частот обертання електродвигуна привода листопривальної машини на її роботоспроможність у цілому. Отримано частотну карту дефектів вузла привода, що дозволяє виконувати аналіз різноманітних діагностичних ознак для несправностей привода зазначеної машини.

Ключові слова: технічна діагностика, детерміновані частоти, частотне моделювання, частотна модель, технічний стан

Вступ. Правку листового прокату виконують переважно у холодному стані на валкових правильних машинах, оскільки під час охолодження після гарячої прокатки є можливим викривлення заготовки. До правильної машини пред'являють високі вимоги щодо надійності та безвідмовності в експлуатації, довговічності, простоти технічного обслуговування та ремонту.

Сучасний етап розвитку діагностики більшою мірою характеризується не пошуком вирішення теоретичних завдань, а практичним застосуванням відомих вирішень. Особливості металургійного обладнання, зумовлені конструкторськими вирішеннями й експлуатаційними відмінностями, що ускладнюють процес широкого впровадження засобів діагностування, найчастіше обмежуючи область їх застосування енергетичним обладнанням, яке працює у тривалому режимі [1].

Аналіз досягнень. Розрахунки технологічного обладнання, представляють собою прогнозування його працездатності. Розрізняють розрахунки, що призначено забезпечити функціонування механічних систем і виконання покладених на них технологічних операцій (1-а група), а також розрахунки на міцність і надійність для підтвердження ресурсу та якості роботи обладнання (2-я група). До першої групи відносять розрахунки робочих параметрів процесів і конструкцій для їх виконання (продуктивність, швидкість, технологічні опори, потужність), до дру-

гої групи – розрахунки щодо навантажень на окремі елементи конструкцій і їх напружено-деформованого стану, рівняння граничного стану, запаси міцності довговічності, ймовірність безвідмовної роботи [2].

Встановлення причини відмови або руйнування є відповідальним етапом у роботі ремонтних служб. Знання причин відмови дозволяє визначити заходи щодо підвищення безвідмовності механізму та скоротити час простою обладнання [3].

До головних завдань, що вирішує ремонтна служба, відносять планування, підготовку та виконання завчасних ремонтних робіт. Найбільш складним щодо впливу на ефективність виробництва, є планування виконання завчасних ремонтних робіт [4].

Синтез діагностичних ознак технічного стану безупинно працюючих об'єктів є однією з найважливіших операцій. Від способу її побудови та конкретизації переліку ознак суттєво залежить успіх наступної класифікації технічних станів об'єкта. Пряме використання як діагностичних ознак поточних значень вимірюваних параметрів (без попередньої обробки) є мало ефективним. Основною причиною цього є відсутність детермінізму взаємозв'язку між можливими технічними станами об'єкта контролю й значеннями вимірюваних параметрів, що як правило нерегулярно змінюються за часом. Окрім того, за таким способом розпізнавання процедури класифікації технічних станів виявляються надзвичайно перевантаженими за входами. Реальний шлях подолання цих складнощів

полягає в спеціалізації вихідної інформації, тобто у виділенні таких характеристик віброакустичного сигналу, які мають підвищену чутливість до певних видів технічних станів та є інваріантними до інших станів. Такі характеристики представляють собою так звані характерні діагностичні ознаки, значення яких є вихідними для вирішення завдання класифікації.

За відсутності чітких меж між класами технічних станів і характерних діагностичних ознак завдання віброакустичної діагностики вирішують методами технічної кібернетики, що займається розпізнаванням образів безвідносно до їхньої фізичної реалізації.

Існує два основні підходи до завдання розпізнавання: ймовірнісний і детерміністський, які не суперечать один одному. В обох випадках потрібно знайти вирішальне правило, за допомогою якого пред'явлену сукупність ознак можна віднести до одного з можливих класів стану об'єкта. За ймовірнісним підходом області існування як станів, так і ознак можуть перетинатися; кожна із сукупностей ознак лише з певною ймовірністю характеризує стан системи. За детерміністським підходом передбачається, що класи стану не перетинаються та кожному класу W , відповідає деяка область D n -мірного простору ознак. Таким чином, завдання зводиться до встановлення взаємно однозначної відповідності між простором технічних станів W і простором діагностичних ознак D [5].

Мета роботи. Дослідження роботи привода листопривальної машини на основі частотної діагностичної моделі, що дозволить попередити непередбачені простої обладнання, а отже і технологічної лінії у цілому.

Реалізація задачі. Завдання технічної діагностики є логічним продовженням і розвитком завдань контролю, тобто бути спрямованим на визначення стану перебування обстежуваного об'єкта. Сама процедура діагностики містить у собі де яку сукупність операцій контролю всього об'єкта в цілому, і його окремих елементів. Одночасно необхідно визначити, які саме з операцій потрібно здійснювати та у якій послідовності, як, з метою конкретизації несправності, обробляти результати цих операцій [6].

Моделювання є одним із самих надійних методів і ефективних інструментів дослідження як простих, так і складних технічних систем, на всіх етапах їх життєвого циклу [7].

З метою скорочення обсягу коштовних і тривалих експериментальних досліджень доцільно виконувати діагностичне моделювання дефектів, тобто за допомогою діагностичної моде-

лі об'єкта встановити фізичну або діагностичну інтерпретацію зв'язку простору стану із простором діагностичних ознак. Аналіз наукових праць показав, що для діагностичного моделювання машин доцільно розробляти наступні моделі:

- частотні (детерміновані) моделі несправностей, для цього необхідно розраховувати детерміновані частоти прояву різних дефектів машин;
- динамічні моделі, одночасно можливо моделювання змінювань кінематичних та інерційних параметрів моделі обладнання;
- імпульсні моделі дефектів зубчастого зачеплення.

Завданням кінематичного аналізу механізмів є вивчення руху ланок механізмів незалежно від діючих на них сил. Кінематичний аналіз у додатку до завдань вібродіагностики полягає у визначенні кутових швидкостей обертання (або частот) окремих ланок механізму, залежно від частоти обертання електродвигуна. Частотне моделювання засноване на полігармонійному поданні коливань, частота яких є детермінованою із частотою прояву дефектів.

Метою частотного моделювання є ідентифікація частот обертання всіх рухливих елементів машин, включаючи частоту пересполучення зубів і частоту обертання елементів підшипників кочення (тіл кочення, кілець, сепаратора) [8].

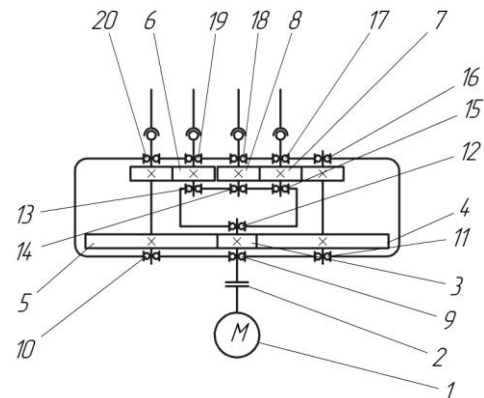


Рисунок 1 – Кінематична схема вузла привода листопривальної машини (позначення наведено у тексті та табл. 1)

Розглядають використання частотних моделей на прикладі п'ятироlikової правильної машини. Кінематичну схему привода правильної машини подано на рис. 1. Крутний момент від електродвигуна 1 через зубчасте колесо 2 передається на вал-шестірні 3 і 4, які призводять в обертання шестірні 5 і 6. Шестірня 6, в свою чергу, передає крутний момент зубчастому колесу 7. За допомогою карданно-телескопічних валів, з'єднаних із хвостовиками вихідних валів редукто-

ра, крутний момент від редуктора передається до роликів правильної машини. Вихідними є вал-шестірня 3 і вали, на яких встановлено зуб-

часті колеса 5, 6 і 7. Частоти обертання вал-шестірней, зубчастих коліс і внутрішніх кілець підшипників наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Частоти обертання деталей редуктора

Найменування	Позначення	Частота обертання	
		хв ⁻¹	Гц
Вал електродвигуна	f_{δ}	750	12,5
Зубчасте колесо 2	f_2	750	12,5
Вал-шестерня 3	f_3	223.2	3.72
Вал-шестерня 4	f_4	223.2	3.72
Зубчасте колесо 5	f_5	223.2	3.72
Зубчасте колесо 6	f_6	223.2	3.72
Зубчасте колесо 7	f_7	223.2	3.72
Внутрішнє кільце підшипника 8, 11	f_8	223.2	3.72
Внутрішнє кільце підшипника 9,10, 12-15, 19	$f_9, f_{10}, f_{12-15}, f_{19}$	223.2	3.72

Частоти обертання деталей редуктора обчислюють за формулами

$$f_2 = f_{\delta}, \quad (1)$$

де f_2 – частота обертання зубчастого колеса 2, Гц; f_{δ} – частота обертання вала електродвигуна, Гц.

$$f_3 = f_4 = f_2 / i = f_{\delta} / i, \quad (2)$$

де f_3, f_4 – частота обертання вал-шестірень 3 і 4, Гц, відповідно; i – передаточне число редуктора, $i = 3,36$.

Підставивши значення i до формули (2), одержують

$$f_3 = f_4 = 0,2976 f_{\delta}. \quad (3)$$

Відповідно до кінематичної схеми можна записати

$$f_5 = f_6 = f_7 = 0,2976 f_{\delta}. \quad (4)$$

Для зручності розрахунків приймають наступні позначення:

$$f_{n1} = f_{p8} = f_{p11} = f_{\delta}, \quad (5)$$

$$f_{n2} = f_{p9} = f_{p10} = f_{p12} = f_{p13} = f_{p14} = f_{p15} = f_{p19} = 0,2976 f_{\delta}, \quad (6)$$

де $f_{p8}, f_{p9}, f_{p10}, f_{p11}, f_{p12}, f_{p13}, f_{p14}, f_{p15}, f_{p19}$ – частота обертання внутрішнього кільця підшипників 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15 і 19, Гц, відповідно.

Частоту обертання рухливих елементів підшипників визначають за формулами

$$f_{\bar{n}\bar{a}} = 0,5 f_{\delta} \cdot \left(1 - \frac{d_{\delta\bar{e}} \cdot \cos \alpha}{d_{\bar{n}\bar{a}}} \right); \quad (7)$$

$$f_{\delta\bar{e}-\bar{a}\bar{a}_1} = f_{\delta\bar{e}-\bar{a}\bar{a}_2} = 0,5 z_{\delta\bar{e}} \cdot f_{\delta} \cdot \left(1 - \frac{d_{\delta\bar{e}} \cdot \cos \alpha}{d_{\bar{n}\bar{a}}} \right); \quad (8)$$

$$f_{\delta\bar{e}-\bar{a}\bar{a}_1} = f_{\delta\bar{e}-\bar{a}\bar{a}_2} = 0,5 z_{\delta\bar{e}} \cdot f_{\delta} \cdot \left(1 + \frac{d_{\delta\bar{e}} \cdot \cos \alpha}{d_{\bar{n}\bar{a}}} \right); \quad (9)$$

$$f_{\delta\bar{e}-\bar{a}\bar{a}_1} = f_{\delta\bar{e}-\bar{a}\bar{a}_2} = \frac{0,5 d_{\bar{n}\bar{a}}}{d_{\delta\bar{e}}} \cdot f_{\delta} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{\delta\bar{e}}}{d_{\bar{n}\bar{a}}} \right)^2 \cdot (\cos \alpha)^2 \right]; \quad (10)$$

$$f_{\delta\bar{e}-\bar{a}\bar{a}_1} = f_{\delta\bar{e}-\bar{a}\bar{a}_2} = 2 f_{\delta} \cdot \left(\frac{d_{\bar{n}\bar{a}} - d_{\delta\bar{e}}}{d_{\delta\bar{e}}} \right) \cdot \left(\frac{d_{cen} + d_{\delta\bar{e}}}{d_{\delta\bar{e}}} \right); \quad (11)$$

$$f_{\delta\bar{e}-\bar{a}\bar{a}} = 0,5 \cdot z_{\delta\bar{e}} \cdot f_{\delta} \cdot \left(\frac{d_{cen} + d_{\delta\bar{e}}}{d_{cen}} \right); \quad (12)$$

$$f_{\delta\bar{e}-\bar{c}\bar{a}_1} = f_{\delta\bar{e}-\bar{c}\bar{a}_2} = 0,5 \cdot z_{\delta\bar{e}} \cdot f_{\delta} \cdot \left(\frac{d_{cen} - d_{\delta\bar{e}}}{d_{cen}} \right); \quad (13)$$

$$f_{\delta\bar{e}-\delta} = \frac{0,848 A}{2 d_{\delta\bar{e}} \cdot \rho}, \quad (14)$$

де f_p, f_{cen} – частота обертання ротора (внутрішнього кільця підшипника) та сепаратора, Гц, відповідно; d_{mk}, d_{cen} – діаметр тіл кочення та сепаратора, м, відповідно; $f_{mk-вн1}, f_{mk-вн2}, f_{mk-зов1}, f_{mk-зов2}$ – частота перекошування тіл кочення внутрішнім та зовнішнім кільцями підшипників 1 і 2, Гц, відповідно; z_{mk} – число тіл кочення; $f_{mk-вр1}, f_{mk-вр2}$ – частота обертання тіл кочення підшипників 1 і 2, Гц, відповідно; $f_{mk-фор1}, f_{mk-фор2}$ – частота порушень під час дефекту форми тіл кочення підшипників 1 і 2, Гц, відповідно; $f_{внк1}, f_{внк2}, f_{внд1}, f_{внд2}$ – частота порушень за дефектом внутрішньої та зовнішньої доріжки тіл кочення підшипників 1 і 2, Гц, відповідно; f_{mk-p1}, f_{mk-p2} – резонансна частота тіл кочення підшипників 1 і 2, Гц, відповідно; α – кут контакту тіл кочення з біговою доріжкою; E – модуль пружності матеріалу тіл кочення, Па; ρ – питома щільність матеріалу, кг/м³.

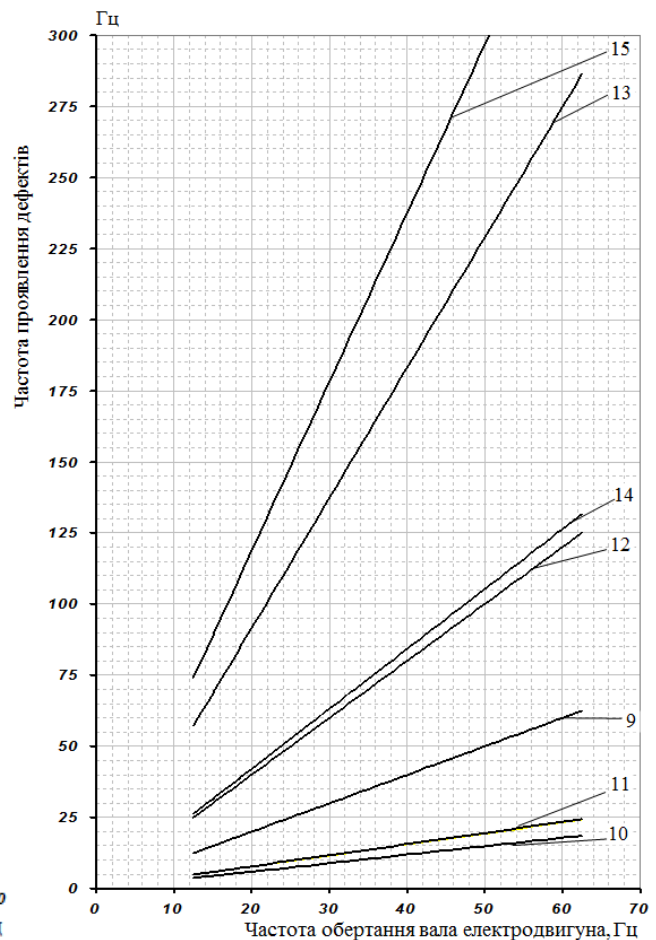
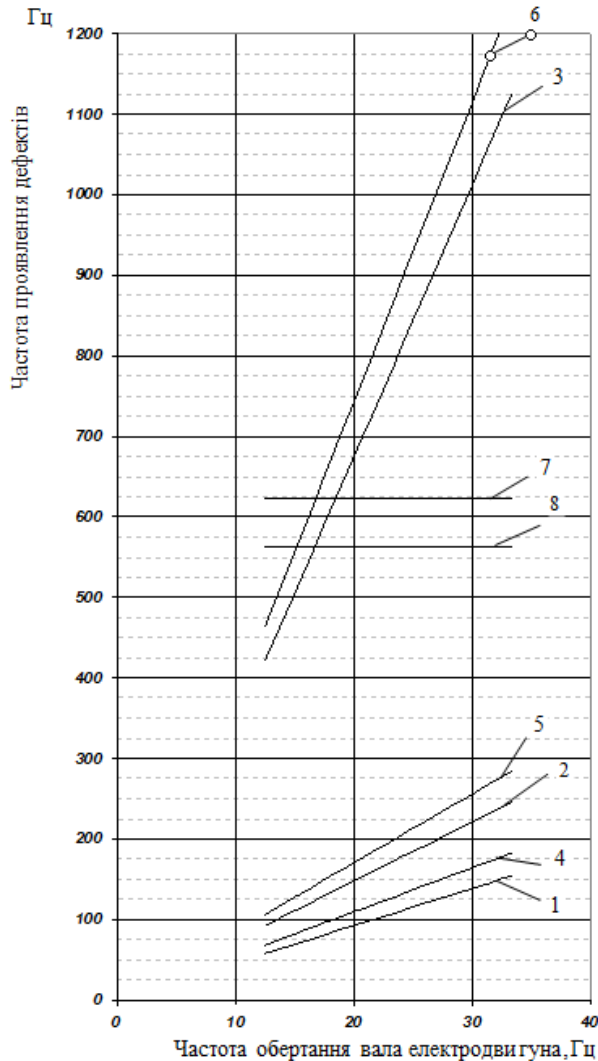
Параметри підшипників кочення 1 і 2 наведено у табл. 2 [9].

Таблиця 2 – Параметри підшипників кочення 1 і 2

Позначення	z_{mk} , мм	d_{mk} , мм	d_{cen} , мм	α , град	E , МПа	ρ , кг/м ³
f_{n1}	12	18,92	80,0	13	$2 \cdot 10^5$	7200
f_{n2}	14	20,90	92,5	15	$2 \cdot 10^5$	7200

Електропривод постійного струму типу 2ПН250ЛУХЛ [10] має номінальну частоту обертання $n_{ном} = 750 \text{ хв}^{-1}$ та максимальну $n_{max} = 2000 \text{ хв}^{-1}$, таким чином $f_{d,min} = 12,5 \text{ Гц}$, $f_{d,max} = 33,3 \text{ Гц}$. Розраховують детерміновані частоти прояву де-

фектів обертових деталей на інтервалі частот обертання вала електродвигуна 12,5-33,3 Гц за формулами (1)-(14). За результатами розрахунків будують частотну діаграму дефектів правильної машини, що подано на рис. 2.



1 – $f_{\text{тк-зов}1}$; 2 – $f_{\text{тк-вк}1}$; 3 – $f_{\text{тк-фор}1}$; 4 – $f_{\text{тк-зов}2}$; 5 – $f_{\text{тк-вк}2}$;
6 – $f_{\text{тк-фор}2}$; 7 – $f_{\text{тк-р}1}$; 8 – $f_{\text{тк-р}2}$; 9 – f_3, f_d ; 10 – $f_{4-8}, f_{п2}$; 11 – f_{cen} ; 12 – $f_{\text{тк-вр}1}$;
13 – $f_{зд1}$; 14 – $f_{\text{тк-вр}2}$; 15 – $f_{зд2}$; 16 – $f_{вд}$

Рисунок 2 – Частотна діаграма дефектів правильної машини

Висновки. Як результат аналізу виконаних розрахунків встановлено, що за включенням двигуна у режими 900-915 хв^{-1} та 1100-1115 хв^{-1} іи незначних дефектах тіл кочення підшипників можливе збігання резонансної частоти тіл кочення із частотою порушення за дефекту зазначених тіл, що спричинює руйнування підшипника. Отримано частотну карту дефектів вузла

привода правильної машини, що дозволяє виконувати аналіз наступних діагностичних ознак: f_d – дисбаланс вала електродвигуна, ексцентриситет шестірні зубчастої передачі 2; $f_3, f_4, f_5, f_6, f_7, f_8$ – ексцентриситет відповідних зубчастих передач 3, 4, 5, 6 і 7; $f_n, f_{cen}, f_{\text{тк-нар}}, f_{\text{тк-вид}}, f_{\text{тк-ви}}, f_{\text{тк-вик}}, f_{\text{тк-фр}}, f_{\text{тк-р}}$ – дефекти підшипників кочення.

Бібліографічний перелік

1. **Диагностирование** механического оборудования металлургических предприятий: монография / В. Я. Седуш, В. М. Кравченко, В. А. Сидоров та ін. Донецк : ООО «Юго-Восток, ЛТД», 2004. 100 с.
2. **Белодеденко С. В.** Развитие методов расчета и исследований прочности металлургического оборудования. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2009. № 4. С. 94-98.
3. **Кравченко В. М.,** Сидоров В. А., Седуш В. Я. Техническое диагностирование механического оборудования: учебник. Донецк : ООО «Юго-Восток, ЛТД», 2009. 459 с.
4. **Руденко В. И,** Ошовская Е. В., Нижник Н. В. Обоснование рационального выбора конструкции шпиндельного соединения. *Металлургические процессы и оборудование*. 2006. № 1. С. 28-32.
5. **Вибрации в технике** : Справочник / В. Н. Челомей, М. Д. Генкин, В. В. Алесенко та ін. – В 6-ти т. Т. 5. Измерения и испытания. Москва : Машиностроение, 1981. 496 с.
6. **Жук А. Я.,** Желябина Н. К., Клевцов О. М., Малышев Г. П. Техническая диагностика. Контроль и прогнозирование : монография. Запорожье : РИО ЗГИА, 2008. 500 с.
7. **Бигус Г. А.,** Даниев Ю. Ф., Быстрова Н. А., Галкин Д. И. Диагностика технических устройств. Москва : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 615 с.
8. **Вибродиагностика** – теория. Диагностические модели механизмов: задачи и методы построения // Лаборатория Диагностики оборудования при кафедре «Технологическое оборудование предприятий хлебопродуктов» Московского Государственного Университета пищевых производств. Режим доступа до ресурсу: URL: <http://sig-nal.narod.ru/theory.htm> (дата звернення: 20.07.2019).
9. **Черменский О. Н.,** Федотов Н. Н. Подшипники качения: Справочник-каталог. Москва : Машиностроение, 2003. 576 с.
10. **Копылов И. П.,** Ключев Б. К. Справочник по электрическим машинам: в 2 т. Т. 1. Москва : Энергоатомиздат, 1988. 456 с.

Гречаний Алексей Николаевич, аспирант, кафедра машин и агрегатов металлургического производства, Национальная металлургическая академия Украины (Украина, Днепр). E-mail: tartalet@ukr.net

Кобрин Юрий Григорьевич, аспирант, кафедра машин и агрегатов металлургического производства, Национальная металлургическая академия Украины (Украина, Днепр). E-mail: ku_76@yahoo.com

Васильченко Татьяна Александровна, доцент, кандидат технических наук, кафедра металлургического оборудования, инженерный институт Запорожского национального университета (Украина, Запорожье). E-mail: pepipp@mail.ru

Шевченко Ирина Артуровна, доцент, кандидат технических наук, кафедра металлургического оборудования, инженерный институт Запорожского национального университета (Украина, Запорожье). E-mail: iashevia@yahoo.com

Игнатьев Александр Александрович, начальник управления надежности оборудования, ПАО «Запорожсталь» (Украина, Запорожье). E-mail: a.a.ignatev@zaporizhstal.com

Кузьменко Радислав Вадимович, магистрант, кафедра металлургического оборудования, инженерный институт Запорожского национального университета (Украина, Запорожье). E-mail: ei@znu.edu.ua

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ МОДЕЛЕЙ ПРИ ТЕХНИЧНОЙ ДІАГНОСТИКЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ МЕТАЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Рассмотрена возможность использования частотных моделей в качестве диагностических для металлургического оборудования. Установлено влияние рабочих частот вращения электродвигателя привода листопрямляющей машины на ее работоспособность в целом. Полученная частотная карта дефектов узла привода, позволяет выполнять анализ различных диагностических признаков для неисправностей привода указанной машины.

Ключевые слова: техническая диагностика, детерминированные частоты, частотное моделирование, частотная модель, техническое состояние

Hrechanyi Oleksii, postgraduate, Department of Machines and Aggregates of Metallurgical Production, National Metallurgical Academy of Ukraine (Ukraine, Dnieper). E-mail: tartalet@ukr.net

Kobrin Yuri, postgraduate, Department of Machines and Aggregates of Metallurgical Production, National Metallurgical Academy of Ukraine (Ukraine, Dnieper). E-mail: ku_76@yahoo.com

Vasilchenko Tatiana, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Metallurgical Equipment, Engineering Institute of Zaporizhzhia National University (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: pepipp@mail.ru

Shevchenko Irene, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department of Metallurgical Equipment, engineering institute of Zaporizhzhia national university (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: iashevia@yahoo.com

Ignatiev Aleksandr, Manager of Equipment Reliability, PJSC «Zaporozhstal», E-mail: a.a.ignatev@zaporizhstal.com

Kuzmenko Radyslav, postgraduate, Department of Metallurgical Equipment, Engineering Institute of Zaporizhzhia National University (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: ei@znu.edu.ua

USING OF FREQUENCY MODELS FOR TECHNICAL DIAGNOSTICS DISREPAIRS OF METALLURGICAL EQUIPMENT

The main objective of technical diagnostics is the logical continuation and development of control tasks, that is, the purpose of monitoring and diagnostics is aimed at determining in which of a predetermined set of conditions the object under investigation is located. The diagnostic procedure itself contains a certain set of control operations of the entire object as a whole, as well as its individual elements. In this case, it is necessary to determine which of the operations need to be carried out and in what sequence, how, in order to specify the malfunction, to process the results of these operations. Modeling is one of the most reliable methods and effective research tools for both simple and complex technical systems, at all stages of their life cycle. In order to reduce the volume of expensive and lengthy experimental studies, it is advisable to carry out diagnostic modeling of defects, that is, a physical or diagnostic interpretation of the relationship between the state space and the space of diagnostic signs is established using the diagnostic model of the object. Kinematic analysis applying to the problems of vibration diagnostics consists in determining the angular speeds of rotation (or frequencies) of individual parts of the mechanism, depending on the frequency of rotation of the electric motor. Frequency modeling is based on the polyharmonic representation of oscillations whose frequency is determined with the frequency of manifestation of defects. The purpose of frequency modeling is to identify the rotational speeds of all the moving elements of the machines, including the frequency of the teeth and the rotational speed of the elements of the rolling bearings (rolling elements, rings, cage). The possibility of using frequency models as diagnostic models for metallurgical equipment using the example of a sheet straightening machine is considered. The influence of the operating speeds of the electric motor of the drive of the sheet straightening machine on its overall performance is established. The obtained frequency map of defects of the drive unit allows the analysis of various diagnostic features for drive failures of the plate straightening machine.

Key words: technical diagnostics, deterministic frequencies, frequency simulations, frequency model, technical condition

Стаття надійшла до редакції 31.07.2019 р.
Рецензент, проф. О. В. Явтушенко