

ВИКОРИСТАННЯ ВІБРОДІАГНОСТИКИ ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ДЕФЕКТІВ ШАТУННИХ ПІДШИПНИКІВ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ 10ГКН

¹Б.В. Копей, ²С.І. Галій, ²Н.Б. Михайликова

¹ ІФНТУНГ, 76019, м.Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42331,
e-mail: kopeyb@nimg.edu.ua

² УкрНДІгаз; 61125, м. Харків, Красношкільна наб., 20, тел. (057) 7304677,
e-mail: sgalii@ukr.net

Проведено уточнення діагностичних ознак дефектів при вібраційному діагностуванні шатунних підшипників газомотокомпресорів (ГМК) 10ГКН.

Для пошуку найбільш ефективних діагностичних ознак дефектів шатунних підшипників аналізатором спектрів вібрації АС-640 проведено вібраційні дослідження ГМК 10ГКН з діаметром компресорних циліндрів 320 мм. Аналіз результатів свідчить, що спектри вібрацій були накопичені у частотному діапазоні 10-2500 Гц, кількість усереднень даних – 8, кількість ліній – 3200. Спектри вібрації шатунних підшипників знімались на агрегатах перед проведенням планового огляду в місцях, визначених згідно з СОУ 74.3-30019775-150:2009 "Компресорні станції. Газоперекачувальні агрегати. Контроль технічного стану газомотокомпресорів типу 10ГКН" в ДК "Укргазвидобування". При плановому огляді визначались фактичні дефекти досліджуваних вузлів.

Виділено новий частотний діапазон та граничне значення середньоквадратичного значення (СКЗ) віброприскорення з кращими значеннями ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК 10ГКН.

Розраховано ймовірності виявлення справного та дефектного підшипників, ймовірність хибного детектування і пропуску дефектного підшипника.

Побудовано криві ймовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників у залежності від віброприскорення.

Уточнення діагностичних ознак дефектів під час вібраційного діагностування шатунних підшипників ГМК 10ГКН дасть змогу збільшити кількість своєчасно виявлених дефектів, підвищити надійність і ресурс машин, зменшити витрати на експлуатацію і ремонт ГМК.

Ключові слова: газомотокомпресор, підшипники, надійність, ресурс, вібрації, діагностика

Проведено уточнение диагностических признаков дефектов при вибрационном диагностировании шатунных подшипников ГМК 10ГКН.

Для поиска наиболее эффективных диагностических признаков дефектов шатунных подшипников проведены вибрационные исследования газомотокомпрессоров 10ГКН с диаметром компрессорных цилиндров 320 мм. Исследования проводились анализатором спектров вибрации АС-6400. Спектры вибраций были накоплены в частотном диапазоне 10-2500 Гц, количество усреднений данных – 8, количество линий – 3200. Спектры вибрации шатунных подшипников снимались на агрегатах перед проведением планового обзора в местах, определенных согласно СОУ 74.3-30019775-150:2009 "Компрессорные станции. Газоперекачивающие агрегаты. Контроль технического состояния газомотокомпрессоров типа 10ГКН" в ДК "Укргаздобыча". При плановом обзоре определялись фактические дефекты исследуемых узлов.

Выделен новый частотный диапазон и предельное значение СКЗ виброускорения с лучшими значением вероятности определения дефектов шатунных подшипников ГМК 10ГКН.

Рассчитана вероятность выявления исправного подшипника, вероятность выявления дефектного подшипника, вероятность ошибочной дефектовки и вероятность пропуска дефектного подшипника.

Построены кривые вероятности распределения дефектного и бездефектного состояния шатунных подшипников в зависимости от виброускорения.

Уточнение диагностических признаков дефектов при проведении вибрационного диагностирования шатунных подшипников ГМК 10ГКН позволит увеличить количество своевременно обнаруженных дефектов, повысит надежность и ресурс машин, уменьшит расходы на эксплуатацию и ремонт ГМК.

Ключевые слова: газомотокомпрессор, надежность, подшипники, ресурс, вибрации, диагностика

Clarification of diagnostic signs of defects is conducted during the vibration diagnosing of the piston-rod bearings of gasmotocompressors (GMC) 10GKH.

For the search of the most effective diagnostic signs of defects of the piston-rod bearings vibration researches of gasmotocompressors 10GKH with the diameter of compressor cylinders 320 mm were conducted. Researches were executed by means of the analyzer of spectrums of vibration ACE-6400. The spectrums of vibrations were accumulated in a frequency range 10-2500 Hz, amount of given mean values – 8, amount of lines – 3200. The spectrums of vibration of the piston-rod bearings were taken off on aggregates before conducting of the planned review in places, determined according SOU 74.3-30019775-150:2009 "Compressor stations. gasmotopumping aggregates. Control of the technical state of compressors of type 10GKH" in the SC "Ukrgazvydobuvannya". During the planned review the actual defects of the probed assemblies were determined.

A new frequency range and maximum value of SRV of vibroacceleration is selected with the best value of probability of determination of defects of the piston-rod bearings of GMC 10GKH.

Probability of defection of the bearing in good condition, probability of detection of the imperfect bearing, probability of erroneous defecting and probability of admission of the imperfect bearing, is estimated.

The crooked probabilities of distributing of the imperfect and good state of the piston-rod bearings are built depending on vibroacceleration.

Clarification of diagnostic signs of defects during conducting of the vibration diagnosing of the piston-rod bearings of GMK 10ГКН will give an opportunity number of timely identified defects, increase reliability and re-source of machines, decrease expenses on exploitation and repair of GMK.

Keywords: gasmotocompressor, reliability, bearing, vibration analysis, diagnostics

Актуальність проблеми

На даний час парк газомотокомпресорів 10ГКН (ГМК) на об'єктах газової промисловості України значно застарів. Статистика росту кількості відмов обладнання свідчить, що проведення планових ремонтів не забезпечує надійної експлуатації ГМК. Виходом із ситуації є перехід до ремонту машин і обладнання за фактичним станом. Але це можливо лише у разі використання методів і засобів діагностики, розрахунку ймовірності безвідмовної роботи, інтенсивності відмов обладнання в процесі його експлуатації.

Інформація про стан працюючого обладнання з обертовими вузлами міститься, насамперед, у сигналі вібрації. Тому аналіз вібрації (як вид контролю стану і діагностики машин) дозволив вирішувати практичні завдання довгострокового прогнозу стану обладнання і, як наслідок, здійснити перехід до обслуговування і ремонту обладнання за фактичним станом.

Аналіз стану проблеми

На сьогоднішній день рівень розвитку вібродіагностики не дозволяє виявити всі види дефектів, що зустрічаються й розвиваються в поршневих компресорах.

Вимірювання інтегральних вібраційних характеристик дозволяє визначити загальний технічний стан машин. В основу нормування абсолютної вібрації закладені рекомендації міжнародного стандарту ISO 2372-74, у якому критерієм є середнє квадратичне значення (СКЗ) віброшвидкості в діапазоні частот від 10Гц до 1кГц. Вони засновані на припущенні, що подібні за потужністю, висотою осі обертання, частотою обертання і експлуатації агрегати мають приблизно однакові припустимі значення вібрації з досягненням граничного стану. Базовим нормативним документом по вібрації є ISO 10816-1-97, у якому зазначено, що при зосередженні значної частини вібраційної енергії за межами діапазону 10-1000Гц, додатковому нормуванню піддається СКЗ вібропереміщення і віброприскорення у відповідній смузі частот. Причому як критерії оцінки використовують не тільки абсолютне значення вібрації, але і його зміну в процесі експлуатації.

Загальні вимоги виміру відносної вібрації зазначені в ISO 7919-1-99, у якому використовуються ті ж два критерії. На базі цього стандарту розроблено норми для різних машин.

Статистичне накопичення й аналіз кореляційно-спектральних характеристик вібросигналу, проведені стосовно до опозитних компресорів, дозволили встановити взаємозв'язок зі зношуванням у вузлах механізмів руху [1].

Істотну допомогу при визначенні технічного стану машинного обладнання може надати комп'ютерне моделювання динаміки й зношування вузлів, що дозволяє пов'язати зміну функціональних і динамічних параметрів машини зі зношуванням окремих її елементів і прогнозувати ці процеси на час майбутньої експлуатації [2, 3]. У такий спосіб в роботі [4] визначено гармоніки вібрації основних дефектів поршневих компресорів.

Несправний вузол, робота якого супроводжується ударом, ефективніше діагностувати за допомогою аналізу амплітуди огинаючої вібро-сигналу. Цей метод базується на тому, що періодична послідовність ударних імпульсів, що збуджує весь спектр власних частот механізму, проявляється у високочастотній області у вигляді амплітудної модуляції вібраційного процесу. Смугова фільтрація високочастотного сигналу з наступним перетворенням Гільберта і спектральним аналізом амплітудної огинаючої дає змогу за частотою проходження удару локалізувати дефектний вузол. Найширшого застосування цей метод набув при контролі стану підшипників кочення і зубчастих передач. Його використання є перспективним і для виявлення деяких дефектів поршневих компресорів [5].

При діагностуванні підшипників кочення доводиться стикатися із присутністю в спектрі вібрації множини бокових складових, що пов'язане з труднощами при формуванні інформативної діагностичної ознаки. Кепстральний аналіз, що є зворотним перетворенням Фур'є спектра сигналу в логарифмічному масштабі, дозволяє об'єднати енергію всіх бокових складових основних частот дефектного вузла і представити їх у вигляді однієї лінії на графіку [5].

В роботах [7, 8] проводиться пошук дефектів шатунних підшипників (ШП) газомотокомпресорів 10ГКН за рівнем вібрації в визначених частотних смугах.

Виділення невирішених частин проблеми

Актуальним є пошук найбільш ефективних діагностичних ознак дефектів шатунних підшипників на основі вібраційних досліджень газомотокомпресорів 10ГКНБ, оскільки до цього часу важко було визначити їх технічний стан.

Постановка задачі досліджень

Завданням дослідження є уточнення діагностичних ознак дефектів під час проведення вібраційного діагностування шатунних підшипників ГМК 10ГКН.

Таблиця 1 – Зіставлення технічного стану шатунних підшипників з СКЗ віброприскорення в досліджуваній частотній смузі, Гц

Параметр		Граничне СКЗ віброприскорення, м/с ²						
		0-0,5	0,6-1,0	1,1-1,4	1,5-2,0	2,1-2,4	2,5-3,0	3,0-3,5
№ ГМК, дата	Шатунний підшипник № 1	*	*	*	*	*	*	*
	Шатунний підшипник № 2	*	*	*	*	*	*	*
	Шатунний підшипник № 3	*	*	*	*	*	*	*
	Шатунний підшипник № 4	*	*	*	*	*	*	*
	Шатунний підшипник № 5	*	*	*	*	*	*	*

- * 1 - руйнування бабітового шару вкладишів шатунних підшипників;
- 2 - збільшений зазор між вкладишами і колінчастим валом;
- 3 – справний.

Таблиця 2 – Кількість дефектів шатунних підшипників, що виявлена в разі використання віброметром досліджуваної частотної смуги, Гц

Параметр	Розмірність	Граничне СКЗ віброприскорення, м/с ²						
		0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
Кількість справних ШП	шт.	*	*	*	*	*	*	*
Кількість дефектних ШП	шт.	*	*	*	*	*	*	*
Хибно діагностований як несправний	шт.	*	*	*	*	*	*	*
Хибно діагностований як справний	шт.	*	*	*	*	*	*	*

Результати досліджень

Для пошуку найбільш ефективних діагностичних ознак дефектів шатунних підшипників були проведені вібраційні дослідження газомотокомпресорів 10ГКН з діаметром компресорних циліндрів 320 мм. Дослідження були виконані аналізатором спектрів вібрації АС-6400. Протягом 2008-2010 рр. були накопичені спектри вібрації у частотному діапазоні 10-2500 Гц, кількість усереднень даних – 8, кількість ліній – 3200. Спектри вібрації шатунних підшипників знімалися на агрегатах перед проведенням планового огляду в місцях, визначених згідно з СОУ 74.3-30019775-150:2009 "Компресорні станції. Газоперекачувальні агрегати. Контроль технічного стану газомотокомпресорів типу 10ГКН" в ДК "Укргазвидобування". При плановому огляді визначались фактичні дефекти досліджуваних вузлів.

Для аналізу вибрано наступні діапазони: 100÷1000 Гц, 200÷1000 Гц, 400÷1000 Гц, 600÷1000 Гц, 1000÷1200 Гц, 1000÷1500 Гц, 1000÷2000 Гц, 1050÷1170 Гц.

В кожному з цих діапазонів проводились дослідження.

Для кожного шатунного підшипника у відповідному спектрі розраховувалось середнє квадратичне значення (СКЗ) віброприскорення у досліджуваній частотній смузі. В полі значень віброприскорення заносили показники технічного стану шатунного підшипника у відповідності з даними планового огляду, на зразок таблиці 1.

Подальший аналіз всіх внесених значень дав підставу для таких висновків: максимальна кількість розподілу як бездефектного, так і дефектного станів шатунних підшипників №№ 1-3, № 4 та № 5 відповідає різним значен-

ням віброприскорення, тому для пошуку уточнених діагностичних ознак дефектів необхідно розглядати окремо значення вібраційних параметрів цих шатунних підшипників.

На підставі даних, зібраних за зразком таблиці 1 за період досліджень, проводився підрахунок кількості бездефектних і дефектних підшипників для кожної з виділених груп, у відповідності до граничних значень СКЗ віброприскорення, на зразок таблиці 2.

На підставі одержаних даних були розраховані:

- криві імовірності дефектного і бездефектного станів шатунних підшипників в залежності від обраного граничного значення СКЗ віброприскорення;

- криві кількісного розподілу дефектного і бездефектного станів шатунних підшипників.

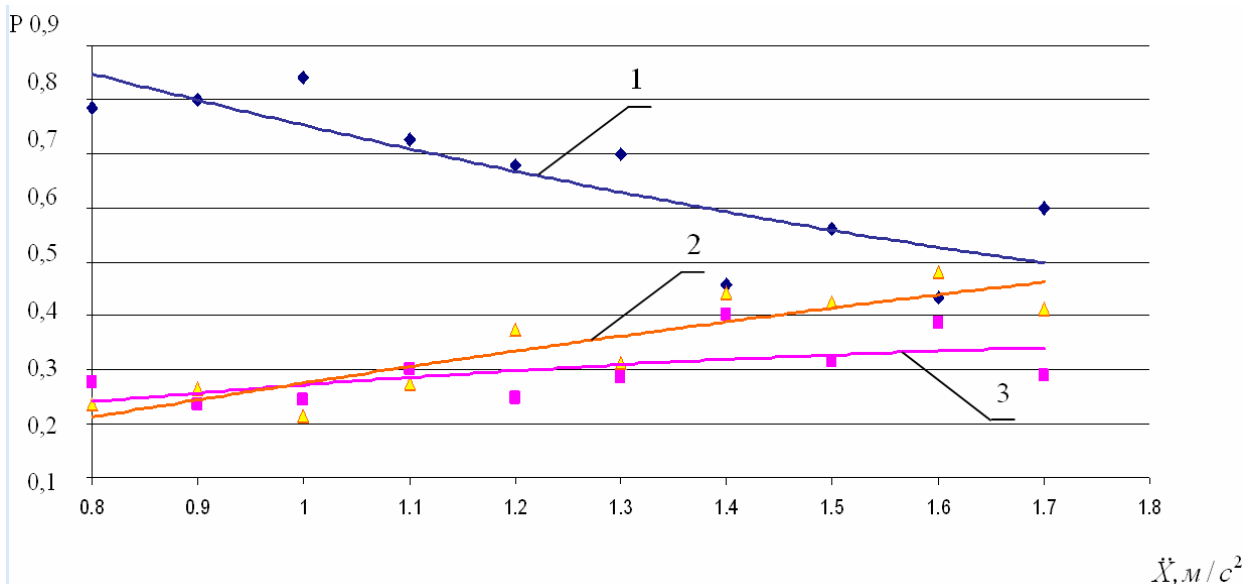
Криві були побудовані за методом найменших квадратів [6].

Аналіз отриманих кривих дозволив виділити діапазон 300-1000 Гц та попереднє граничне значення віброприскорення 1,2 м/с², яке є оптимальним значенням ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК.

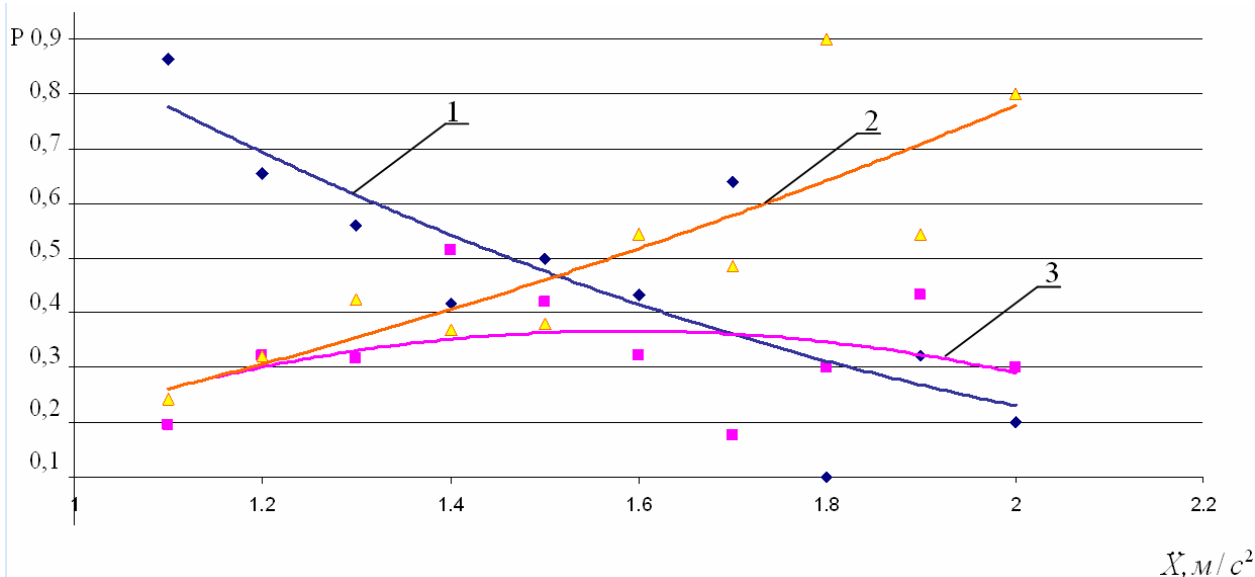
На рисунках 1-3 зображено криві імовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників № 1-3; № 4; № 5 в залежності від віброприскорення у частотній смузі 300-1000 Гц побудовані за даними, зібраними протягом 2008-2010 рр.

Для прийняття остаточного рішення проведено порівняння ефективності нового діапазону 300-1000 Гц з діапазоном 1050-1170 Гц, який був використаний в приладі СВіК-ГМК для діагностування шатунних підшипників раніше [7, 8].

В таблицях 3 і 4 наведено кількість дефектів шатунних підшипників залежно від зміни



1 – бездефектний стан; 2 – руйнування бабітового шару; 3 – збільшений зазор
Рисунок 1 – Криві імовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників № 1-3 залежно від віброприскорення



1 – бездефектний стан; 2 – руйнування бабітового шару; 3 – збільшений зазор
Рисунок 2 – Криві залежності імовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників № 4 залежно від віброприскорення

граничного значення віброприскорення відповідно для смуг 300-1000 Гц і 1050-1170 Гц для визначення дефектів шатунних підшипників.

Для смуги 300-1000 Гц і граничного значення віброприскорення $1,2 m/s^2$, яке відповідає найбільшій ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК, за ймовірності визначення дефектів ШП 74,1% також існує ймовірність визначити як несправні 21,1% справних шатунних підшипників.

З таблиці 4 видно, що для смуги 1050-1170 Гц і граничного значення віброприскорення $0,25 m/s^2$, яке є оптимальним значенням ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК, за ймовірності визначення дефектів ШП 74,1% також існує ймовірність визна-

чити як несправні 43,9% справних шатунних підшипників.

Порівняння цих даних вказує на більшу ефективність використання частотної смуги 300-1000 Гц для визначення дефектного стану шатунних підшипників ГМК 10ГКН.

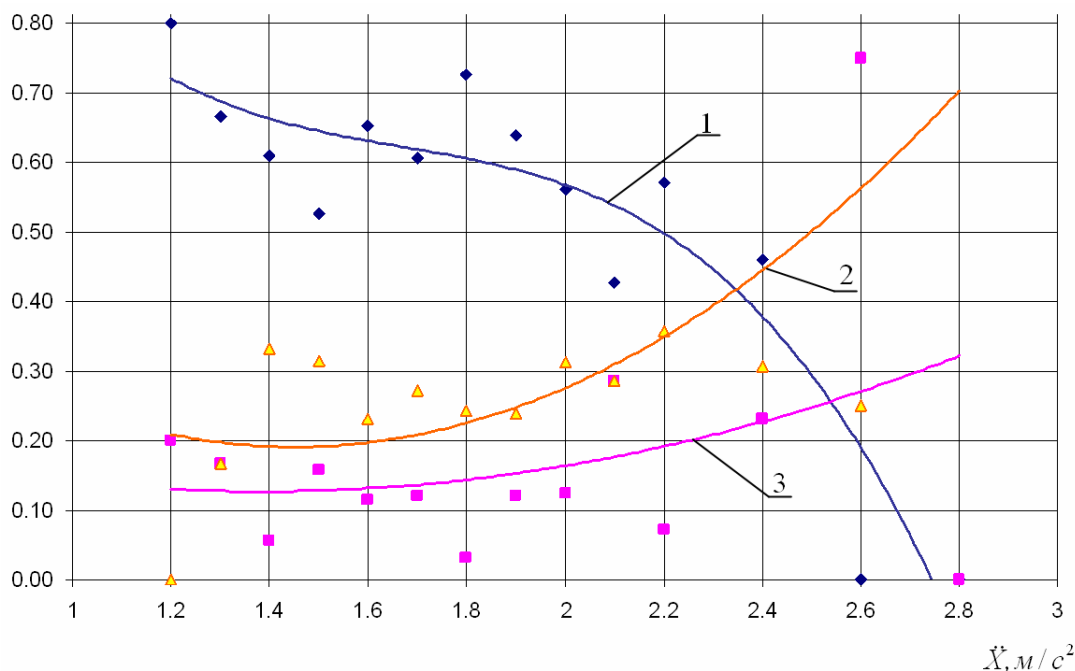
Для прийняття рішення про наявність дефекту шатунного підшипника необхідно знайти граничне значення СКЗ віброприскорення в обраній частотній смузі, використовуючи методи статистичних рішень [9].

Приймаємо шукане граничне значення СКЗ віброприскорення рівним $-x_0$.

Умовимося вважати, що:

D_1 – справний стан,

D_2 – наявність дефекту;



1 – бездефектний стан; 2 – руйнування бабітового шару; 3 – збільшений зазор
Рисунок 3 – Криві залежності ймовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників № 5 залежно від віброприскорення

$f(x/ D_1)$ – статистичний розподіл щільності ймовірності діагностичного параметра x для справного стану D_1 ;

$f(x/ D_2)$ – статистичний розподіл щільності ймовірності діагностичного параметра x для дефектного стану D_2 ;

$P_1=P (D_1)$ – апіорна ймовірність діагнозу D_1 (вважається відомою на підставі попередніх статистичних даних);

$P_2=P (D_2)$ – апіорна ймовірність діагнозу D_2 ;

C_{11}, C_{22} – вартість вірного рішення при визначенні справного технічного стану й виявленого дефекту досліджуваного об'єкта відповідно;

C_{12} – вартість справного стану, C_{21} – вартість пропуску дефекту.

Ймовірність прийняття помилкового рішення складається з ймовірностей хибної тривоги й пропуску дефекту. Ціна помилки має умовне значення, але вона повинна врахувати передбачувані наслідки хибної тривоги і пропуску дефекту. У завданнях надійності вартість пропуску дефекту, зазвичай, істотно більша вартості фіктивної тривоги ($C_{12} \gg C_{21}$). Ціна правильних рішень C_{11}, C_{22} , що використовуються для порівняння з вартістю втрат (помилки), приймається негативною. Загалом середній ризик (очікувана величина втрати) виражається рівністю:

$$R = C_{11} P_1 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/ D_1) dx + C_{21} P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x/ D_1) dx + C_{12} P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/ D_2) dx + C_{22} P_2 \int_{x_0}^{\infty} f(x/ D_2) dx. \quad (1)$$

Знайдемо граничне значення x_0 методом мінімального ризику. Приймаємо

($x < x_0 \ x \in D_1$; при $x > x_0 \ x \in D_2$) з умови мінімуму середнього ризику. Диференціюючи (2) за x_0 й прирівнюючи похідну до нуля, одержимо спочатку умову екстремуму

$$\frac{dR}{dx_0} = C_{11} P_1 f(x_0 / D_1) - C_{21} P_1 f(x_0 / D_1) + C_{12} P_2 f(x_0 / D_2) - C_{22} P_2 f(x_0 / D_2) = 0 \quad (2)$$

$$\text{або} \quad \frac{f(x_0 / D_1)}{f(x_0 / D_2)} = \frac{(C_{12} - C_{22}) P_2}{(C_{21} - C_{11}) P_1}. \quad (3)$$

Приймаємо, що параметр x має нормальний розподіл при справному D_1 й несправному D_2 станах. Розсіювання параметра (величина середньоквадратичного відхилення) приймається однаковим.

У розглянутому випадку щільності розподілів

$$f(x/ D_1) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_1)^2}{2\sigma^2}} ;$$

$$f(x/ D_2) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_2)^2}{2\sigma^2}} .$$

Для справного стану шатунного підшипника середнє значення СКЗ віброприскорення становить $\bar{x}_1=0,9 \text{ м/с}^2$, а середньоквадратичне відхилення $\sigma_1= 2$. За наявності дефекту шатунного підшипника середнє значення СКЗ віброприскорення дорівнює $\bar{x}_2=1,8 \text{ м/с}^2$, а середньо-

Таблиця 3 – Кількість дефектів шатунних підшипників № 1-3, що виявлена при використанні віброметра частотної смуги 300-1000 Гц

Параметр	Розмірність	Діагностований стан підшипників								Дійсний стан підшипника, м/с ²	
		Граничне значення віброприскорення, м/с ²									
		0,6	0,9	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6		
Кількість справних ШП	шт.	0	45	99	135	150	159	168	168	171	
Кількість дефектних ШП	шт.	81	78	72	60	54	48	30	24	81	
Хибно діагностований як несправний	шт.	171	126	72	36	21	12	3	3	-	
Хибно діагностований як справний	шт.	0	3	9	21	27	33	51	57	-	
у тому числі:	руйнування бабітового шару	шт.	60	57	51	39	33	27	21	18	60
	збільшений зазор	шт.	21	21	21	21	21	21	9	6	21
Ймовірність виявлення справного підшипника	%	0,0	26,3	57,9	78,9	87,7	93,0	98,2	98,2		
Ймовірність виявлення дефектного підшипника	%	100,0	96,3	88,9	74,1	66,7	59,3	37,0	29,6		
Ймовірність хибного дефектування	%	100,0	73,7	42,1	21,1	12,3	7,0	1,8	1,8		
Ймовірність пропуску дефектного підшипника	%	0,0	3,7	11,1	25,9	33,3	40,7	63,0	70,4		

Таблиця 4 – Кількість дефектів шатунних підшипників №1-3, що виявлена в разі використання віброметра частотної смуги 1050-1170 Гц

Параметр	Розмірність	Діагностований стан підшипників								Дійсний стан підшипника, м/с ²
		Граничне значення віброприскорення, м/с ²								
		0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	
Кількість справних ШП	шт.	9	48	96	126	150	165	171	171	171
Кількість дефектних ШП	шт.	78	72	60	42	30	24	15	9	81
Хибно діагностований як несправний	шт.	162	123	75	45	21	6	0	0	-
Хибно діагностований як справний	шт.	3	9	21	39	51	57	66	72	-
у тому числі:	руйнування бабітового шару	60	57	48	33	27	21	12	6	60
	збільшений зазор	18	15	12	9	3	3	3	3	21
Ймовірність виявлення справного підшипника	%	5.3	28.1	56.1	73.7	87.7	96.5	100.0	100.0	
Ймовірність виявлення дефектного підшипника	%	96.3	88.9	74.1	51.9	37.0	29.6	18.5	11.1	
Ймовірність хибного дефектування	%	94.7	71.9	43.9	26.3	12.3	3.5	0.0	0.0	
Ймовірність пропуску дефектного підшипника	%	3.7	11.1	25.9	48.1	63.0	70.4	81.5	88.9	

квадратичне відхилення $\sigma_2 = 3$. За статистичним даними, наявність дефекту спостерігається в 10% підшипників.

Прийmemo, що відношення ціни пропуску дефекту і хибної тривоги $\frac{C_{12}}{C_{21}} = 9$, і $(C_{11} = C_{12} = 0)$. З умови (3) одержуємо

$$\frac{f(x_0 / D_1)}{f(x_0 / D_2)} = 9 \frac{0,1}{0,9} = 1,0.$$

Щільності розподілу

$$f(x_0 / D_1) = \frac{1}{2\sqrt{\pi}} e^{-\frac{(x-0,9)^2}{2 \cdot 2^2}};$$

$$f(x_0 / D_2) = \frac{1}{3\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-1,8)^2}{2 \cdot 3^2}}.$$

Вносячи ці значення в попередню рівність, одержуємо після логарифмування

Таблиця 5 – Залежність показників приладу СВК-ГМК від технічного стану шатунних підшипників та рекомендації щодо технічного обслуговування

Рівні віброприскорення, м/с ²			Можлива несправність	Технічне обслуговування
1-3 ШП	4 ШП	5 ШП		
0,2-1,2	0,2-1,3	0,2-1,9	Несправність не виявлена	Не потрібно
1,3-1,6	1,4-1,8	2,0-2,6	Можливий збільшений зазор, руйнування бабітового шару робочої поверхні вкладиша, втрата натягу.	Регулярне контролювання рівня вібрації. За першої можливості зупинити агрегат, провести ремонт
1,7 і більше	1,9 і більше	2,7 і більше	Експлуатація неможлива	

$$-\frac{(x_0 - 0,8)^2}{8} + \frac{(x_0 - 1,8)^2}{18} = \ln \frac{2 \cdot 1,0}{3}$$

Це рівняння має позитивний корінь $x_0 = 1,2$ (м/с²).

Отримане граничне значення СКЗ віброприскорення для виявлення дефектів шатунних підшипників № 1-3 ГМК 10ГКН із використанням методу мінімального ризику [9] повністю збігається попереднім значенням, використовуваним при проведенні досліджень.

Аналогічні розрахунки проведено для одержання граничних значень СКЗ віброприскорення при виявленні дефектів шатунних підшипників № 4 і № 5 ГМК 10ГКН.

Узагальнивши попередні висновки, рекомендовано визначати технічний стан шатунних підшипників ГМК 10 ГКН, порівнюючи результати вимірювання з рівнями вібрації, отриманими за даними досліджень (табл. 5).

Наукова новизна. Уточнено діагностичні ознаки дефектів у ході проведення вібраційного діагностування шатунних підшипників ГМК 10ГКН. Виділено новий частотний діапазон та граничне значення СКЗ віброприскорення з кращими значеннями ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК 10ГКН.

Розраховано ймовірність виявлення справного підшипника, ймовірність виявлення дефектного підшипника, ймовірність хибного дефектування і ймовірність пропуску дефектного підшипника.

Побудовано криві ймовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників залежно від віброприскорення.

Висновок. Уточнення діагностичних ознак дефектів при проведенні вібраційного діагностування шатунних підшипників, ГМК 10ГКН дозволить збільшити кількість своєчасно виявлених дефектів, підвищити надійність і ресурс машин, зменшити витрати на експлуатацію і ремонт ГМК.

Перспективи подальших досліджень. В подальшому можливе створення методики вібродіагностування, яка дозволить збільшити кількість своєчасно виявлених дефектів.

Література

- 1 Методы ВАД неисправностей компрессорных установок / Е.П.Осадчий, М.П.Строганов, В.А.Ляпощенко, В.П. Шкодырев // В кн. Диагностирование оборудования комплексно-автоматизированного производства. – М.: Наука, 1984. – С.122-126.
- 2 Гриб В.В. Решение триботехнических задач численными методами / Гриб В.В. – М.: Наука, 1982. – 112 с.
- 3 Динамика механизма движения поршневого компрессора с учетом зазоров в подвижных соединениях / В.В.Гриб, Б.П.Сафонов, Р.В. Жуков // Вестник машиностроения. – 2002. – №4. – С.3-7.
- 4 Гриб В.В. Особенности спектральной вибродиагностики поршневых компрессорных машин / В.В. Гриб, Р.В. Жуков // Компрессорная техника и пневматика. – 2001. – №8. – С.30-32.
- 5 Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д.Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 283 с.
- 6 Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1968. – 720 с.
- 7 Методика экспресс-оценки технического состояния шатунных подшипников ГМК10 ГКН по частотным составляющим спектра вибрации. – Харьков: УкрНИИГаз, 1985. – 10 с.
- 8 Сапрыкин С.А. Вибродиагностирование основных узлов газомоторных компрессоров / С.А. Сапрыкин // Автомобильный транспорт. – 2006. – Вып.18. – С.89-96.
- 9 Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
23.03.11
Рекомендована до друку професором
Ю. Д. Петриною