

УДК 621.37:681.518.5

ВІБРАЦІЙНИЙ КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВУЗЛІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ СИСТЕМ ПІДТРИМАННЯ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ

Л.М. Заміховський, Ю.В. Паньків

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, Івано-Франківськ, 76019, тел.: (03422)4-80-00, e-mail: ktsu@nung.edu.ua

Проведено дослідження впливу типових дефектів вузлів відцентрових насосних агрегатів – опорних підшипників та зубчатої з'єднувальної муфти на склад гармонійних складових частотного спектру генерованих ними вібраційних процесів. Встановлені закономірності їх зміни з розвитком дефекту, які можуть бути використані при розробленні методів вібраційного контролю технічного стану відцентрових насосних агрегатів. В результаті проведених досліджень виявлено та класифіковано гармонійні складові частотного спектру характерні для різного роду дефектів та досліджено тенденцію їх зміни.

Ключові слова: відцентровий насосний агрегат, вібраційний контроль, дефект, технічний стан, частотний спектр.

Проведено исследование влияния типичных дефектов узлов центробежных насосных агрегатов – опорных подшипников и зубчатой соединительной муфты на состав гармонических составляющих частотного спектра генерируемых ими вибрационных процессов. Установлены закономерности их изменения с развитием дефекта, которые могут быть использованы при разработке методов вибрационного контроля технического состояния центробежных насосных агрегатов. В результате проведенных исследований выявлены и классифицированы гармонические составляющие частотного спектра характерны для различного рода дефектов и исследованы тенденции их изменения.

Ключевые слова: центробежный насосный агрегат, вибрационный контроль, дефект, техническое состояние, частотный спектр.

The research of centrifugal pump unit typical defects (bearings and gearbox) influence on composition of harmonic constituents of frequency spectrum generated by their oscillation processes was performed. There was also defined set of rules of their changing with defect progress, which may be used for development of new methods the centrifugal pump unit's technical state monitoring. As a result of the researches the harmonic constituents of frequency spectrum characteristic for the different kinds of defects were found and classified and the tendency of their change was explored.

Keywords: centrifugal pump unit, vibrational control, defect, technical condition, the frequency spectrum.

Досвід діагностування відцентрових насосних агрегатів (ВНА), що експлуатуються в різних галузях промисловості (хімічній, машинобудівній, нафтогазовій тощо) як в Україні, так і за кордоном дає змогу виділити два основних напрямки розвитку методів діагностування їх технічного стану для систем підтримання пластового тиску (ППТ) [1], які не виключають, а взаємно доповнюють один одного і можуть стати основою створення комплексної системи діагностування ВНА – методів параметричної діагностики та методів віброакустичної діагностики.

Методи віброакустичної діагностики, які знайшли широке застосування в багатьох галузях промисловості для оцінки технічного

стану машин і механізмів [2, 3], елементи яких в процесі експлуатації генерують віброакустичні коливання, є найбільш перспективними, оскільки для визначення технічного стану ВНА необхідно провести вимірювання параметрів корпусної вібрації в найбільш віброактивних його точках. Визначення технічного стану насосного агрегату за його вібраційними характеристиками проводиться як за наявною інформацією про вібраційний стан ВНА в поточний момент часу, так і на основі аналізу тенденції її зміни в часі.

В [4] показано, що підшипники та зубчата з'єднувальна муфта, яка передає крутний момент від електроприводу до відцентрового насоса зазнають значних навантажень та,

відповідно, є найбільш слабкими ланками, у зв'язку з чим розроблення нових методів контролю їх технічного стану є актуальною задачею.

В результаті проведення експериментальних досліджень на нафтопромислах НГВУ “Бориславнафтогаз” та “Долинанафтогаз” відповідно до розробленої методики [5] було отримано значну кількість вібраційних записів, за якими в подальшому було побудовано їх частотні спектри. Для подальшого аналізу відбиралися спектри, зміна яких зумовлювалась впливом найбільш зарактерних дефектів вузлів ВНА. Подальший розвиток цих дефектів з часом приводив до поступового погіршення технічного стану ВНА та виникнення відмов. Методика в [5] передбачає якісну оцінку технічного стану ВНА, який умовно був поділений на п'ять рівнів: I рівень (до 10% - нормальний стан); II рівень (10-40% - початкова стадія розвитку дефекту); III рівень (40-70% - середня стадія розвитку дефекту); IV рівень (70-90% - розвинутий дефект); V рівень (понад 90% - передаварійний стан).

Типовим дефектом, який доволі часто зустрічається при роботі ВНА та інших обертових машин великої потужності і який має місце при експлуатації ВНА є погіршення стану опорних підшипників ковзання. На рис. 1 наведено частотний спектр ВНА з вказаним дефектом підшипника на середній стадії його розвитку.

На погіршення технічного стану підшипника вказує наявність субгармонійних складових роторної частоти $f_0 = 50$ Гц (так звані масляні гармоніки), зокрема, при підвищеному загальному рівні вібрації амплітуда A субгармонійної складової $f_0/2$ становить 1,85 мм/с, а субгармонійної складової $2f_0/5 = 1,69$ мм/с.

В спектрі також виділяються гармонійні складові основної роторної частоти від f_0 до $9f_0$. При цьому максимальне значення має амплітуда основної роторної частоти ($f_0=50$ Гц, $A = 3,21$ мм/с) та лопаткової частоти $f_n=7f_0=350$ Гц (робоче колесо ВНА має 7 лопатей), амплітуда якої складає $A = 3,63$ мм/с).

На рис. 2 наведено частотний спектр того ж самого підшипника після 197 діб експлуатації, коли дефект підшипника розвинувся до передаварійної стадії перед зупинкою агрегату та заміною підшипника.

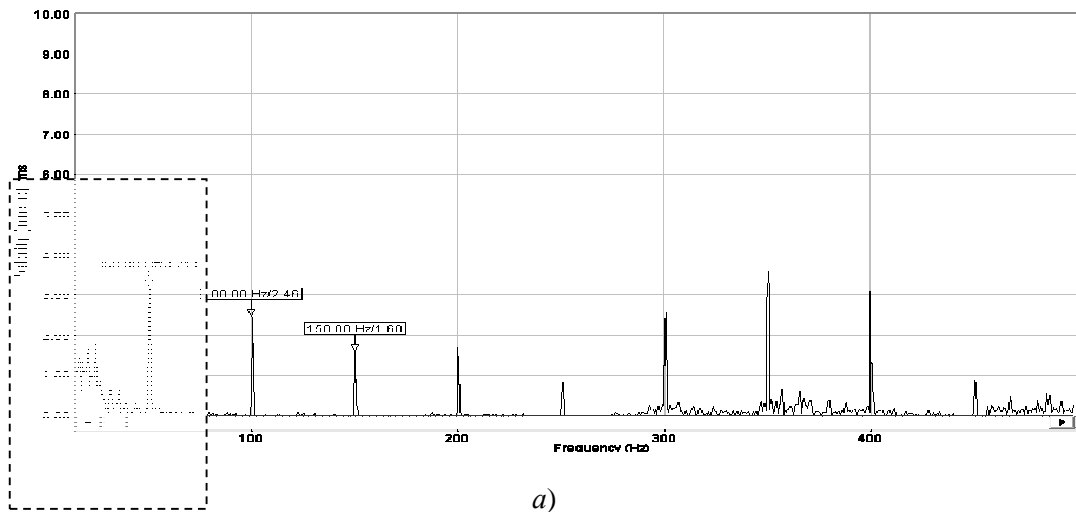
Аналіз наведених на рис. 1 та рис. 2 спектрів вібрації ВНА вказує на значне зростання амплітуди субгармонійних складових $f_0/2$ з 1,69 мм/с до 2,12 мм/с (на 25%), та $2f_0/5$ з 1,85

мм/с до 2,82 мм/с (на 52 %). Амплітуди гармонійних складових спектру змінилися наступним чином: рівень f_0 знизився на 14 % (з 3,21 мм/с до 2,81 мм/с), натомість, одночасно із зростанням загального рівня вібрації у діапазоні вище 250 Гц, зросла також і амплітуда лопаткової гармоніки f_n з 3,62 мм/с до 5,77 мм/с (на 60%). Проте найбільше змінився рівень $2f_0$ - із 2,46 мм/с до 4,51 мм/с (понад 80%). Подальша дефектація підшипників показала, що крім дефекту власне самого підшипника (збільшений масляний зазор, руйнування робочої поверхні вкладишів) мав також місце дефект зміни форми поперечного перерізу валу (еліпсність шийки).

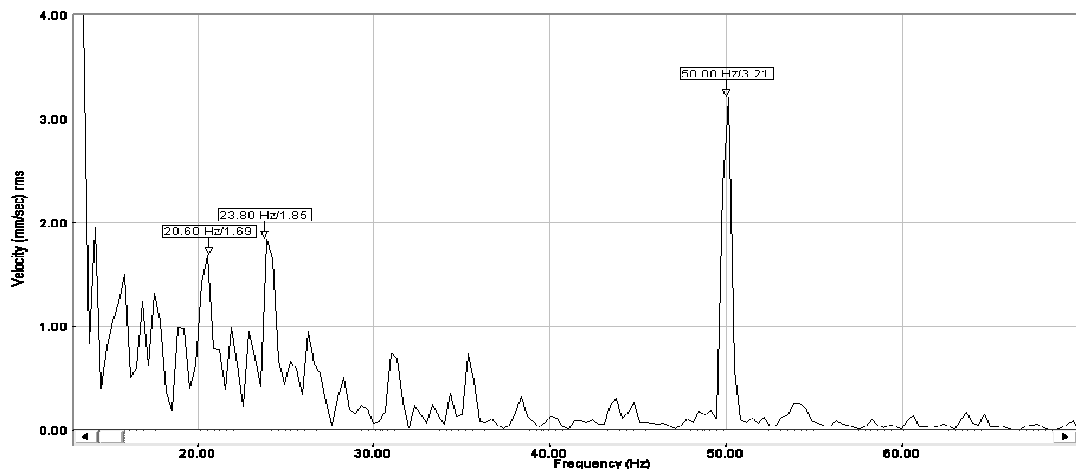
Значні вібрації, частотний спектр яких окрім гармонійних та субгармонійних складових роторної та лопаткової частот містить значну кількість спектральних складових в широкому діапазоні частот, можуть виникати також при послабленні кріплення ВНА та/або привідного електродвигуна до фундаментної плити. Такий дефект спостерігався на одному з агрегатів НГВУ “Долинанафтогаз”. На рис.3 наведено частотний спектр в смузі 20 Гц ÷ 3 кГц агрегату із послабленням кріплення насосу до фундаментної плити. Як видно з рис. 3, основна енергія спектру зосереджена в смугах частот від 300 Гц до 700 Гц та від 1200 до 2200 Гц. В спектрі виділяються амплітуди f_n ($A = 2,07$ мм/с) та ряд гармонійних складових роторної частоти f_0 з $24f_0$ по $41f_0$. Практично між кожною з них виділяються також субгармонійні складові кратністю $f_0/2$. З часом рівень вібрації зростав, тому було прийнято рішення зупинити агрегат для усунення дефектів кріплення.

Після усунення послаблення кріплення були проведені повторні вимірювання рівня вібрації. Частотний спектр значно “очистився” однак у діапазоні 1-2 кГц все ще були присутні спектральні складові значної потужності (рис. 4).

Приблизно у два рази виріс рівень f_0 з $A_{f_0} = 1,02$ мм/с до $A_{f_0} = 1,82$ мм/с, натомість рівень f_n зменшився в чотири рази з $A_{f_n} = 2,07$ мм/с до $A_{f_n} = 0,48$ мм/с. В цій ситуації, через відсутність інших чітко виражених гармонік, такий стан ВНА можна було б вважати нормальним, але в даному випадку все ще залишались чітко видимими на спектрі і відчутними на слух флуктуації шуму при роботі ВНА. Було зроблено припущення про можливу наявність дефекту у зубчатій муфті. Для уточнення діагнозу було побудовано частотно-часові розподіли (ЧЧР) енергії вібросигналу, використовуючи згладжене перетворення Вігнера-Вілля [6,7].



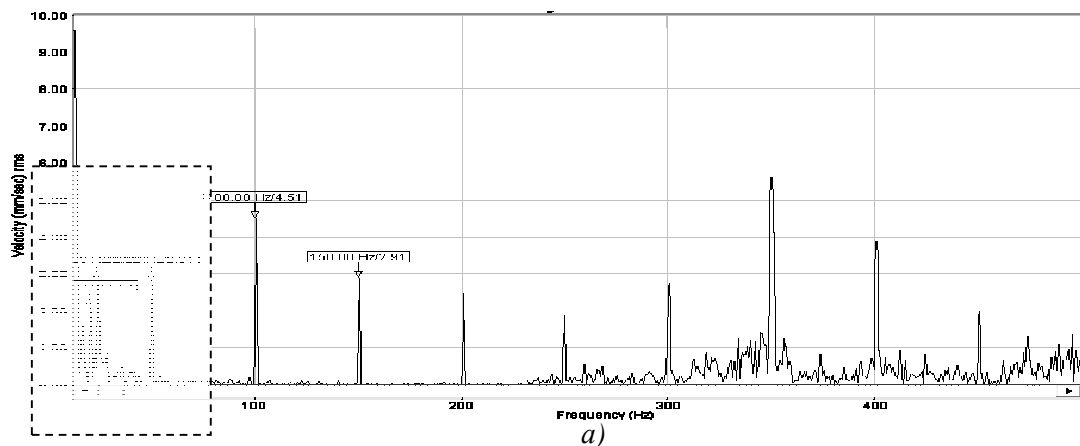
a)



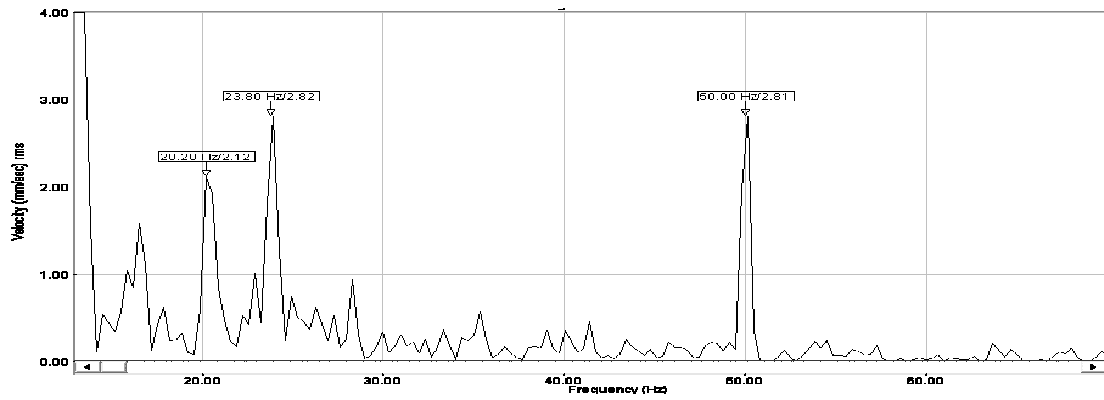
б)

a) – в діапазоні частот 15-500 Гц; б) – у виділеній характерній смузі частот 15-70 Гц

Рисунок 1 – Частотний спектр віброшвидкості другого опорного підшипника ковзання ВНА на середній стадії розвитку дефекту (період експлуатації (напрацювання) $T_n = 130$ діб)



a)



б)

а) – в діапазоні частот 15-500 Гц, б) – у виділеній характерній смузі частот 15-70 Гц

Рисунок 2 – Частотний спектр віброшвидкості другого опорного підшипника ковзання ВНА на передаварійній стадії розвитку дефекту $T_n=197$ діб

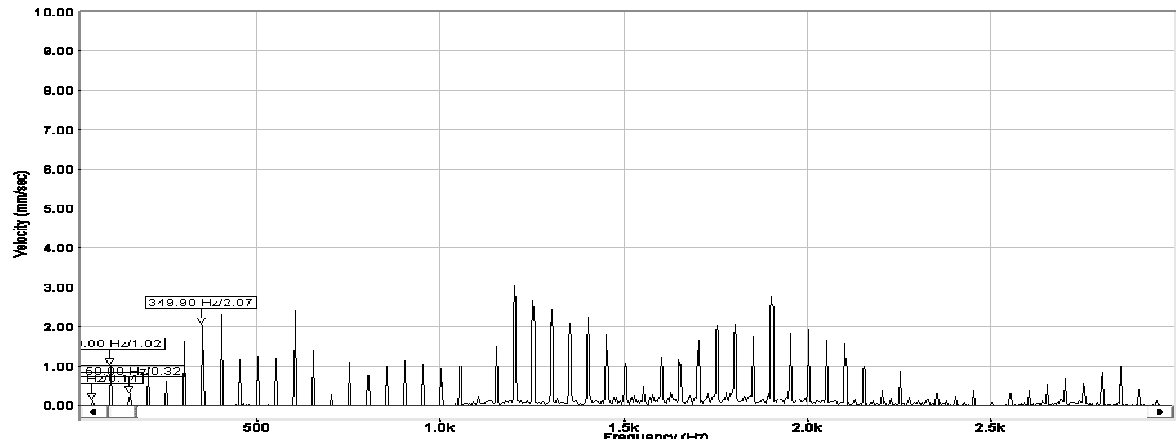


Рисунок 3 – Частотний спектр віброшвидкості ВНА №25 на КНС-2ПД НГВУ “Долинанафтогаз” при послабленні його кріплення до фундаментної плити

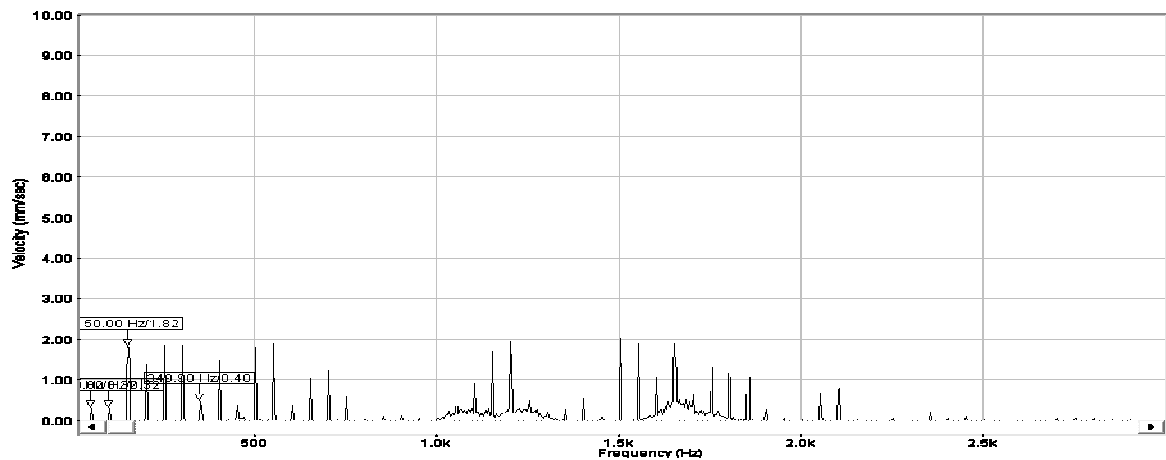


Рисунок 4 – Частотний спектр віброшвидкості ВНА №25 на КНС-2ПД після усунення послаблення його кріплення до фундаментної плити

Аналіз отриманих в результаті спектрограм вказує на те, що основними ознаками дефектів підшипника та вала ВНА є наявність субгармонійних складових кратністю $2f_0/5$ та $f_0/2$, а також гармонійних складових кратністю f_0 , $2f_0$, $3f_0$, $4f_0$, $5f_0$ та лопаткової частоти $f_{л}$. Ключовою в даному випадку можна назвати субгармонійну складову кратністю $f_0/2$, потужність якої при розвитку дефекту наближається майже до потужності f_0 . Якщо її

потужність становить 50% значення амплітуди f_0 , то потрібно формувати попереджувальний сигнал. При вирівнюванні $f_0/2$ та f_0 агрегат необхідно зупиняти.

Крім вищенаведених дефектів вузлів ВНА було проаналізовано розвиток інших дефектів ВНА, які також мали місце та їх відображення на частотному спектрі. Результати досліджень узагальнено в табл. 1.

Таблиця 1 – Розподіл інформативних гармонік у частотному спектрі ВНА систем ППТ за наявності різного роду дефектів

№	Дефект	Номер гармоніки															Некратні складові f_0						
		Субгармонійні складові f_0					Гармонійні складові f_0																
		1/2	1/3	1/4	1/5	< 1/5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		>10					
1	Порушення форми робочого колеса																	↑	↑	↑	$f_0 \cdot n$	↑	
2	Торцеве розцентрування валів						▲	▲	▲	▲	▲												
3	Радіальне розцентрування валів							▲															
4	Прогин (вигин) валу насоса						▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲
5	Дефект підшипника ковзання	▲			▲		▲	▲	▲	▲	▲		▲										
6	Дисбаланс насоса та привідного двигуна						▲																
7	Дефект муфти*						↑	↑														▲	$f_0 \cdot N_M$
8	Дефекти привідного двигуна						▲	▲															
9	Послаблення механічного кріплення ВНА	↑	↑	↑			▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲
11	Наявність масляного клину	▲	↑	↑	↑		↑																↑

* – підвищення загального рівня вібрації на середніх частотах (> 1 кГц),
 ↑ – амплітуда віброшвидкості зростає повільно,
 ▲ – амплітуда віброшвидкості зростає різко,
 f_0 – частота обертання ротора (3000 хв^{-1}),
 N_M – кількість зубів на шестерні муфти ($N_M = 30$),
 n – кількість лопаток на робочих колесах ($n=7$).

ВИСНОВКИ

За кількістю інформативних гармонік частотного спектру в процесі роботи ВНА можна класифікувати дефекти валу ВНА; послаблення кріплення насоса; дефекти підшипників ковзання; дефект дисбалансу насоса та привідного електродвигуна, який проявляє себе в основному на частоті обертання ротора f_0 ; дефекти муфти, які проявляються на частотах кратних добутку значення частоти обертання ротора на кількість зубців муфти (N_m); дефекти радіального розцентрування (кутового зміщення осей валів насоса та привідного двигуна), які проявляють себе на частоті $2f_0$ та торцевого розцентрування (паралельного зміщення осей валів насоса та привідного двигуна) на частотах від f_0 по $5f_0$; дефекти робочих коліс, які частіше всього проявляються на частоті f_1 . Встановлені закономірності виникнення дефектів та тенденції їх розвитку в подальшому можуть бути використані для складання логічних правил при побудові експертної системи діагностування ВНА.

1. Чачин Э.И. Методы технической диагностики центробежных насосов систем поддержания пластового давления (Обзорная информ. Сер. машины и нефтяное оборудование) / Чачин Э.И. – М.: ВНИИОЭНГ, 1986. 2. Генкин М.Д. Виброакустическая

диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова – М.: Машиностроение, 1987. – 288с. 3. Балицкий Ф. Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Балицкий Ф. Я., Иванова М. А., Соколова А. Г. – М.: Наука, 1984 – 120с. 4. Заміховський Л.М. Логічна діагностична модель відцентрового насосного агрегату для систем підтримання пластового тиску / Л.М. Заміховський, Ю.В. Паньків // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2008. – №71. – С. 87–91. 5. Заміховський Л.М. Методика діагностичного обстеження вібраційного стану відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску / Л.М. Заміховський, Ю.В. Паньків // Наукові вісті ІМЕ – 2004. – №6. – С. 216 – 221. 6. Блейхут Р. Быстрые алгоритмы цифровой обработки сигналов / Блейхут Р. – М.: Мир, 1989. – 448 с. 7. Claassen T. A. C. M. The Wigner distribution - a tool for time-frequency signal analysis / Claassen T. A. C. M., Mecklenbrauker W. F. G. // Philips J. Res. – 1980. – V.35 – P. 217 – 250, 276 – 300, 372 – 389.

Поступила в редакцію 28.10.2011 р.

Рекомендував до друку докт. техн. наук,
проф. Семенцов Г. Н.