

УДК 622.276.53:621.671(047)

ВІБРАЦІЙНА ДІАГНОСТИКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РЕДУКТОРІВ ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК

Б.В.Копей, Л.М.Заміховський, О.В.Євчук, О.І.Стефанишин, В.Б.Копей

¹ ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166

e-mail: kopeyb@nuing.edu.ua

² ЦБВО ВАТ „Укрнафта”, 79760 Львівської обл., м. Борислав, вул. Шевченка, 77-а

Проведены диагностические обследования на трех скважинах НГВУ "Долинанефтегаз", оборудованных станком-качалкой UP-12T (редуктор R-55 после ремонта и 8 лет эксплуатации), а также со станком-качалкой СК-8 (редуктор Ц2НШ-750Б после 8 лет эксплуатации).

Редуктор R-55 имел эвольвентное зацепление, а редуктор Ц2НШ-750Б - зацепление Новикова (ОСТ 26-02-1200-75 та ТУ 26-16-5-76).

Анализ вибрационных характеристик редукторов разных типов свидетельствует, что общий уровень вибрации для редуктора с зацеплением Новикова в данном случае является существенно меньше, что свидетельствует о его высокой эксплуатационной надежности.

Повышения достоверности диагностики редукторов станков-качалок можно достичь путем учета при спектральном анализе вклада собственных колебаний всех элементов конструкции СШНУ и особенностей ее работы, которые вызывают нестационарность вибросигнала в течение периода откачки.

Вібродіагностика ґрунтується на вимірюванні характеристик коливних процесів (переміщення, швидкості чи прискорення), які утворюються під час взаємодії деталей працюючої машини чи механізму, та їх аналізі за різними методами [1-5]. Віброакустичний сигнал має складну структуру, що залежить від динаміки механізму, а також типу і характеру взаємодії вузлів, з яких він складається.

Прискорення є похідною від швидкості і може використовуватись для оцінки тенденції зміни технічного стану машини. Зміна величини переміщення (амплітуди вібрації) у спектрі частот використовується в задачах пошуку різноманітних дефектів. На основі спектрального аналізу віброграм можна визначити зношування зубів редуктора, їх викришування і поламку, зношування і поламку підшипників, деформації валів, розбалансування коліс, перекося осей валів тощо. Амплітуда імпульсів прямопропорційна швидкості співударяння контактуючих деталей, яка залежить від величини зазору в кінематичній парі.

Під час тривалої роботи машини зміну її стану фіксують на основі збору та оброблення статистичної інформації про параметри вібрації. На практиці часто використовують як діагностичний параметр дисперсію рівня вібрації. Норми на допустимі рівні вібрації для окремих видів механізмів і машин стандартизовані [6,7], однак така стандартизація викликає складності для редукторів, оскільки рівень їх вібрації зна-

The diagnostic inspections on three oil wells, equipped by the pumping unit UP-12T (reducing gear R-55 after repair and after 8 years exploitations), were conducted, and also equipped by the pumping unit СК-8 (reducing gear Ц2НШ-750Б after 8 years exploitations).

The reducing gear R-55 had the evolvent mesh, and the reducing gear Ц2НШ-750Б had the Novikov mesh (ОСТ 26-02-1200-75, and TU 26-16-5-76).

The analysis of vibration descriptions of reducing gears of different types testifies that the general level of vibration for a reducing gear with the Novikov mesh in this case is substantially less, that testifies to his high operating reliability.

The increase of authenticity of diagnostics of reducing gears of pumping unit can be attained by an account at the spectral analysis of own vibrations of all elements of the pumping unit and features of its work, which cause unstationary of vibration signal during the period of pumping.

чною мірою залежить від навантаження на валу та швидкості обертання. Тому більш прийнятною є процедура порівняння спектру вибросигналу, вимірюваного на діагностованому обладнанні, із спектром вибросигналу, вимірюваного раніше на цьому ж обладнанні, або на гарантованому справному обладнанні з аналогічними характеристиками і режимами роботи [8].

Нами було проведено діагностичні обстеження на трьох свердловинах НГВУ “Долина нафтогаз”, обладнаних СШНУ:

- св. №40-Д з верстатом-гойдалкою UP-12T (редуктор R-55 після ремонту);
- св. №246-Д з верстатом-гойдалкою UP-12T (редуктор R-55 після 8 років експлуатації);
- св. №58-ПД з верстатом-гойдалкою СК-8 (редуктор Ц2НШ-750Б після 8 років експлуатації).

Редуктор R-55 має евольвентне зачеплення, а редуктор Ц2НШ-750Б – зачеплення Новикова (ОСТ 26-02-1200-75 та ТУ 26-16-5-76).

Свердловини №40-Д та №246-Д обладнані верстатами-гойдалками однакового типу, з однаковими робочими параметрами (кількість гойдань за хвилину, маса і розташування зрівноважуючих вантажів) та розташовані на невеликій відстані одна від одної (тому схожими є механічні параметри підземного обладнання та фізичні характеристики пласта і рідини, що видобувається), що гарантує достатньо високу подібність характеру навантаження редукторів. Тому порівняння вібраційних характеристик в



Рисунок 1 — Структурна схема системи вимірювання вібраційного сигналу

даному випадку дає змогу коректно визначити вплив часу напрацювання редуктора R-55 на його вібраційний стан.

Однаковий час напрацювання для редукторів свердловин №246-Д та №58-ПД в приблизно однакових умовах також дає змогу провести порівняння вібраційних характеристик редукторів з різними типами зачеплення.

Технічні характеристики редукторів R-55 та Ц2НШ-750 наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики редукторів верстатів-гойдалок

Показники	R-55	Ц2НШ-750Б
Найбільший крутний момент, кНм	55	40
Норм. модуль :		
I ступеня	5,114	5,000
II ступеня	6,749	8,000
Число зубів шестірни:		
I ступеня Z_1	20	15
II ступеня Z_3	27	15
Число зубів колеса:		
I ступеня Z_2	130	94
II ступеня Z_4	150	89
Торцевий модуль:		
I ступеня	6	-
II ступеня	8	-
Кут I / II ступеня	31°/32°	-
Передавальне число	36,100	37,180
Об'єм масляної ванни, л	200	150
Маса, кг	4450	2820

Вимірювання вібраційних характеристик проводилися за допомогою інформаційно-виміральної системи, що містить п'єзоелектричний перетворювач, підсилений вихідний сигнал якого подається на лінійний вхід плати вводу аудіосигналу (звукової плати) ноутбука (рис.1). Запис сигналу здійснювався за допомогою про-

грами CoolEdit Pro 2.1 з частотою дискретизації 44100Гц та роздільною здатністю 16 біт/відлік.

Давач під час тестування встановлювався на корпус редуктора поблизу вихідного валу. Середня частота обертання вхідного валу редукторів R-55 та Ц2НШ-750Б складала під час проведення віброобстежень відповідно: $f_{вх} = 3,9$ Гц та $f_{вх}' = 3,53$ Гц.

Обробка результатів проводилась в середовищі MathCad. Спектри будувались на основі вибірки довжиною близько 1млн. значень, що дає змогу досягти роздільної здатності за частотою близько 0,04 Гц. Отримані спектральні характеристики вібраційного сигналу редукторів, наведені на рис. 2, свідчать про суттєве підвищення рівня вібрації практично в усьому діапазоні частот для зношеного редуктора R-55 порівняно з нещодавно відремонтованим. Також спостерігається велика різниця між амплітудами вібрації редукторів з евольвентним зачепленням та зачепленням Новікова, яка сягає 3...3,5 разів. Однак складний характер спектру сигналів потребує більш детального їх дослідження з урахуванням будови і принципу роботи всієї наземної частини верстата-гойдалки.

Спектр вібросигналу зубчастой передачі, яка перебуває в задовільному технічному стані, зазвичай містить складові на частотах обертання вхідного та вихідного валів, а також складову на частоті зачеплення [2, 3, 8].

Редуктори верстатів-гойдалок є двоступеневими передачами, де генеруються дві частоти зачеплення f_{31} та f_{32} :

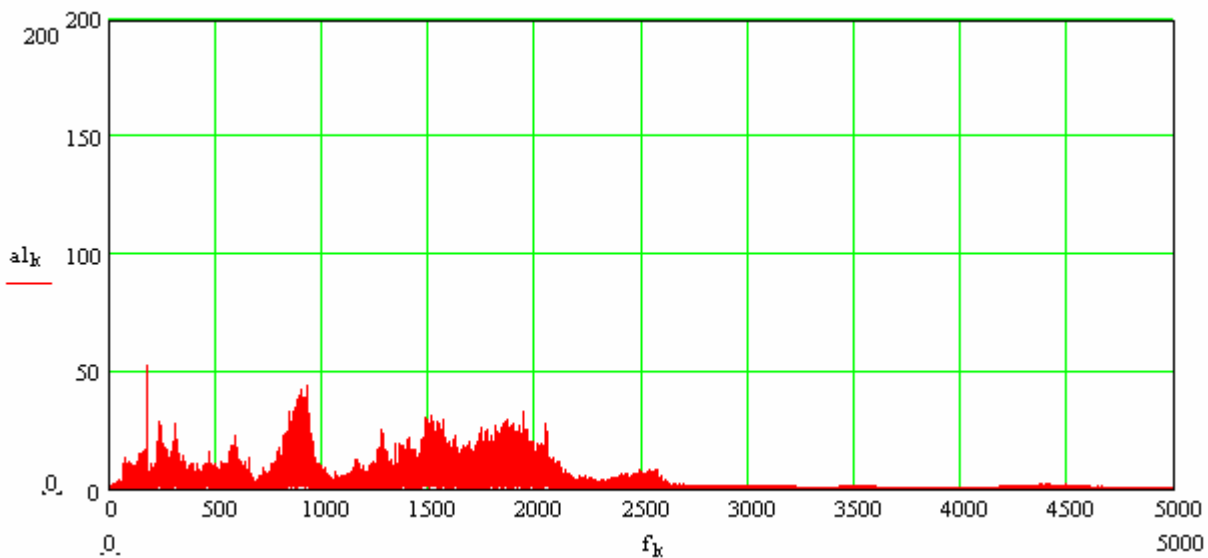
$$\text{для редуктора R-55} \\ f_{31} = 20 f_{вх} \text{ та } f_{32} = \frac{Z_3}{i_1} f_{вх} = \frac{20}{130} \cdot 27 f_{вх},$$

для редуктора Ц2НШ-750Б

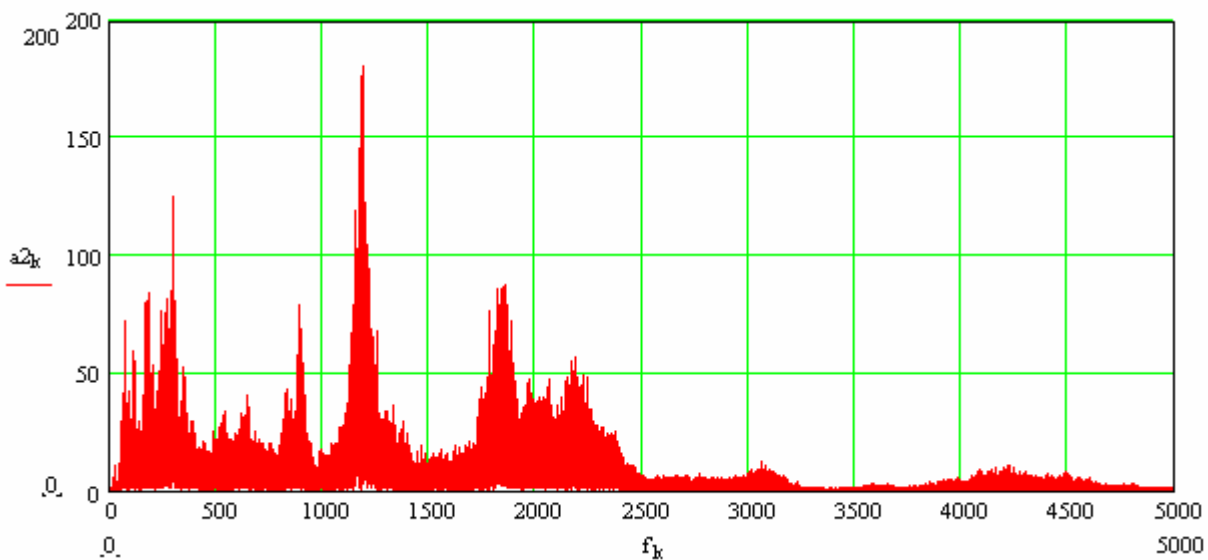
$$f_{31}' = 15 f_{вх}' \text{ та } f_{32}' = \frac{Z_3'}{i_1'} f_{вх}' = \frac{15}{94} 15 f_{вх}',$$

де: i, i_1' – передавальне відношення I ступеня, Z_3, Z_3' – кількість зубів шестірни II ступеня.

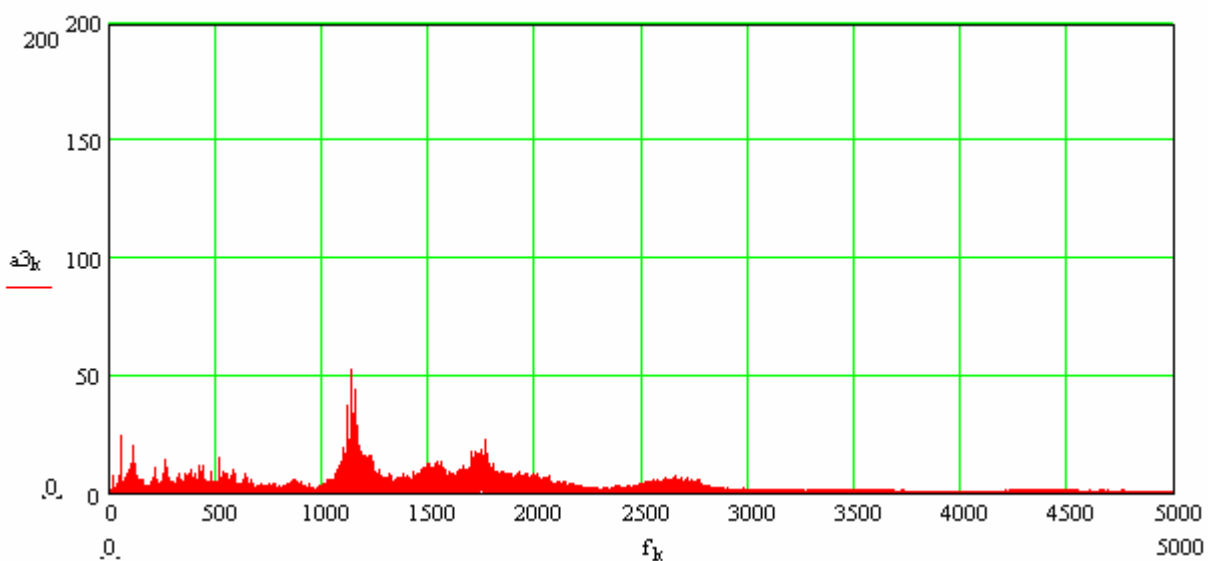
Таким чином, для редуктора R-55 частоти зачеплення складають $f_{31}=78,1$ Гц та $f_{32} = 16,3$ Гц, а для редуктора Ц2НШ-750Б – відповідно $f_{31}'= 52,9$ Гц та $f_{32}'=88,5$ Гц.



а)



б)



в)

*а – R-55 (св. №40-Д), після ремонту; б – R-55 (св. №246-Д), зношений;
в – Ц2НШ-750Б (св. №58-ПД), зношений*

Рисунок 2 – Спектри вібрації редукторів СШНУ

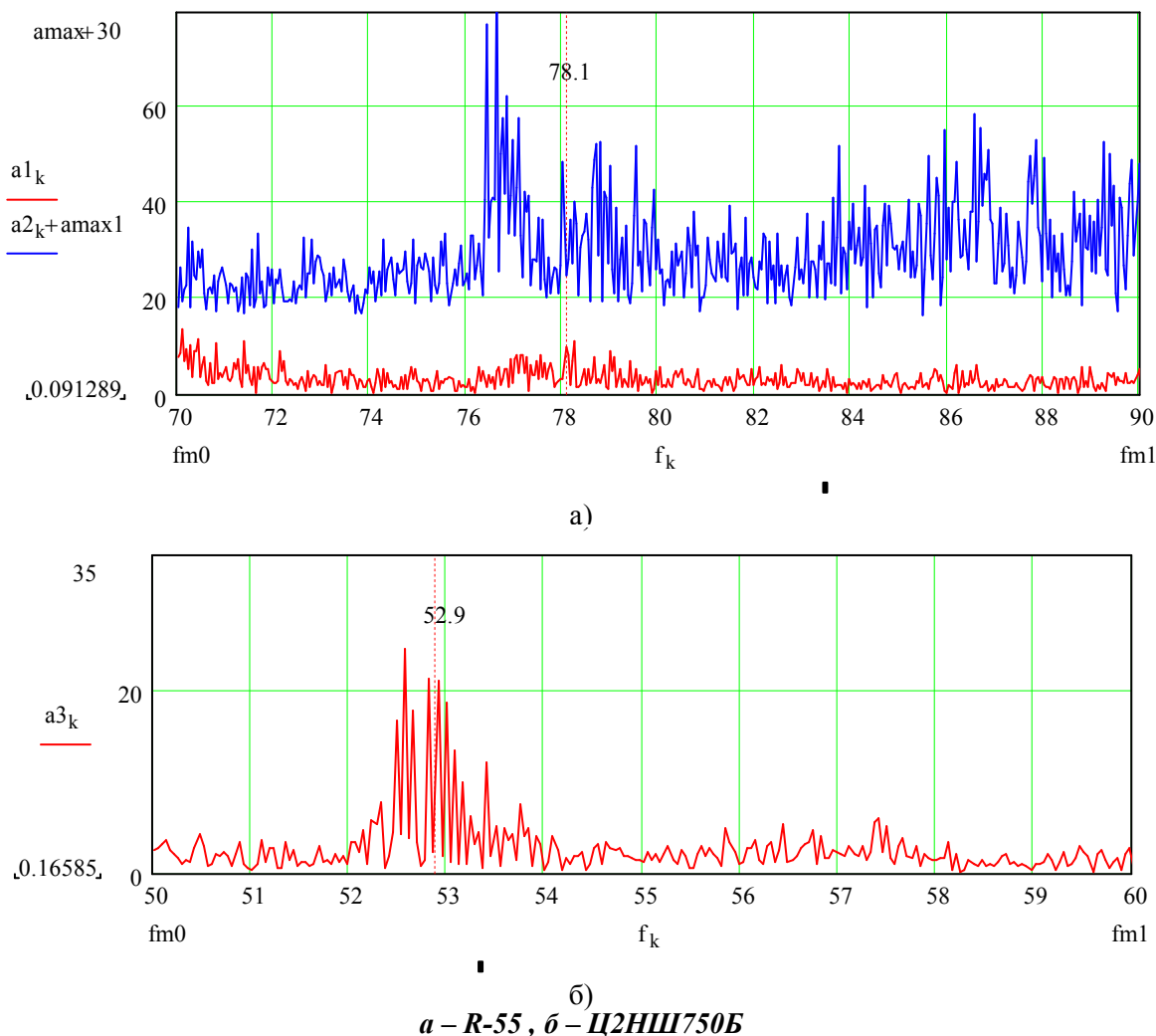


Рисунок 3 — Спектри вібрисигналів на частоті зубозачеплення

Дослідження отриманих спектрів в діапазонах, близьких до частот зубозачеплення, дає змогу виявити виражені максимуми на частоті f_{z1} (рис. 3).

На рис. 3, а спектри для нового і зношеного редуктора наведено на одному графіку. На відміну від зношеного, для нового редуктора максимум не досить чітко виражений і має невелику амплітуду. Привертає увагу деяка «розмитість» максимуму по смузі частот 76.2...80.1 Гц. Слід зауважити, що для асинхронних двигунів, які використовуються в приводі верстатів-гойдалок, частота обертання мало залежить від навантаження на валі [9, 10]. Протягом періоду гойдання, що відповідає одному обертанню вихідного вала редуктора, навантаження суттєво відрізняється для першого напівперіоду (хід вниз – колона штанг розвантажена) та другого напівперіоду (хід угору – колона штанг навантажена вагою стовпа нафти всередині колони НКТ), що, очевидно, відповідає двом швидкостям обертання двигуна і, відповідно, двом «горбам» на частотній характеристиці зліва і справа від середньої частоти зубозачеплення. Також в обох випадках для зношених редукторів спостерігаються бокові смуги, віддалені від частот зубозачеплення на час-

тоту обертання вихідного вала редуктора, та менш виражено – на частоту обертання проміжного вала. Як відомо [8], наявність таких бокових гармонік є ознакою дефекту зубчастого колеса, що обертається з відповідною частотою (в даному випадку вихідного та проміжного валів). У випадку редуктора Ц2НШ-750Б це підтверджується і часовою діаграмою вібрисигналу, де чітко видно ударні імпульси, що надходять із частотою обертання вихідного вала (рис. 4).

Окрім частоти зубозачеплення, в спектрі вібрисигналу наявна велика кількість «пиків» і «горбів», на перший погляд – незрозумілого походження. Причиною їх наявності є коливання всіх елементів конструкції верстата-гойдалки на власній частоті кожного з елементів під дією ударних імпульсів [8], причому, як свідчать проведені дослідження [11], вібрація окремих елементів верстата-гойдалки і навіть підземної частини ШГНУ (редуктор, кривошип, опора, балансир, полірований шток штангової колони) виявляє кореляцію порядку 0,48...0,54. Максимальний внесок у вібрацію, виміряну на корпусі редуктора, окрім власних коливань валів зубчастих передач, роблять, в першу чергу, власні коливання підшипників, а також, імовірно,

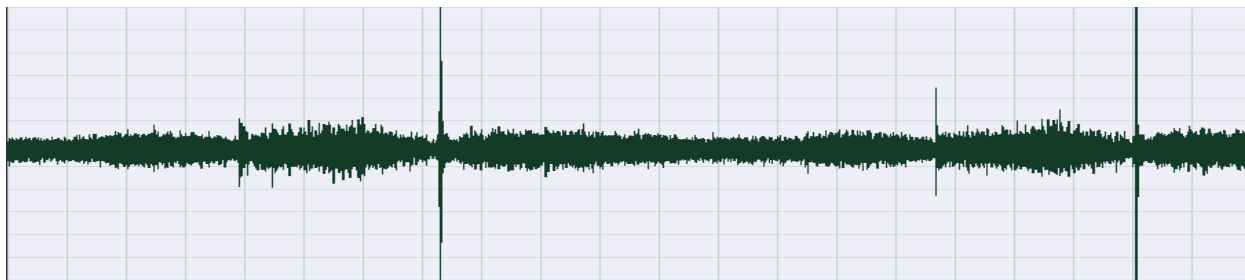


Рисунок 4 – Вібросигнал редуктора Ц2НШ-750Б

шківів клинопасової передачі, та меншою мірою – всіх інших перелічених елементів.

Окремо слід виокремити частотну смугу 1100-1800Гц, в якій виявляються широкі максимуми в спектрі вібрації. Згідно з [12] ця смуга частот відображає процеси тертя між елементами конструкції підшипників, причому у разі погіршення умов тертя внаслідок потрапляння механічних домішок у мастило (що зумовлено зношуванням елементів) амплітуда спектральних складових суттєво збільшується. В даному випадку можна спостерігати таку смугу частот в області 1100...1300Гц для зношених редукторів обох типів, в той час як для нового редуктора R-55 суттєво виражений максимум відсутній.

Аналіз вібраційних характеристик редукторів різних типів свідчить, що загальний рівень вібрації для редуктора із зачепленням Новікова в даному випадку є суттєво меншим, що свідчить про його високу експлуатаційну надійність. У добре приробленому зачепленні Новікова зуби торкаються вздовж лінії завдяки тому, що приведений радіус кривизни в перерізі, перпендикулярному до лінії контакту, в багато разів (до 100) перевищує приведений радіус кривизни евольвентної передачі. При цьому зростає площа плями торкання зубів, що і забезпечує більшу несучу здатність зачеплення Новікова. Проте технологія виготовлення зубчастої передачі із зачепленням Новікова складніша і потребує високої точності. В практиці експлуатації редукторів верстатів-гойдалок спостерігались їх масові відмови через низьку точність виготовлення. За останні роки було опубліковано низку статей, в яких дискутуються переваги і недоліки зачеплення Новікова [13-16] та доцільність його використання в різних галузях промисловості. Із дискусії на сторінках і форумі сайту журналу «Редуктори і приводи» (<http://www.reduktor-news.ru/forum/>) можна зробити висновок, що за умов дотримання належної технології виготовлення та з використанням деяких вдосконалень дане зачеплення дійсно має низку переваг над евольвентним (підвищена контактна міцність, менші маса і розміри за однакової потужності, зниження шуму та ін.), хоча більшість із них суттєві, наприклад, для авіаційної техніки, для якої первісно такі редуктори і розроблялися. Проте низка заводів СНД продовжують випускати редуктори із зачепленням Новікова для верста-

тів-гойдалок поряд із редукторами з евольвентним зачепленням.

Проведені дослідження дають підстави зробити висновок, що підвищення достовірності діагностування редукторів верстатів-гойдалок можна досягти шляхом врахування під час спектрального аналізу внеску власних коливань всіх елементів конструкції ШГНУ та особливостей її роботи, що спричиняють нестационарність вібросигналу протягом періоду гойдання.

Література

- 1 Заміховський Л.М., Калявін В.П. Основи теорії надійності і технічної діагностики: Навчальний посібник. – Івано-Франківськ: Поллум'я, 2004. – 360 с.
- 2 Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти томах / Ред. совет: В.Н.Челомей (пред). – М.: Машиностроение, 1981 – Т. 5. Измерения и испытания / Под ред. М.Д.Генкина. – 496 с., ил.
- 3 Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
- 4 Копей Б.В., Стефанишин О.І., Данилюк М.О. Підвищення якості ремонту редукторів штангових свердловинних насосних установок // Матеріали Міжнародної конференції «Підвищення якості, надійності та довговічності технічних систем і технологічних процесів». – Шарм Ель Шейх (Єгипет), 3-10 грудня 2006 р. – С.28-33.
- 5 Копей Б.В., Стефанишин О.І., Копей І.Б. Аналіз надійності редукторів верстатів-гойдалок // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. –2006. – № 4(21) – С. 96-99.
- 6 ГОСТ ИСО 10816. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях.
- 7 ГОСТ ИСО 7919/3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Промышленные машины и комплексы.
- 8 Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. – 1996. // www.vibrocenter.ru/book.htm
- 9 J.F.Lea, J.F.Bowen. Dynamic measurement of beam-pump parameters // SPE production engineering, 1992. – P.113-120
- 10 Ровінський В.А. Вдосконалення ватметрографічних методів діагностування ШГНУ для видобутку нафти та розробка технічних засобів для їх реалізації. – Дис...канд. тех. наук. – Івано-Франківськ, 2003.

11 Бандура В.В. Дослідження вібростану глибинно-насосних штангових установок // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер.: Методи і засоби технічної діагностики. – 1999. – Вип. 36 (т. 8). – С.301-310.

12 Мынцов А.А. Методика проведения измерений и диагностирования оборудования роторного типа // www.promservis.ru

13 Журавлёв Г.А. Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения // Редукторы и приводы. – 2006. – №1 (04). – С.38-45.

14 А.П.Попов. Передачи Новикова: вымыслы и реальность // Редукторы и приводы. – 2006. – №1(04). – С.48-53.

15 Короткин В.И. Об одной попытке пересмотра основ зацепления Новикова // Редукторы и приводы. – 2006. – № 2,3 (05). – С.59-63.

16 Парубец В.И. Давайте поможем В.И.Короткину уточнить М.Л.Новикова и определиться с рациональной сферой применения его зацепления // Редукторы и приводы. – 2007. – № 1, 2 (08). – С. 65-73. (www.reductor-news.ru)

УДК 621.311

ЕКОЛОГІЧНІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ СПІЛЬНОЇ РОБОТИ ПАРОГАЗОТУРБІННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

¹Я.М. Семчук, ²М.П.Кулик

¹ ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42196
e-mail: public@nimg.edu.ua

² Івано-Франківський інститут менеджменту та економіки "ГАЛИЦЬКА АКАДЕМІЯ"
76006, м. Івано-Франківськ, вул. Вовчинецька, 225

Рассматривается проблема совместной работы паротурбинной и газотурбинной энергетических установок большой мощности. Предлагается использовать для работы газотурбиной части рабочее тело, нагретое до необходимой температуры в дополнительной топке газами сжигания низкосортного твердого топлива.

The following article deals with joint work of big power steam and gas-turbine energetic mountings. It was suggested to use the gas-turbine part as a functioning object heated to the necessary temperature with the help of burning gases of some hard fuel.

Постановка проблеми. Досягнення суттєвого техніко-економічного, а також екологічного ефекту в процесі роботи енергетичних установок, які можуть працювати для забезпечення електричною енергією на низькоякісному твердому, рідкому чи газоподібному паливі без новітніх ресурсозберігаючих технологій в тепловій енергетиці неможливо. Позитивний ефект може бути досягнутий тільки у разі спільної роботи паротурбінних і газотурбінних установок, які базуються на сучасних технічних рішеннях у сфері теплотехніки та теплопередачі.

Аналіз досліджень та публікацій Виробництво електроенергії за традиційною схемою на теплових електростанціях, теплоцентралях та інших малих об'єктах енергетики полягає у спалюванні палива в топці котельного агрегату, нагріванні котлової води, отриманні пари необхідних параметрів (тиску та температури), а також перегріванні пари у високотемпературному пароперегрівнику до параметрів, необхідних для роботи парової турбіни, яка потім розкручує електрогенератор.

Блок-схема технологічного процесу виробництва електроенергії зображена на рис. 1

Аналіз ефективності роботи окремих блоків паротурбінної установки (рис.1), яка відрізняється від загальноприйнятих у теплотехніці

тим, що котельний агрегат не розглядається як послідовне з'єднання топки та парогенератора, свідчить про потенційні можливості підвищення загального коефіцієнта корисної дії (ККД).



Рисунок 1 — Блок-схема технологічного процесу виробництва електроенергії на теплових станціях