

УДК 628.517.622.691.4.052

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ГПА ГТК-25І  
ФІРМИ «НУОВО ПІНЬЙОНЕ»****Л. М. Заміховський<sup>1)</sup>, В. В. Павлик<sup>2)</sup>**

1) Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська 15,  
м. Івано-Франківськ, 76019, e-mail: leozam@ukr.net

2) Богородчанське ЛВУМГ УМГ «Прикарпаттрансгаз», вул. І. Петраша, а/с №7,  
м. Богородчани, 77701, e-mail: pavlik-vv@utg.ua

Приведена характеристика газоперекачувальних агрегатів (ГПА) ГТК 25і, які використовуються на магістральному газопроводі "Уренгой-Помари-Ужгород", аналізуються аварійні зупинки ГПА в процесі експлуатації і види відмов їх основних вузлів по Богородчанській компресорній станції. Встановлено, що в більшості випадків вони обумовлюються дефектами механічного обладнання, зокрема лопатевим апаратом осьового компресора ГТК 25і. Аналізуються існуючі методи діагностування технічного стану лопатевого апарату ГПА у процесі експлуатації. Відмічено, що більшість з них базується на отриманні вібраційного чи акустичного сигналів, генерованих лопатевим апаратом у процесі експлуатації ГПА та подальшій їх обробці. Розглядається система контролю технологічних параметрів і віброакустичних характеристик осьового компресора, за допомогою якої отримують вібраційні та акустичні сигнали під час пуску осьового компресора, а також у робочому режимі, до і після його ремонту. Здійснений аналіз спектрів вібраційного і акустичного сигналів (шуму), побудованих з використанням метода Уелча, а також аналіз рівнів амплітуди вібрації та акустичного сигналу на частотах, пов'язаних з частотою обертів ротора осьового компресора та обумовлених конструктивними характеристиками елементів його механізму. Встановлено, що акустичні коливання більш інформативні, характеризуються широким неперервним спектром з окремими дискретними складовими.  
Ключові слова: технічний стан, метод діагностування, вібраційний і акустичний сигнали, система контролю, аналіз, спектр, лопатевий апарат.

Приведена общая характеристика газоперекачивающих агрегатов (ГПА) ГТК 25и, используемых на магистральном газопроводе "Уренгой-Помары-Ужгород", анализируются аварийные остановки ГПА в процессе эксплуатации и виды отказов их основных узлов по Богородчанской компрессорной станции. Установлено, что в большинстве случаев они обуславливаются дефектами механического оборудования, в частности лопаточным аппаратом осевого компрессора ГТК 25и. Анализируются существующие методы диагностирования технического состояния лопаточного аппарата ГПА в процессе эксплуатации. Отмечено, что большинство из них базируется на получении вибрационного или акустического сигналов, генерируемых лопаточным аппаратом в процессе эксплуатации ГПА и дальнейшей их обработки. Рассматривается система контроля технологических параметров и виброакустических характеристик осевого компрессора, с помощью которой получены реализации вибрационных и акустических сигналов при пуске осевого компрессора, в рабочем режиме, а также до и его после ремонта. Осуществляется анализ спектров вибрационного и акустического сигналов, построенных с использованием метода Уэлча, а также анализ уровней амплитуды вибрации и акустического сигнала на частотах, связанных с частотой оборотов ротора осевого компрессора и обусловленных конструктивными характеристиками элементов его механизма. Установлено, что акустические колебания более информативны, характеризуются широким непрерывным спектром с отдельными дискретными составляющими.  
Ключевые слова: техническое состояние, метод диагностирования, вибрационный и акустический сигналы, система контроля, анализ, спектр, лопаточный аппарат.

The general description of gas compressor units (GCU) 25th SCC used on gas pipeline "Urengoy - Uzhgorod -Pomary "has been given, The examines emergency stop compressor during operation and

*failure modes of the major nodes Bohorodchany compressor station have been analyzed. It was established that in most cases they are caused by defects of mechanical equipment such as blade axial compressor unit SCC 25th. The existing methods of diagnostics of the compressor blade apparatus technical state during operation have been considered. It is noted that most of the bottom based on obtaining the vibration or acoustic signals generated by the blade during operation of the apparatus GPA and their further processing in order to highlight research and rational diagnostic features, a change which clearly describes the technical condition of blade change system. The system control and monitoring of process parameters vibro-acoustic characteristics of axial compressor with which obtained the implementation vibration and acoustic signals during the start of the axial compressor and in operation before its repair and after repair. The analysis of the spectrum of vibration and acoustic signals (noise) has been built using Welch's method, and the analysis of the amplitude levels of vibration and acoustic signal at frequencies related to the rotor axial compressor rotation frequency and caused structural characteristics of the its mechanisemelements. It was established that acoustic oscillations are more informative, characterized by a broad continuous spectrum of some discrete components. Composition of the spectrum, its frequency response (in terms of probability or deterministic) is the great diagnostic value for determining the technical state of the axial compressor.*

*Keywords: technical conditions, method of diagnostics, vibration and acoustic signals, control system analysis, spectrum, blade machine.*

## **Вступ**

Сьогодні газотранспортна система України забезпечує природним газом внутрішніх споживачів і здійснює транзит в 19 країн Європи. Однією із основних складових газотранспортної системи України є газоперекачувальні агрегати (ГПА). Газотурбінний парк компресорних станцій, введений в експлуатацію в період 1965-1984 рр., продовжує на нинішній день активно використовуватись. В період введення компресорних станцій (КС) в експлуатацію їх постачальниками були провідні світові виробники-Дженерал Електрик, НуовоПіньйоне, АЕГ Kanis. Так, на одному із основних магістральних газопроводів діаметром 1400 мм пропускною здатністю 30 млрд. м<sup>3</sup> газу в рік "Уренгой-Помари-Ужгород" знаходяться в експлуатації близько 130 ГПА 25і виробництва фірми «НуовоПіньйоне» (Італія), з яких 30 – в ДК «Укртрансгаз». Сьогодні майже 50% парку ГПА відпрацювало установлений моторесурс або близькі до цього, у зв'язку з чим актуальною є задача вдосконалення існуючих і розробка нових методів та технічних засобів контролю їх технічного стану.

**Аналіз відомих досліджень аварійних зупинок ГПА в процесі експлуатації і видів відмов їх основних вузлів** показав по Богородчанському ЛВУМГ УМГ «Прикарпаттрансгаз» [1], що у більшості випадків вони обумовлюються дефектами механічного обладнання. Одним з найважливіших вузлів ГПА 25і є осьовий компресор ГПА, який призначений для засмоктування атмосферного повітря, стиснення в 16-ти ступенях і подачі стиснутого повітря в

камери згоряння з продуктивністю 360 000 м/год. При цьому існуюча штатна система контролю технічного стану ГПА 25і не запобігає виникненню його відмов, зокрема по лопатовому апарату, що вимагає розробки нових методів діагностування технічного стану осьового компресора ГПА 25і.

В [2] пропонується розробити комплексний метод діагностування технічного стану осьового компресора ГПА 25і, який базується на використанні методів параметричної діагностики, що передбачають визначення технічного стану вузлів і елементів ГПА за його робочими параметрами і показниками (температурою газу перед турбіною високого тиску (ТВТ) і швидкістю її наростання, частотою обертання робочого колеса турбіни низького тиску (ТНТ), температурою силових елементів – підшипників, тиском масла в масляній системі і ін.). Всього таких параметрів і показників роботи ГПА налічується до 60. Діагностування технічного стану ГПА на основі аналізу вібраційних сигналів – один з найбільш поширених методів. Однак складність його використання полягає у тому, що генерований лопатями в процесі роботи інформативний сигнал досить складно відокремити від інших джерел, що створюють шумовий фон. Так в [3] відмічено, що у зв'язку з відносно невеликою масою корпусу і високими температурами робочого тіла сигнал високочастотної вібрації, вимірюваний в точках контролю на корпусі установки, містить, в основному, інформацію про локальні аеродинамічні процеси, а навантаження на робочі і напрямні (соплові) лопатей визначаються, як правило, відцентровими силами, що діють на ротор і силами аеродинамічного опору лопатей.

Причому змінна складова останніх визначається несиметрією аеродинамічного опору лопатей і за своїм впливом на вібрацію близька до моментної неврівноваженості ротора. Близькі значення частот обертання різних каскадів установки, а також велика кількість ступенів з різною кількістю лопатей обумовлює велике число комбінаційних і лопатевих складових вібрації у всьому діапазоні частот, що істотно ускладнює постановку діагнозу і автоматизацію алгоритму. Виходячи з цього, в [3] пропонується два основних положення методики діагностування:

1) об'єктивна оцінка стану агрегату можлива при контролі вібрації в точках, по можливості рівновіддалених від основних джерел корпусних вібрацій;

2) виявлення з високою вірогідністю тільки розвинених дефектів, так як сигнал вібрації, що генерується зароджуваними дефектами, практично згасає при проходженні до вибраних точок контролю.

Для діагностування робочого стану лопатей турбін застосовують метод частот власних коливань, який регламентований нормативними документами [4, 5]. Як показано в теорії коливань, вільні і вимушені коливання складаються з гармонійних складових, що мають однаковий набір (спектр) частот  $f_i$ . Ці частоти не залежать ні від способу збудження вільних коливань, ні від зовнішніх навантажень при вимушених коливаннях. При діагностуванні стану робочих лопатей в процесі експлуатації вимірювання частот власних коливань лопатей добре доповнюють інші методи контролю, такі як ультразвуковий, вібраційний, вихрострумний та ін.

За аналізом спектра огинаючої можна визначити бій робочого колеса, дефекти окремих лопатей, підвищену турбулентність потоку і кавітацію в рідині [6]. Але для цього необхідно вимірювати спектр огинаючої вібрації корпусу ГПА в безпосередній близькості від лопатей контрольованого робочого колеса. Вірогідність діагнозу робочого колеса суттєво збільшується, якщо крім спектра огинаючої робочого колеса вимірювати і спектр низькочастотної вібрації корпусу ГПА або підшипникового вузла. У цьому разі за даними аналізу лопатевих складових вібрації і вібрації на частотах, кратних частоті обертання, можна значно точніше визначити величину дефекту. Діагностичною ознакою дефектів лопатей є зростання НЧ – вібрації на гармоніках  $kf_{об}$  доповнену зростанням гармонік з тими ж частотами в спектрі згинаючої. Причому рівні

цих гармонік можуть перевищувати рівні лопатевих гармонік. Можлива поява і бічних складових лопатевих гармонік у спектрах вібрації і її огинаючої. Для діагностування коливань робочого колеса осьової турбомашини запропоновано спосіб, який полягає у тому [7], що у процесі розвитку аеропружних коливань лопатей реєструють сигнал з давача вимірювання радіального зазору. Зареєстрований сигнал з давача перетворюють у частотний спектр, визначають у спектрі сигналу частоти проходження лопаток і складових, що симетрично розташовані на однаковій відстані щодо частоти проходження лопаток і спектральної складової, розташованої на такій же відстані від початку координат. За результатами порівняння судять про наявність і вигляд коливань, а по різниці амплітуд складових спектра роблять висновок про зміну амплітуди коливань лопатей робочого колеса турбомашини. В [8] запропоновано спосіб діагностування коливань лопатей робочого колеса осьової турбомашини, заснований на дискретно-фазовому методі, що дозволяє визначити деформаційний стан кожної лопаті робочого колеса турбомашини. Сутність способу полягає у вимірюванні часових інтервалів між імпульсами кореневого і периферійного давачів, їх зіставленням з геометричним положенням конкретної лопаті в колесі у певні моменти часу і відповідної інтерпретацією отриманих значень. Ще один спосіб діагностування коливань робочого колеса турбомашини [9] полягає у реєстрації сигналу давача пульсації потоку, перетворенні сигналу в частотний спектр, реєстрації частоти проходження лопатей і порівнянні за величиною двох симетрично рівновіддалених від частоти проходження лопатей складових спектра. За результатами порівняння судять про направлення біжучих хвиль деформації і про зміну амплітуди коливань лопатей. Спосіб діагностування пошкоджень робочих лопатей турбомашини згідно [10] заснований на зміні параметрів акустичного випромінювання лопаті при виникненні її пошкодження. При цьому діагностичною ознакою пошкодження лопаті є зміна спектру акустичних коливань, випромінюваних робочими лопатями. Недоліком вказаного способу є значні труднощі як у виділенні корисного сигналу на фоні завад, так і в однозначності ідентифікації діагностичної ознаки, наслідком чого є велика ймовірність отримання недостовірної інформації про стан лопатевого апарату, що знижує надійність діагностування.

Таким чином розглянуті методи

діагностування технічного стану лопатевого апарату ГПА, чи коливань лопатей, характеристика яких пов'язана зі зміною їх технічного стану, побудовані на отриманні вібраційного чи акустичного сигналів, генерованих лопатевим апаратом у процесі експлуатації ГПА та подальшій їх обробці з метою виділення і дослідження раціональних діагностичних ознак, зміна яких однозначно характеризує зміну технічного стану лопатевого апарату.

### Мета статті

Аналіз результатів дослідження лопатевого апарату осьового компресора ГТК 25і вібраційного стану, які проведені на компресорній станції Богородчанського ЛВУМГ.

### Висвітлення основного матеріалу

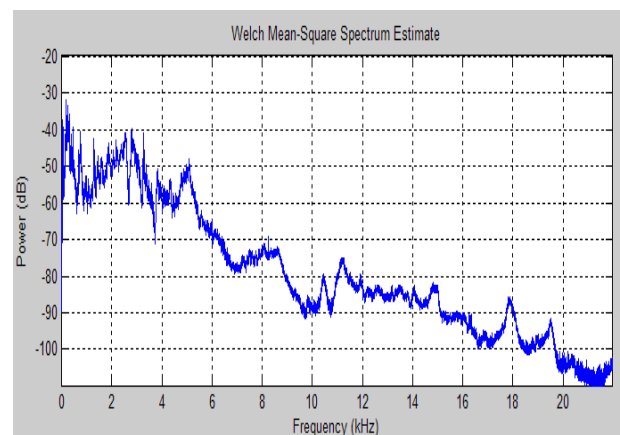
Для отримання віброакустичних характеристик осьового компресора була використана розроблена системи контролю технологічних параметрів і віброакустичних характеристик осьового компресора, а саме [11]: температури повітря на вході-виході, температури масла змащування на зливні з підшипника; температури корпусу опорного підшипника; обертів валу; розрідження повітря на вході осьового компресора; тиску повітря на виході осьового компресора; вібрації опорного підшипника; акустичних шумів при роботі лопатевого апарату. Система побудована на базі двох комплектів 8 – каналних мікропроцесорних реєстраторів-регуляторів типу МТР-8, до яких підключено вихідні сигнали вище перерахованих параметрів. Система акустичного контролю за роботою осьового компресора реалізована на чутливому електретному мікрофоні, змонтованому у вибухобезпечному корпусі біля опорного підшипника №1 осьового компресора. Принцип дії електретного мікрофона заснований на здатності деяких діелектричних матеріалів (електретів) зберігати поверхневу неоднорідність розподілу заряду протягом тривалого часу.

Ці матеріали використовуються як діелектричне заповнення конденсатора, що дозволяє формувати поляризовану напругу без підключення до зовнішніх джерел енергії. Живлення потрібне лише для підсилювача. З використанням розробленої системи контролю були отримані для аналізу спектри вібрації і акустичного шуму при роботі осьового компресора ГТК 25і до і після ремонту в діапазоні 40-15000 Гц.

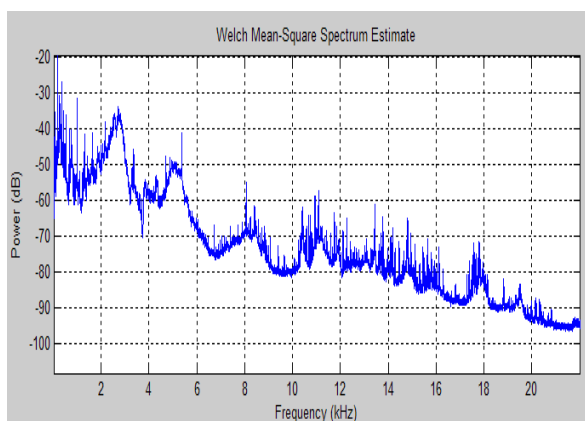
З метою попередньої оцінки динамічних властивостей спектру було побудовано частотно-часове представлення вібраційного та акустичного сигналів під час пуску осьового компресора, а також в робочому режимі за допомогою короткочасового перетворення Фур'є (STFT) з довжиною вікна 2048 відліків та функцією вікна Блекмена-Харріса (використано програму AdobeAudition).

Проведений аналіз частотно-часового представлення вібраційного та акустичного сигналів під час пуску осьового компресора визначив наявність двох груп частотних складових: таких, що пропорційні частоті обертів ротора осьового компресора, та таких, що не залежать від цієї частоти, які гіпотетично можуть бути зумовлені коливаннями на власних частотах вузлів та деталей осьового компресора. Для другої групи частот у спектрі можуть спостерігатися "розмиті" максимуми, що зумовлено наявністю демпфування, причому степінь демпфування визначає добротність коливного контуру і відповідно ширину частотної смуги відповідного максимуму в спектрі.

З метою виділення групи власних частот було побудовано спектр вібраційного сигналу, записаного в процесі пуску ГТК 25і №3 17.04.2012, для інтервалів часу від 4-ї до 5-ї хвилини (перехідний процес) та від 7-ї до 8-ї хвилини (встановлений режим із відносно сталою частотою обертів). Для побудови спектру використано метод Уелча, що передбачає усереднення спектрів для послідовних інтервалів часу, що перекриваються, із зважуванням на кожному інтервалі за допомогою функції вікна (довжину вікна прийнято 65536, коефіцієнт перекриття 0,95). Результат представлено на рис. 1.



a)



б)

**Рисунок 1 – Спектри вібраційного сигналу, виміряного на ГТК 25i №3 17.04.2012 р., для ділянки перехідного процесу (а) та встановленого режиму (б)**

За рахунок інтегрування спектру у часі, що застосовується у методі Уелча, рівень складових, що мають постійну частоту на протязі інтервалу інтегрування, підсилюється, а рівень складових, частота яких змінюється в часі, зменшується. Тому на рис. 1, а переважно відсутні складові на частотах, кратних частоті обертання ротора осьового компресора.

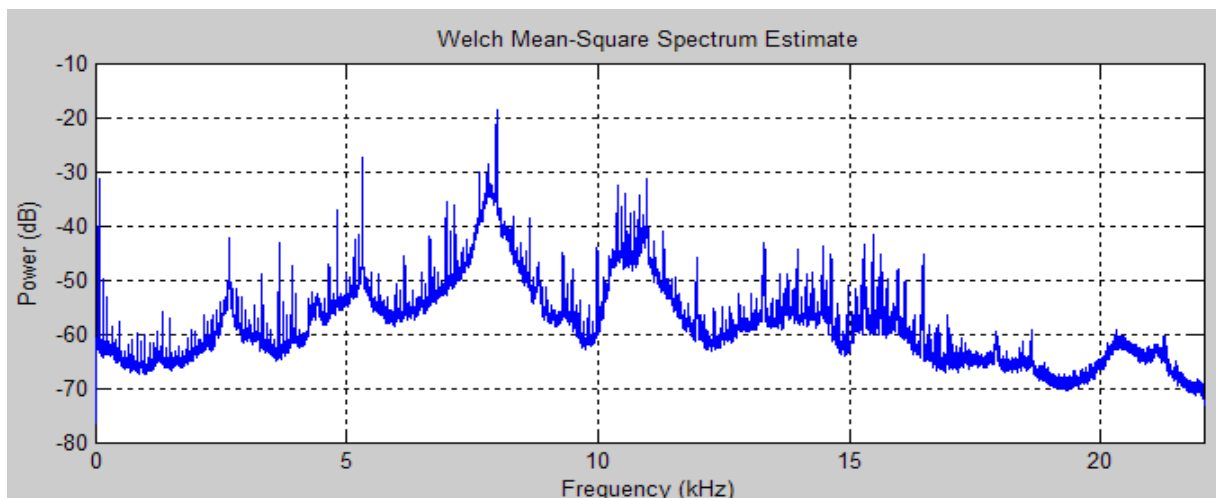
Слід зауважити, що наявність резонансів на власних частотах окремих вузлів і деталей приводить до збільшення рівня вібрації на частотах, близьких до цих власних частот. Так, наприклад, у спектрі на рис. 1, б, присутній помітний максимум на частоті, що відповідає третій гармоніці лопатевої частоти для ступенів 0, 1 та 2. Такі високі рівні амплітуд на вищих

гармоніках, як правило, не характерні для лопатевих механізмів. В даному випадку їх наявність можна розглядати як ознаку наявності дефекту, оскільки її збільшення більшою мірою зумовлене близькістю до однієї із власних частот. Для порівняння на рис. 2 наведено спектр, розрахований аналогічним чином для фрагменту вібраційного сигналу, виміряного після ремонту осьового компресора, тобто за умови, коли відомо про відсутність дефектів лопатевого механізму. Тим не менше, рівень третьої гармоніки лопатевої частоти для 0-ої, 1-ої та 2-ої ступенів також є досить високим і навіть перевищує рівень першої та другої гармоніки даної складової.

З метою виявлення діагностичних ознак технічного стану осьового компресора було проведено аналіз рівнів амплітуди вібрації та шуму на частотах, пов'язаних з частотою обертів його ротора та обумовлених конструктивними характеристиками елементів механізму осьового компресора для сигналів, що були виміряні в процесі його запуску та в усталеному режимі роботи до ремонту (17.04.2012р., 18.04.2012р.) та після ремонту (05.02.2013р., 25.02.2013р.).

Вихідними даними для розрахунку була інформація про кількість лопатей на всіх ступенях осьового компресора, лопатей ТВТ, а також кінематична схема редуктора та інформація про кількість зубів на колесах кожної із ступенів редуктора  $n_1, n_2, n_3, n_4, n_5, n_6$ .

В табл. 1 наведено формули розрахунку та орієнтовні значення всіх частот при номінальній частоті обертів ротора  $F_0 = 5106,2$  об/хв.



**Рисунок 2 – Спектр вібраційного сигналу, виміряного на ГТК 25i №3 05.02.2013р.**

Таблиця 1 – Характерні частоти осевого компресора (ОК)

Частота	Формула розрахунку	Значення частоти при номінальній частоті обертів, Гц
Частота обертання основного валу	$f_0 = F_0/60$	85.1
Частота обертання валу 2 (проміжний)	$f_n = f_0 \cdot n_1/n_2$	44.8
Частота обертання валу 3 (генератор і гідронасос)	$f_{ген} = f_0 \cdot n_3/n_5$	21.8
Частота обертання валу 4 (змашувальний насос)	$f_{зн} = f_0 \cdot n_4/n_6$	13.2
Частота зубозачеплення передачі K1-K2	$f_{K12} = f_0 \cdot n_1$	6042.1
Частота зубозачеплення передачі K3-K5	$f_{K35} = f_n \cdot n_3$	2685.4
Частота зубозачеплення передачі K4-K6	$f_{K46} = f_n \cdot n_4$	1924.5
Лопатеві частоти:		
0, 1, 2 ступені	$f_{L0} = f_0 \cdot 32$	2723.2
3 ступені	$f_{L3} = f_0 \cdot 40$	3404
4 ступені	$f_{L4} = f_0 \cdot 44$	3744.4
5, 15 ступені	$f_{L5} = f_0 \cdot 56$	4765.6
6 ступені	$f_{L6} = f_0 \cdot 58$	4935.8
7, 13, 14 ступені	$f_{L7} = f_0 \cdot 60$	5106
8 ступені	$f_{L8} = f_0 \cdot 62$	5276.2
9-12 ступені	$f_{L9} = f_0 \cdot 66$	5616.6
лопаті ТВТ	$f_{LT} = f_0 \cdot 80$	6808

Як показав аналіз спектрів вібрації, дійсна частота обертів ротора осевого компресора відрізняється від номінальної на величину порядку 20...70 об/хв, що спричиняє відхилення лопатевих частот та їх гармонік від розрахованих згідно табл. 1. Тому при визначенні рівнів амплітуди вібрації на характерних частотах необхідно враховувати частоту обертів на момент вимірювання.

Проведений аналіз фрагмента високочастотного спектру показав, що навіть у встановленому режимі відбуваються короткочасні флуктуації частоти обертів, зумовлені реакцією системи керування ГПА на зміни режиму, що приводять до зміщення характерних частот. Тому для подальшого аналізу з кожного із сигналів було виділено від

7 до 15 фрагментів (в залежності від довжини записаного сигналу) тривалістю близько 1хв. із відносно стабільною частотою обертів та без короткочасних порушень стаціонарного характеру спектру. Значення рівнів амплітуди на характерних частотах визначались як середнє арифметичне значення для вибраної кількості фрагментів сигналу.

Аналіз спектрів показав, що на частотах обертів проміжного валу, валів генератора та змашувального насосу, а також на частотах зубозачеплення редуктора помітних максимумів не спостерігається. Тому для аналізу було вибрано частоту обертання основного валу і перші п'ять її гармонік та лопаткові частоти і перші три їх гармоніки. Окремі результати дослідження ГТК 25і №3 наведено в табл. 2 – 6.

Таблиця 2 – Результати досліджень ГТК 25і №3 17.04.2012р. до ремонту при середній частоті обертів  $F_0=5076$  об/хв.

Гармоніка	Частота, Гц	Амплітуда вібрації, дБ	Амплітуда шуму, дБ
1	84.6	-22.3	-13.9
2	169.2	-45.7	-8.5
3	253.8	-41.1	-19.1
4	338.2	-50.8	-19.7
5	423	-49.2	-26.6

Таблиця 3 – Результати досліджень ГТК 25і №3 17.04.2012р. у робочому режимі при середній частоті обертів  $F_0=5076$  об/хв.

Гармоніка	Частота, Гц	Амплітуда вібрації, дБ	Амплітуда шуму, дБ
1	84.6	-28.726	-33.979
2	169.2	-45.094	-16.278
3	253.8	-36.006	-22.022
4	338.4	-47.752	-34.02
5	423	-47.261	-34.828

Таблиця 4 – Результати досліджень ГТК 25і №3 17.04.2012р. після пуску при середній частоті обертів  $F_0=5038$  об/хв.

Гармоніка	Частота, Гц	Амплітуда вібрації, дБ	Амплітуда шуму, дБ
1	84	-22.4331	-23.2309
2	168	-43.725	-12.9908
3	252	-38.952	-25.493
4	336	-37.212	-27.809
5	420	-46.828	-34.272

Таблиця 5 – Результати досліджень ГТК 25і №3 17.04.2012р. у робочому режимі при середній частоті обертів  $F_0=5038$  об/хв.

Гармоніка	Частота, Гц	Амплітуда вібрації, дБ	Амплітуда шуму, дБ
1	84	-37.303	-36.422
2	168	-42.049	-27.864
3	252	-57.555	-38.457
4	336	-56.541	-41.035
5	420	-64.996	-50.39

Таблиця 6 – Результати досліджень ГТК 25і №3 17.04.2012р. у робочому режимі при середній частоті обертів  $F_0=5041$  об/хв.

Гармоніка	Частота, Гц	Амплітуда вібрації, дБ	Амплітуда шуму, дБ
1	84	-37.303	-36.422
2	168	-42.049	-27.864
3	252	-57.555	-38.457
4	336	-56.541	-41.035
5	420	-64.996	-50.39

З табл. 3, 5, 6 видно, що із зменшенням частоти обертання ротора ОК в робочому режимі від  $F_0=5076$  об/хв. до  $F_0=5038$  об/хв. амплітуда вібрації першої гармоніки роторної частоти  $1f_p$  змінюється від  $1f_p=28,73$  дБ до  $1f_p=37,3$  дБ на частотах  $F_0=5041$  об/хв. і  $F_0=5038$  об/хв., в той час, як амплітуда акустичного сигналу першої гармоніки роторної частоти  $1f_p$  практично не змінюється із зменшенням частоти обертання ротора ОК. Різниця у зміні амплітуди на частоті обертання  $F_0=5076$  об/хв. у порівнянні з іншими частотами обертання складає 2,4дБ. Така ж картина спостерігається і по інших гармоніках.

Стосовно розподілу амплітуди гармонік лопатевого апарату по сигналу вібрації для частоти обертання ротора ОК  $F_0=5076$  об/хв.

при запуску ГТК 25і, то мінімальна амплітуда  $A_{1\min}=22,25$ дБ спостерігається на 4-ій ступені ( $1f_{л}=3722$ Гц), а максимальна  $A_{1\max}=34,64$  дБ на 5 і 15 ступенях ( $1f_{л}=4737$ Гц). По другій гармоніці мінімальна амплітуда  $A_{2\min}=9,94$  дБ спостерігається на 8-ій ступені ( $2f_{л}=5245$ Гц), а максимальна  $A_{2\max}=32,03$  дБ на 5 і 15 ступенях ( $2f_{л}=4906$ Гц). Щодо розподілу амплітуди гармонік лопатевого апарату по акустичному сигналу, то на відміну від роторної частоти, відмічені закономірності не спостерігаються. Так, мінімальне значення амплітуди по 1-й, 2-й і 3-й гармоніках спостерігається на 0-й, 1-й і 2-й ступенях:  $A_{1\min}=5,3$ дБ;  $A_{2\min}=10,19$ дБ і  $A_{3\min}=29,44$ дБ при  $1,2,3 f_{л}=2707$ Гц), а максимальне  $A_{1\max}=35,52$  дБ на 9-12 ступенях ( $1f_{л}=5583$ Гц), а також на лопаті ТВТ  $A_{1\max}=46,71$

дБ ( $1f_{л}=6768$ Гц). По 2-ій гармоніці максимальне значення амплітуди спостерігається на 6 ступені  $A_{2\max}=56,98$  дБ ( $2f_{л}=4906$ Гц), а по 3-ій гармоніці також на 9-12 ступенях  $A_{3\max}=62,07$  дБ ( $3f_{л}=5583$ Гц) і на лопаті ТВТ  $A_{3\max}=68,62$  дБ. Проведений аналіз розподілу амплітуд гармонік лопатевого апарату по вібрації та акустичному сигналу для всіх ступенів осьового компресора при різних режимах його роботи показує, що на основі отриманих даних можливо зробити висновки щодо залежності між рівнями вібрації та шуму на лопатевих частотах та їх гармоніках, з одного боку, та технічним станом лопатевого механізму осьового компресора, з іншого боку.

Більше інформації для такого висновку

можна отримати по мірі напрацювання ОК. Так, 05.02.2014 р. після напрацювання 2381 мотогодин (8 пусків) під час чергового запуску ГПА №3 було здійснено фіксацію технологічних параметрів ГПА і аналіз спектрів вібраційних та акустичних сигналів ГПА (результати наведені в табл.7-9).

Нижче (рис. 3–4) наведені амплітудно-частотні характеристики акустичних і вібраційних сигналів працюючого ГПА ГТК-25і, на яких чітко простежуються піки, викликані роботою найбільш навантажених вузлів (зокрема лопатей 0,1,2-ї ступенів осьового компресора).

**Таблиця 7 – Амплітуди гармонік частоти обертів ротора ВК для сигналу вібрації та шуму після пуску 05.02.2014р. Середня частота обертів  $F_0=5036$  об/хв.**

Гармоніка	Частота, Гц	Амплітуда вібрації, дБ	Амплітуда шуму, дБ
1	83.95	-15.781	-15.475
2	167.9	-27.817	1.702
3	251.8	-26.246	-12.845
4	335.7	-30.223	-14.887
5	419.5	-40.858	-28.064

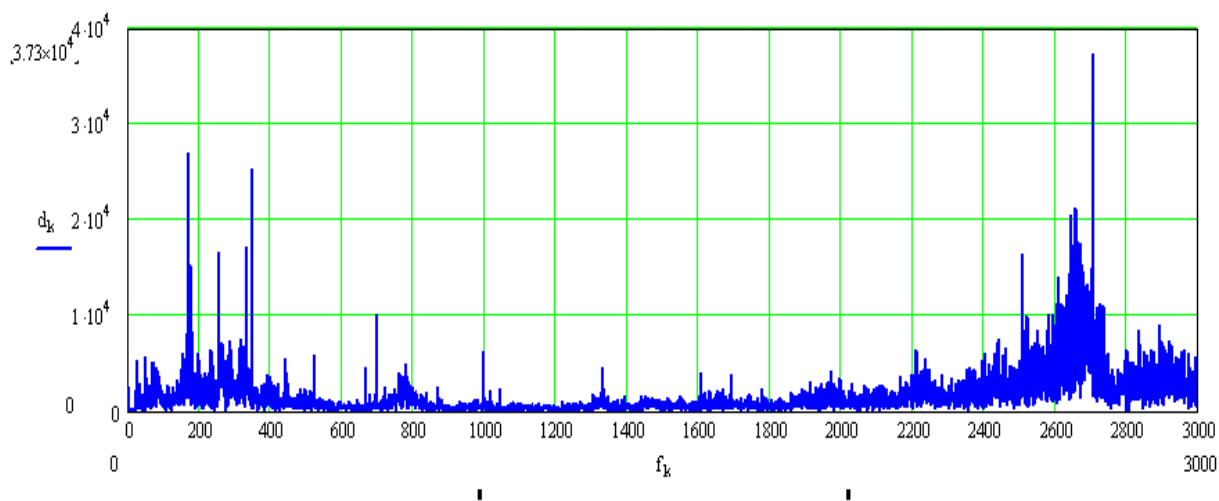
**Таблиця 8 – Амплітуди гармонік лопаткових частот сигналу вібрації після пуску 05.02.2014р. Середня частота обертів  $F_0=5036$  об/хв.**

Ступінь	Частота, Гц	Амплітуда, дБ		
		1-ша гармоніка	2-га гармоніка	3-тя гармоніка
0, 1, 2	2685.7	-16.93	-12.455	12.807
3	3357.2	-25.246	-16.23	-17.321
4	3692.9	-29.577	-11.967	-15.841
5, 15	4700	-21.982	-21.045	-28.651
6	4868	-20.886	-26.852	-27.943
7, 13, 14	5036	-18.724	-17.321	-28.185
8	5203.7	-13.901	-10.843	-28.119
9-12	5539.4	-20.681	-15.987	-32.904
Лопать ТВТ	6714.5	-16.23	-13.846	-36.926

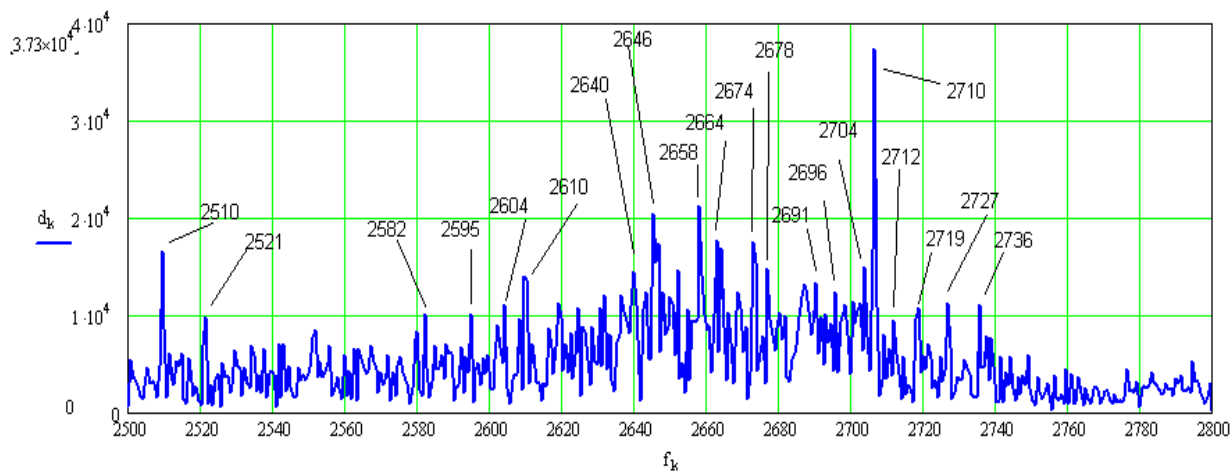
**Таблиця 9 – Амплітуди гармонік лопатевих частот сигналу шуму після пуску 05.02.2014 р. Середня частота обертів  $F_0=5036$  об/хв.**

Ступінь	Частота, Гц	Амплітуда, дБ		
		1-ша гармоніка	2-га гармоніка	3-тя гармоніка
0, 1, 2	2685.7	-6.2237	-17.968	-17.929
3	3357.2	-26.362	-46.208	-43.913
4	3692.9	-36.535	-40.964	-40.355
5, 15	4700	-27.047	-47.413	-49.209
6	4868	-26.932	-53.765	-56.182
7, 13, 14	5036	-22.213	-43.913	-50.911
8	5203.7	-25.297	-37.249	-45.455
9-12	5539.4	-29.874	-40.423	-46.742
Лопать ТВТ	6714.5	-46.208	-36.656	-61.283

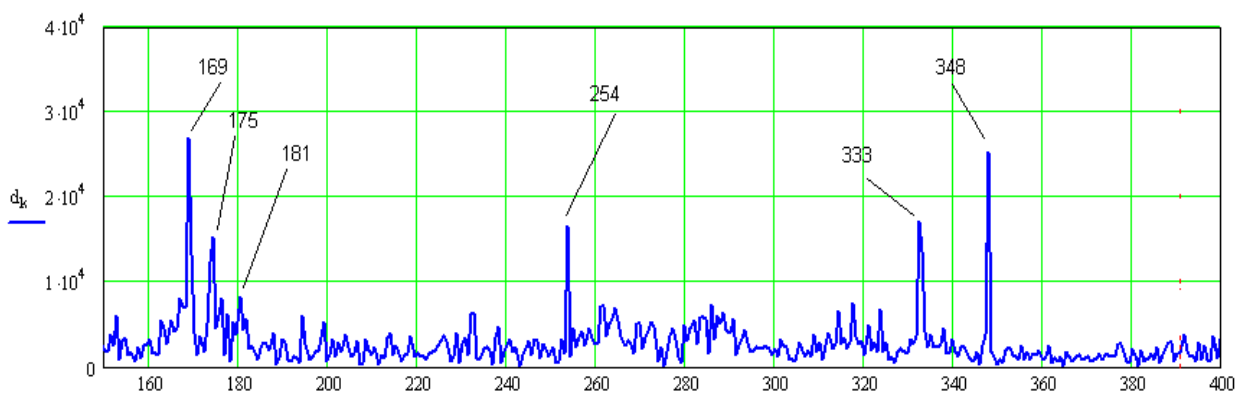




a)

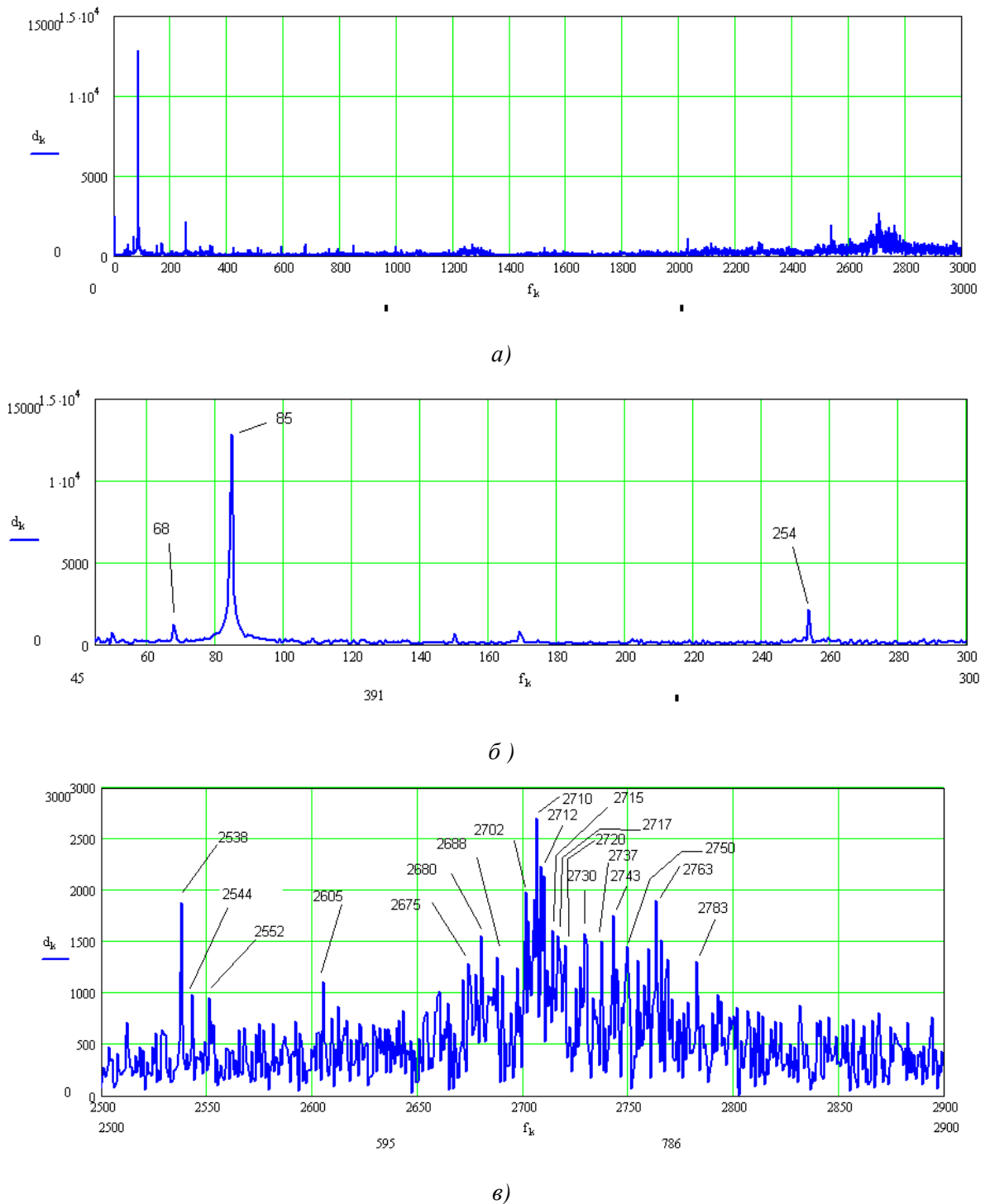


б)



в)

Рисунок 3 – Амплітудно-частотні характеристики акустичного сигналу: а) – 0-ї ступені, б) – 1-ї ступені, в) – 2-ї ступені осьового компресора ГПА ГТК-25і



**Рисунок 4 – Амплітудно-частотні характеристики вібраційного сигналу: а) – 0 -ої ступені, б) – 1-ої ступені, в) – 2-ої ступені осьового компресора ГПА ГТК-25і**

Як видно з рис. 3-4 акустичні коливання є більш інформативними. Вони характеризуються широким неперервним спектром з окремими дискретними складовими. Склад спектру, його амплітудно-частотна характеристика (у

ймовірнісному або детерміністичному аспектах) має значне діагностичне значення для оцінки стану агрегату. Так, на рис. 3 можна чітко виділити максимальні значення амплітудних складових у всьому частотному діапазоні

акустичного сигналу по трьох ступенях осьового компресора, в той час, як у частотному діапазоні вібраційного сигналу максимальних значень амплітудних складових по 0-ій ступені і 1-ій ступені (рис. 4) спостерігається дуже мало (3-4 значення).

## ВИСНОВКИ

Найбільш широке застосування для визначення технічного стану лопатевого апарату ГПА знайшли методи, що базуються на обробці і аналізі вібраційних сигналів, генерованих лопатевим апаратом у процесі експлуатації ГПА. В той же час існує ряд методів, які базуються на аналізі зміни спектру акустичних коливань, випромінюваних робочими лопатями ГПА.

Проведений аналіз вібраційних і акустичних коливань генерованих лопатевим апаратом у процесі запуску і експлуатації осьового компресора ГПА ГТК 25і показав, що акустичні коливання є більш інформативними, характеризуються широким неперервним спектром з окремими дискретними складовими. Склад спектру, його амплітудно-частотна характеристика (у ймовірнісному або детерміністичному аспектах) має значне діагностичне значення для оцінки технічного стану осьового компресора.

Для виділення із спектру акустичних коливань лопатевого апарату осьового компресора ГТК 25і раціональних діагностичних ознак, зміна яких однозначно характеризує зміну його технічного стану і які можуть бути покладені в основу розробки методу діагностування лопатевого апарату, необхідно мати значний об'єм вибірки віброграм і акустограм, отриманих у процесі роботи ГТК 25і, що вимагає проведення комплексу цілеспрямованих експериментів, аналогічних вищенаведеним.

1. Заміховський Л.М. Контроль технічного стану осьового компресора газоперекачувального агрегату [Текст] / Л.М. Заміховський, В.В. Павлик // Збірник тез доповідей Першої міжнародної конференції «Вимірювання, контроль та діагностика в технічних системах (ВКДТС – 2011). – ВНТУ, Вінниця. – 2011. – С. 97. 2. Заміховський Л.М. Комплексний метод діагностування технічного стану ГПА ГТК 25і [Текст] / Л.М. Заміховський, В.В. Павлик // Збірник тез доповідей 6-ої науково-технічної конференції «Сучасні прилади, матеріали і

технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазопромислового обладнання», 29 листопада – 2 грудня 2011р., – м. Івано-Франківськ. – 2011. – С. 215 – 219. 3. Якобсон П.П. Особенности вибрационной диагностики газотурбинных установок [Текст] / П.П. Якобсон // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. – 2012. – № 4. – С. 43 – 45. 4. «Рабочие и направляющие лопатки компрессора к турбине агрегатов ГТК-10, ГТ-750-6, ГТ-6-750, ГТН-6, ГТН-16, ГТН-25. Порядок дефектации, ремонта и замена лопаток на КС. Порядок сдачи лопаток на ремонтные предприятия и выдачи из ремонта» [Текст]: ТУ 481981 6.00002 РД – МИНГАЗПРОМ, 1987 г. 5. «О порядке оценки работоспособности рабочих лопаток паровых турбин в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта. СО 153-34.17.462-2003» [Текст]: Инструкция [утв. приказом МИНЭНЕРГО РФ от 2003-06-30., N 262]. 6. Барков А.В. Интеллектуальные системы мониторинга и диагностики машин [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.vibrotek.com/russian/>. 7. Патент №2374615С1 РФ RU. Способ диагностики колебаний рабочего колеса турбомашин; 13.05.2008. 8. Заблоцкий И.Е. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин [Текст] / И.Е. Заблоцкий, Ю.А. Коростелев, Р.А. Шипов – М.: Машиностроение. – 1977. – С.23–27. 9. Патент №2111469 РФ, G01M 15/00, F01D 25/04, Способ диагностики колебаний рабочего колеса турбомашин, от 11.04.1997 г. 10. Патент № 2008438 С1 РФ RU. Способ диагностирования поврежденной рабочих лопаток турбомашин; 28.02.1994. 11. Павлик В.В. Направки підвищення ефективності експлуатації газоперекачувальних агрегатів в умовах Богородчанського ЛВУМГ [Текст] / В.В. Павлик // Науковий збірник «Наукові вісті», №2(22), Івано-Франківськ: Галицька Академія, 2012 – С.44–49.

Поступила в редакцію 04.06.2014р.

Рекомендували до друку: докт. техн. наук Юрчишин В. М. та докт. техн. наук Семенцов Г. Н.