

Івано-Франківський національний технічний  
університет нафти і газу

На правах рукопису

*Лютак Ігор Зіновійович*

626.691.4.002.5  
УДК 622.691.4.002.5

Л 216

**РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ТА ПРИСТРОЮ ДЛЯ  
КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО  
ОБЛАДНАННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ  
ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ**

**Спеціальність 05.11.13 - Прилади і методи контролю  
та визначення складу речовин**

**Дисертація на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук**

**Науковий керівник:  
доктор технічних наук,  
професор Кісіль І. С.**



Івано-Франківськ – 2003

*Л 216*

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
------------	---

### РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ КОМПЛЕКСНИХ ПІДХОДІВ ДО ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ.....	9
1.1. Загальні положення.....	9
1.2 Характеристика умов роботи і фактори впливу на технічний стан автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій.....	10
1.3 Аналіз відомих методів контролю технічного стану трубопроводів.....	13
1.4 Вибір акустичних методів контролю технічного стану трубопроводів.....	18
1.4.1 Аналіз акустичних методів контролю напружено-деформованого стану трубопроводів.....	18
1.4.2 Оцінка методів контролю вібрацій.....	25
1.5 Аналіз приладів для контролю технічного стану трубопроводів.....	29
1.6 Постановка задачі дослідження.....	34

### РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОЦІНКИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВОДІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ.....	37
2.1. Дослідження оцінки зміни впливу властивостей металу труби від умов навантаження трубопроводів у процесі експлуатації.....	37
2.2. Особливості виникнення напружено-деформованого стану трубопроводів автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій.....	40
2.3. Аналіз і обґрунтування параметрів ультразвукового методу контролю напружено-деформованого стану технологічних трубопроводів автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій.....	48
2.3.1 Вибір частоти коливань.....	49
2.3.2 Аналіз акустичного поля чутливого елемента.....	51
2.3.3. Обґрунтування вибору типу пружних хвиль.....	55
Висновки до розділу.....	66

### РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ПРИСТРОЮ КОНТРОЛЮ НАПРУЖЕНО – ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВОДІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ.....	69
3.1. Дослідження ультразвукових перетворювачів.....	69
3.1.1. Вибір матеріалів п'єзоперетворювача.....	69

3.1.2. Дослідження імпульсного режиму роботи перетворювача.....	72
3.1.3. Розробка конструкції п'єзоперетворювача.....	79
3.1.4. Дослідження характеристики роботи акселерометра.....	81
3.2. Розробка схеми пристрою для контролю швидкості проходження ультразвуку.....	88
3.3 Оцінка похибки розробленого пристрою і результатів контролю напружено- деформованого стану технологічних трубопроводів автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій.....	91
3.3.1. Аналіз інструментальних похибок розробленого пристрою.....	91
3.3.2. Аналіз методичних похибок розробленої методики.....	103
Висновки до розділу.....	104

## РОЗДІЛ 4

### ЛАБОРАТОРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ КОНТРОЛЮ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ.....

4.1 Підготовка і проведення лабораторних досліджень напружено-деформованого стану трубних сталей.....	106
4.1.1 Вибір зразків для контролю напружено- деформованого стану металу.....	106
4.1.2 Аналіз параметрів тензодавачів, використаних при лабораторних дослідженнях.....	108
4.2 Проведення дослідження металу труб у лабораторних умовах.....	112
4.3 Порівняльний аналіз результатів досліджень.....	114
Висновки до розділу.....	118

## РОЗДІЛ 5

### ПРОВЕДЕННЯ НАТУРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВОДІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ.....

5.1. Визначення місць концентрації напруження в технологічних трубопроводах компресорної станції.....	119
5.2. Порядок проведення контролю напружено-деформованого стану технологічних трубопроводів автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій.....	125
5.3. Обробка результатів діагностування технічного стану трубопроводів.....	130
5.4 Результати контролю величини напружень у технологічних трубопроводах автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій № 1 та № 2 м. Кременчук управління магістральних газопроводів "Черкаситрансгаз".....	134
Висновки до розділу.....	142

### ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....

### ДОДАТКИ.....

## ВСТУП

*Актуальність теми.* Сучасний стан вітчизняної економіки та екології призводить до відмови транспортної галузі від використання традиційних моторних палив у транспортних засобах і переходу до альтернативних видів палива, найбільш поширеним із яких є газ.

Перевід транспорту на газ здійснюється шляхом оснащення нових автомобілів газовими установками, а також переобладнання тих, що знаходяться в експлуатації. Більшу частину транспортних засобів заправляють газом на автомобільних газонаповнюючих компресорних станціях (АГНКС) до тиску 20 МПа.

Технічні засоби, створені для заправки автомобілів, представляють єдину взаємозв'язану систему, для їх експлуатації та обслуговування. Для забезпечення надійності експлуатації обладнання АГНКС розроблені заходи, які регламентуються нормативними документами, але вони не враховують усіх структурних факторів впливу.

Сучасні вимоги до експлуатаційної надійності трубопроводів диктують необхідність комплексного підходу як до проектування і будівництва трубопроводів АГНКС, так і до їх технічного обслуговування, діагностики, ремонту при експлуатації. Не дивлячись на вдавану простоту конструкції технологічних трубопроводів АГНКС, вихід їх із ладу (відмова, руйнування) під час експлуатації в поєднанні з високим в них тиском газу може призвести до великих матеріальних збитків, забруднення довкілля, людських жертв, так як зона розподілу наслідків руйнування може поширитися на великі віддалі.

Існує багато деструктивних впливів, що змінюють технічний стан АГНКС в експлуатаційних умовах, таких як старіння металу, вібрація трубопроводів, корозія металу стінок труб, просідання фундаментів компресорних установок, зсуви ґрунту. Об'єктивна дія вище вказаних чинників і тривалий термін експлуатації приводить до зміни технологічних параметрів обладнання. Визначення рівня вібрацій трубопроводів, контроль їх товщини стінок, які проводяться згідно нормативних документів недостатньо для забезпечення надійної експлуатації АГНКС, так як дані параметри дуже опосередковано характеризують технічний стан. На рис. 1.1



показано ремонтно-відновлювальні роботи, які проводяться через просідання фундаментів акумуляторів газу [64]. Тому важливим напрямком цілісної оцінки технічного стану обладнання АГНКС є контроль фізико-механічних параметрів трубопроводів високого тиску, основним параметром якого є напружено-деформований стан (НДС) металу трубопроводу. Варто зазначити, що наявність інформації про величину напруження в стінках металу труб, порівняння його з допустимим значенням, вирішує проблему надійності самих трубопроводів та компресорної станції в цілому, так як дана система є взаємопов'язана.

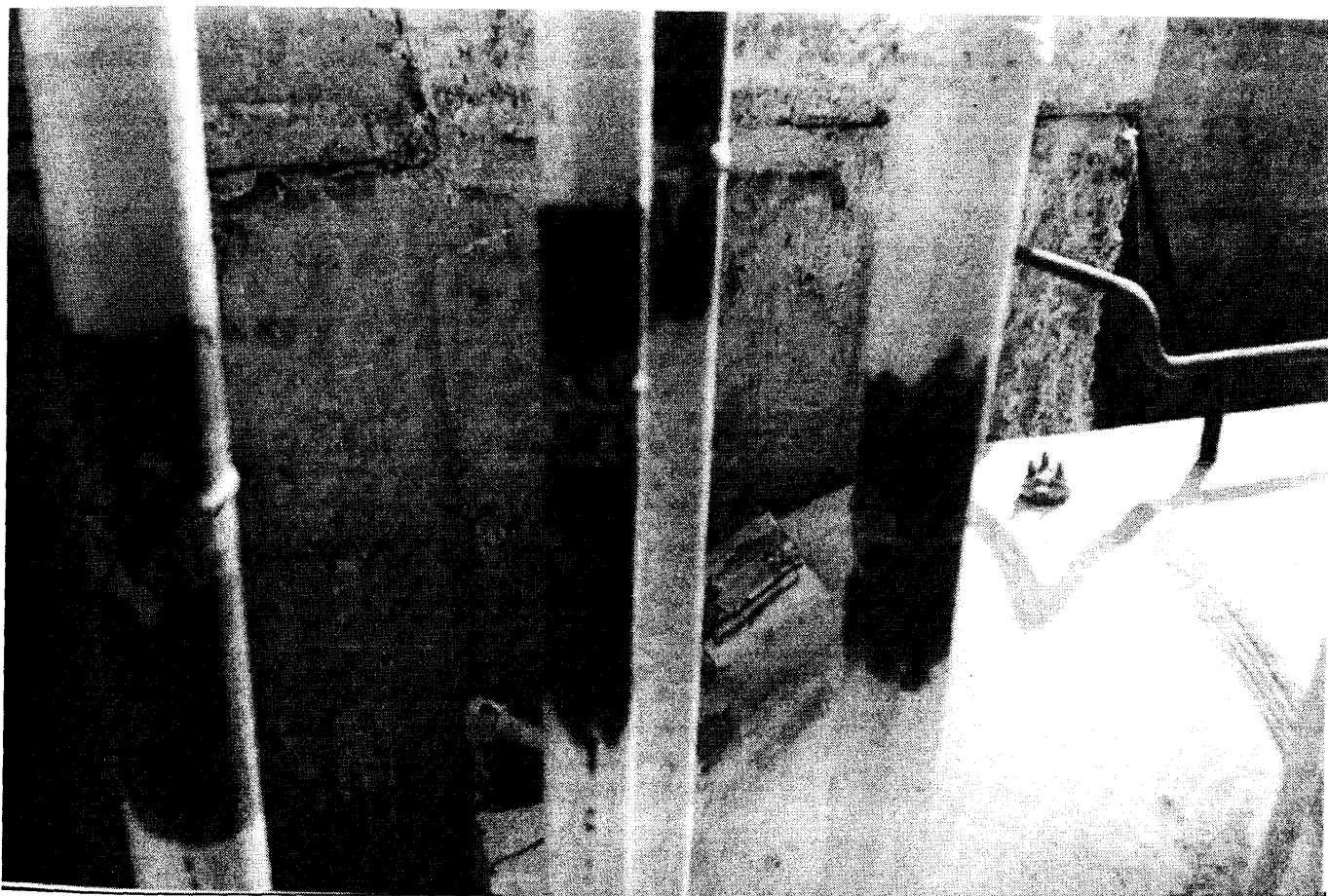


Рис. 1.1. Ремонтно-відновлювальні роботи на АГНКС.

Завдяки розробці і впровадженню нової методики і технічних засобів діагностування технологічного обладнання АГНКС в експлуатаційних умовах, можна забезпечити конструктивну надійність технологічного об'єкту та збільшити термін його експлуатації.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалась згідно з планами науково – дослідного інституту нафтогазових технологій (НДІ НГТ) Івано – Франківського національного технічного університету нафти і газу (госпдоговірна тема № 5/2000 "Контроль напружено – деформованого стану трубопроводів" згідно з договором Управління магістральних трубопроводів "Черкаситрансгаз").

**Мета і задачі досліджень.** Мета досліджень – розробити методику та пристрій для проведення контролю технічного стану технологічних трубопроводів АГНКС.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі завдання:

- проаналізувати методи і засоби неруйнівного контролю технічного стану трубопроводів під дією статичних і динамічних навантажень;
- розробити математичну модель контролю НДС технологічних трубопроводів АГНКС, яка враховує динамічні та статичні навантаження визначені ультразвуковим методом;
- удосконалити метод вимірювання часу поширення ультразвуку для підвищення його точності;
- провести теоретичні та експериментальні дослідження характеристик електроакустичного тракту ультразвукового первинного перетворювача та взаємозв'язку форми його діаграми направленості від параметрів акустичного поля в режимі випромінювання в дальній зоні;
- дослідити залежності геометричних та фізичних параметрів акселерометра для підвищення точності контролю параметрів вібрації;
- розробити методику та пристрій контролю НДС технологічних трубопроводів АГНКС ультразвуковим методом для визначення оптимальних параметрів їх експлуатації;
- розробити алгоритми та програмне забезпечення для обчислення статичних та динамічних напружень технологічних трубопроводів АГНКС;
- провести лабораторні та натурні дослідження НДС трубопроводів АГНКС за допомогою розроблених методики та пристрою для визначення їх залишкового ресурсу.

Об'єкт дослідження – технологічні трубопроводи АГНКС.

Предмет дослідження – методи та засоби неруйнівного контролю технічного стану технологічних трубопроводів АГНКС.

***Наукова новизна отриманих результатів:***

- вперше розроблена математична модель контролю напружено-деформованого стану технологічних трубопроводів АГНКС під дією статичних навантажень ультразвуковим методом, яка дозволяє визначати існуючі статичні напруження для оцінки міцності й залишкового ресурсу даних трубопроводів в експлуатаційних умовах без використання зразків металу труб з визначенням їх механічних характеристик;
- вперше розроблена математична модель контролю напружено-деформованого стану технологічних трубопроводів АГНКС, яка враховує як статичні, так і динамічні навантаження, що дозволяє визначати максимальні діючі напруження в даних трубопроводах;
- дістав подальшого розвитку метод визначення часу поширення ультразвуку, що дозволяє підвищити точність та чутливість вимірювання;
- вперше отримано аналітичну залежність, яка пов'язує електричні параметри збуджуючого імпульсу, луносигналу та такі акустичні характеристики, як чутливість по тиску, акустичні імпеданси демпфера, чутливого елемента, протектора і об'єкта контролю, що дає можливість розробляти п'єзоелектричні перетворювачі з оптимальними характеристиками цих конструктивних елементів;
- вперше отримані аналітичні залежності власної частоти акселерометра від його геометричних і фізичних параметрів, що дає можливість підвищити точність контролю параметрів вібрації при визначенні динамічних навантажень на технологічні трубопроводи АГНКС;
- вперше створено математичну модель акустичної прозорості контактних меж між п'єзоелектричним перетворювачем і поверхнею об'єкта контролю, що дає можливість врахувати вплив шорохуватості та товщини контактного шару при визначенні часу поширення ультразвуку.
- вперше отримано аналітичну залежність між формою акустичного поля чутливого елемента ультразвукового первинного перетворювача в режимі випромінювання в дальній зоні та формою зондуючого імпульсу, що дає можливість регулювати форму поля випромінювання перетворювача в залежності від акустичних характеристик об'єкта контролю.

**Практичне значення отриманих результатів.** У результаті проведеної теоретичної, методологічної та експериментальної роботи були отримані наступні практичні результати:

- розроблено пристрій "Сігма-5" для контролю напружень у технологічних трубопроводах АГНКС, який реалізовує запропоновану методику контролю;
- розроблено програмне забезпечення мовами Visual C++, Franklin C та Assembler, за допомогою якого реалізуються алгоритми обчислення статичних і динамічних напружень у стінках технологічних трубопроводів АГНКС; запам'ятовування результатів контролю; передача даних від пристрою до персонального комп'ютера; представлення результатів контролю в графічній та табличній формах;
- проведено контроль технічного стану трубопроводів на АГНКС № 1 та № 2 (м. Черкаси). Результати оцінки НДС і розроблені рекомендації представлені в Управління магістральних газопроводів "Черкаситрансгаз";
- розроблена методика дає можливість оцінити вплив окремих факторів на величину НДС трубопроводів;
- теоретичні та практичні результати роботи використовуються в навчальному процесі при курсовому і дипломному проектуванні для студентів спеціальності 7.090903 – "Прилади та системи неруйнівного контролю" з дисциплін "Акустичний контроль" і "Технологія проведення неруйнівного контролю і технічної діагностики".

**Особистий внесок здобувача** полягає в наступному:

- проаналізовано методи і засоби неруйнівного контролю технічного стану трубопроводів під дією статичних і динамічних навантажень;
- розроблено математичну модель контролю НДС технологічних трубопроводів АГНКС, яка враховує динамічні та статичні навантаження визначені ультразвуковим методом [58, 54, 64, 52];
- удосконалено метод вимірювання часу поширення ультразвуку для підвищення його точності [53, 65];
- проведено теоретичні та експериментальні дослідження характеристик електроакустичного тракту ультразвукового первинного перетворювача та взаємозв'язку форми його діаграми направленості від параметрів акустичного поля в режимі випромінювання в дальній зоні [56];

–розроблено математичну модель акустичної прозорості контактних меж між п'єзоелектричним перетворювачем і поверхнею об'єкту контролю [57];

–отримано аналітичні залежності власної частоти акселерометра від його геометричних і фізичних параметрів, що дає можливість підвищити точність контролю параметрів вібрації при визначенні динамічних навантажень на технологічні трубопроводи АГНКС [55];

–розроблено методику та пристрій контролю НДС технологічних трубопроводів АГНКС ультразвуковим методом для визначення оптимальних параметрів їх експлуатації;

–розроблено ультразвуковий первинний перетворювач для вимірювання швидкості поширення ультразвуку [56];

–розроблено алгоритми та програмне забезпечення для обчислення статичних та динамічних напружень технологічних трубопроводів АГНКС;

–проведено лабораторні та натурні дослідження НДС трубопроводів АГНКС розробленими методикою та пристроєм для визначення їх залишкового ресурсу.

**Апробація результатів дисертації.** Основні теоретичні та експериментальні результати обговорювались на науково – технічних конференціях “Сучасні прилади, матеріали і технології для НК і ТД промислового обладнання” (м. Івано-Франківськ, 1999 р.), “VIII науково-технічна конференція. Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах” (м. Хмельницький, 2001 р.), “Прилади НК і ТД” м. Славське, Львівської обл., 2000 р.), "Приладобудування 2002: підсумки і перспективи" (м. Київ, 2002 р.), "Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики промислового обладнання", (м. Івано-Франківськ, 2002 р.), "Нафта і газ України 2002" (м. Київ, 2002), на наукових семінарах кафедри МПКЯ і СП ІФНТУНГ (2000 - 2002 рр.).

**Публікації.** Результати роботи опубліковувались у 7 статтях фахових наукових журналів і збірниках наукових праць (1 стаття одноособова); у 5 матеріалах і тез н/т конференцій, двох патентах України.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, що налічує 98 найменувань і 18 додатків. Основний зміст дисертації викладено на 153 сторінках. Робота містить 15 таблиць, 47 рисунків і 18 додатків, які займають 19 сторінок.

## РОЗДІЛ 1

# АНАЛІЗ КОМПЛЕКСНИХ ПІДХОДІВ ДО ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

### 1.1. Загальні положення

Інтенсивний розвиток газової промисловості вимагає величезних затрат на експлуатаційні та ремонтні роботи компресорних станцій. З цим пов'язана необхідність підвищення рівня наукового обґрунтування прийнятих рішень і ефективного використання результатів діагностування неруйнівними методами контролю технічних вузлів компресорних установок для вирішення поточних задач. Знання технічного стану газоперекачуючих машин і їх обв'язки дає можливість раннього знаходження їх дефектів, дозволяє попередити аварійні ситуації, здійснити своєчасний ремонт, сприяє їх оптимальній експлуатації [11].

АГНКС представляє собою складний комплекс інженерних споруд, основною ланкою якого є технологічні трубопроводи, що конструктивно складаються із прямолінійних, пружно-викривлених ділянок, а також зварних колін і трійникових з'єднань труб (рис. 1.2). Тому, не дивлячись на зовнішню конструктивну простоту технологічних трубопроводів, їх елементи працюють в умовах складного напруженого стану під дією навантажень з випадковим характером, зміною цих навантажень як у часі, так і по довжині.

Таким чином, проблема забезпечення міцності та надійності технологічних трубопроводів є багатоплановою, окрім цього набуває ще більшої ваги, коли термін їх експлуатації, згідно з нормативними документами, закінчився.

Контроль технічного стану технологічних трубопроводів АГНКС може проводитися як при будівельно-монтажних роботах, так і при їх експлуатації.

Діапазон вимірювання напружень, які характеризують технічний стан може змінюватись від 1 до 100 МПа в залежності від фізико - механічних властивостей матеріалу.

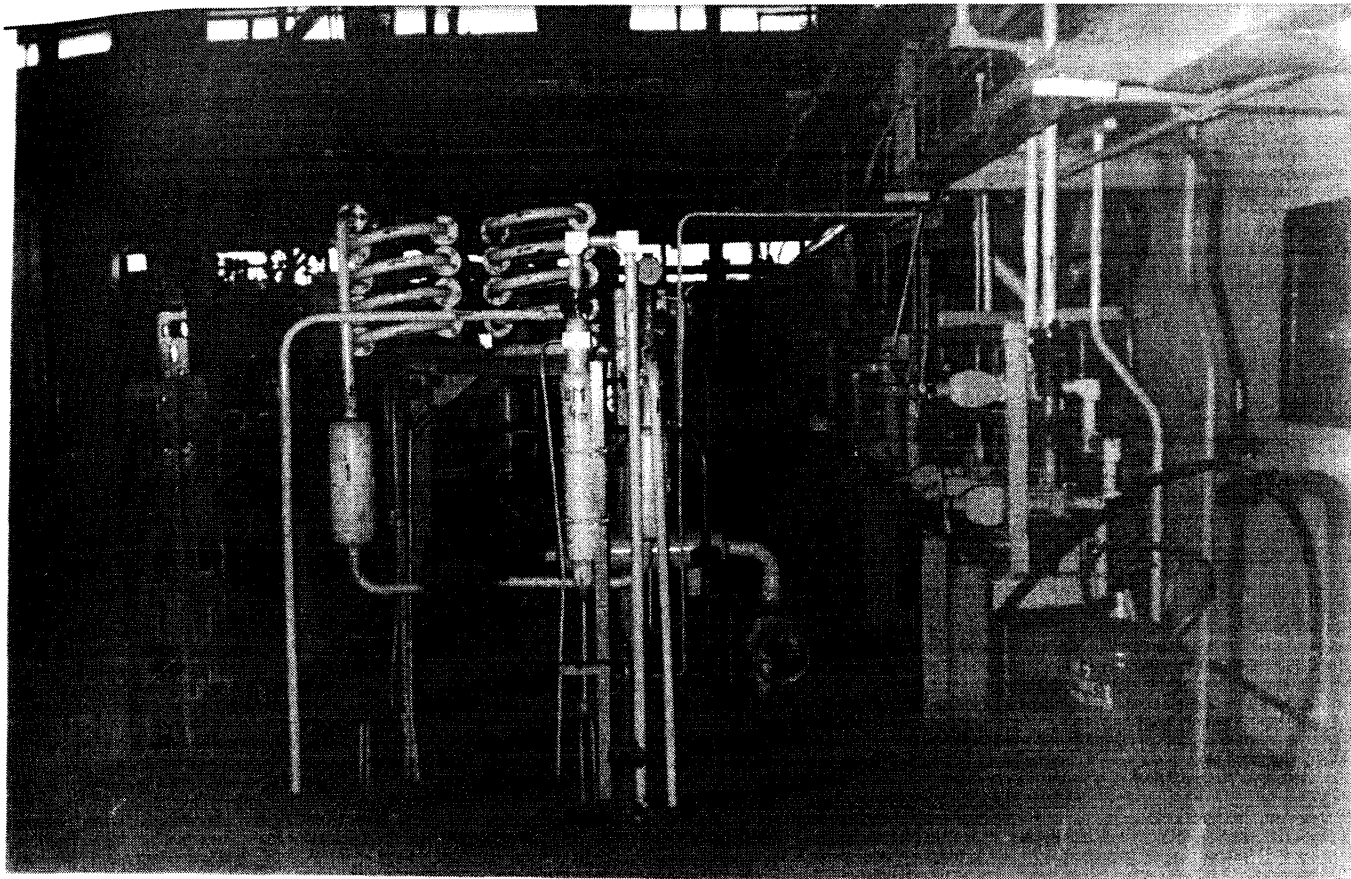


Рис. 1.2. Технологічні трубопроводи АГНКС

## **1.2 Характеристика умов роботи і фактори впливу на технічний стан автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій**

Технологічні трубопроводи АГНКС піддаються силовому впливу, а основною їх властивістю є здатність чинити опір цій дії, зберігаючи робочий стан. Проте неминуча зміна технічного стану трубопроводів, що відбувається внаслідок дії об'єктивних чинників, протікання в матеріалах різних деструктивних процесів, рано чи пізно призводить до якісних змін і втрати ними здатності виконувати задані функції. Одним із таких процесів є зміна НДС трубопроводів, яка призводить до утворення тріщин, їх розвитку, що завершується втратою міцності й механічним руйнуванням об'єкту.

Трубопроводи, які піддаються впливу вищезгаданих факторів, з'єднані між собою в наступні функціональні вузли (додаток А):

– ступені компресорної установки;

- блок осушування, ємність для збирання рідини;
- зовнішню установку технологічного обладнання з електропідігрівачами газу, акумуляторами газу, сепаратором;

– розводку газопроводів з 8-ма колонками для заправки.

Компресорні установки, які є основним джерелом динамічного та статичного силового впливу на обв'язку АГНКС, забезпечують наступні параметри:

- на всмоктуванні 0,39..0,6 МПа;
- після першої ступені 1,2..1,8 МПа;
- після другої ступені 3,4..5,1 МПа;
- після третьої ступені 9,6..14,5 МПа;
- після четвертої ступені 20..24,5 МПа.

Одним із важливих факторів впливу, що спричинює НДС стінок трубопроводів, є температура газу всередині трубопроводу. Температура природного газу в таких трубопроводах є такою:

- на всмоктуванні 15 °С;
- після першої ступені 70..95 °С;
- після холодильника першої ступені 45..50 °С;
- після другої ступені 135..145 °С;
- після холодильника другої ступені 45..50 °С;
- після третьої ступені 135..145 °С;
- після холодильника третьої ступені 45..50 °С;
- після четвертої ступені 100..140 °С;
- після холодильника четвертої ступені 45..50 °С.

Трубопроводи обв'язки компресорної установки виготовляються з металу марки Ст20 із наступними параметрами:

- випробування на розтяг ГОСТ 1497-84;
- границя текучості 358 МПа;
- часовий опір розриву 67,6 МПа;
- відносне видовження 23,3%;



- випробування на твердість НВ-143 ГОСТ 9012-69;
- випробування на ударну в'язкість ГОСТ 9434-60;

Умови термічної обробки металу трубопроводів:

- температура нагріву 900 °С;
- гартування в повітрі;
- відпуск 660 °С.

Умови роботи технологічних трубопроводів АГНКС характеризуються наступними особливостями [54]:

- метал трубопроводу протягом всього терміну експлуатації практично постійно є під дією значних навантажень (двохосного напруженого стану) з різними відношеннями кільцевих і поздовжніх напружень, які залежать від багатьох факторів;

- у металі трубопроводу практично неминуче присутні різні концентратори напружень. Вони можуть бути технологічного (подряпини, вм'ятини, підрізи, навколошовні зони зварних швів і т. ін.) й експлуатаційного (корозійні язви, каверни і т. ін.) походження. Дія концентраторів напружень підсилюється в місцях відхилення труби від циліндричної форми. Дефекти, які розташовані на поверхні труби, так само як і локальні корозійні пошкодження, можуть ініціювати тенденційні руйнування трубопроводів;

- трубопроводи сприймають велику кількість енергії газу, що перекачується та зумовлює їх високу схильність до руйнувань, особливо під дією динамічних навантажень.

На підставі вивчення нормативно - технічної документації на експлуатацію і в результаті аналізу даних технічного стану технологічних ліній газу (враховуючи, що технологічне обладнання АГНКС є в експлуатації понад встановлений термін) приходимо до висновку, що найбільш навантаженими є трубопроводи обв'язки компресора через температурні, вібраційні та циклічні фактори, а також трубопроводи, які з'єднують акумулятори газу з внутрішньо цеховим обладнанням, трубопроводи до установок осушення газу і трубопроводи, що забезпечують систему заправки автомобілів. Окремі види діагностичних робіт, які проводяться на

даному етапі й регламентуються відповідними документами [68, 63, 71], дають можливість визначати певні експлуатаційні параметри, не враховуючи впливу всіх вищезгаданих чинників.

### **1.3 Аналіз відомих методів контролю технічного стану трубопроводів**

Технічна діагностика ставить своєю задачею оцінку і вибір методів для визначення найбільш інформативних діагностичних ознак газокompресорного обладнання, застосування технічних засобів контролю в експлуатаційних умовах, що дозволяє визначати їх оперативний, поточний і перспективний експлуатаційний режими. Аналіз технічного стану технологічних трубопроводів у подальшому об'єкта контролю (ОК) при експлуатації дає можливість визначити зміну ступеня працездатності й дозволяє здійснити прогнозування його робочого ресурсу.

Стан технологічних трубопроводів компресорних станцій визначається шляхом контролю їх параметрів і оцінки якості виконання даним ОК робочих функцій. Згідно з нормативними документами [15, 69] при діагностуванні посудин під тиском виконується комплексне дослідження, яке містить наступні роботи:

– вивчення технічної та експлуатаційної документації на досліджуване обладнання;

- візуальний огляд;
- товщинометрія стінок трубопроводів;
- випробування на твердість;
- дефектоскопія;
- мікроструктурні дослідження;
- визначення хімічного складу металу і продуктів корозії;
- визначення механічних характеристик металу;
- експериментальне дослідження напруг, деформацій, переміщень і зусиль.

Візуальний огляд використовується для визначення загальної характеристики стану ОК при експлуатації, так як дозволяє встановити зміну мікрогеометрії поверхні металу і захисного покриття, адгезію (здуття, розшарування, розтріскування), види корозійного пошкодження (плямами, язвами і ін). Метод застосовується для якісної оцінки технічного стану ОК і визначення напрямків контролю. Основні недоліки методу:

- неможливість отримання кількісної характеристики стану ОК;
- суб'єктивізм результатів контролю.

Товщинометрія металу є складовою частиною робіт з визначення механічних характеристик, так як товщина матеріалу є функціонально залежною від міцнісних характеристик. Найбільш раціональним методом контролю товщини є метод внутрішньо трубних періодичних перевірок. Даний метод застосовується для контролю поточного стану трубопроводу з метою виявлення можливих корозійних утворень і пов'язаних з ними відмов, але не може бути застосований в умовах АГНКС (трубопроводи малого діаметру та малої довжини).

Дефектоскопія використовується для оцінки стану зварних швів у випадку їх порушення та внутрішніх дефектів основного металу.

Хімічний та електрохімічний методи дають можливість ідентифікувати склад металу, оцінити якість покриття, виявити анодні й катодні зони в умовах корозії металу, гетерогенні включення, які виходять на його поверхню. Недоліком даного методу є неможливість його використання при вібраціях ОК, так як він потребує нанесення на досліджувану поверхню відповідного розчину крапельним способом. Результати даного методу можуть використовуватись для уточнення фізико-механічних характеристик зразків металу технологічних трубопроводів АГНКС у лабораторних умовах.

Металографічні методи дозволяють знайти зміни структури металу на будь-якій із стадій експлуатації, що практично неможливо встановити візуально. Випробування на твердість і мікроструктурні дослідження можуть виконуватись тільки в лабораторних умовах і потребують зразків металу з діючого обладнання, що практично не можливо реалізувати в експлуатаційних умовах. Дані види

контролю потребують вирізання зразків металу, що знижує міцнісні характеристики технологічного обладнання в цілому і тому застосовується тільки в окремих критичних ситуаціях. Без відбору зразків експрес - методи не дають кількісної характеристики зміни структури.

Вищевказані роботи, які виконуються згідно з нормативними документами, дають можливість оцінити працездатність ОК по окремому параметру, але не дають його цілісної характеристики.

Найбільш точним методом оцінки НДС трубопроводів є теоретичний метод, який базується на математичній моделі роботи трубопроводу. Але неможливість врахування впливу як окремих, так і специфічних факторів може призвести до значних похибок у розрахунках. Використання такої методики не дає можливості зробити висновку про об'єктивні зміни ОК, не завжди вдається врахувати весь комплекс чинників впливу та їх взаємозв'язок, і тому застосування її для оцінки напруженого стану є проблематичним. Визначення напружень вимагає даних про міцнісні характеристики металу, що в умовах тривалої експлуатації є затрудненим. Тому найбільш ефективним і прийнятним методом контролю є апаратний метод.

Для контролю статичних та динамічних навантажень широко використовуються тензометричні методи. Методи тензометрії можна поділити на наступні групи:

- рентгенівські;
- поляризаційно – оптичні (методи фотопружності);
- методи, що базуються на перетворенні деформацій поверхні об'єкту дослідження з допомогою тензометрів і тензометричних перетворювачів.

Умови експлуатації АГНКС (постійні вібрації, вибухонебезпечність навколишнього середовища, широкий діапазон зміни температури цього середовища, вологість), в яких вимірюється напружений стан трубопроводів, обмежують використання окремих методів.

Суть вимірювання напружень рентгенівським методом полягає у визначенні міжатомних відстаней у кристалічній ґратці під дією напружень. Перевагою такого виду контролю є те, що мала база вимірювань дозволяє досліджувати поля

напружень з великим градієнтами, не потрібно еталонного зразка. Проте, даний метод має недоліки, які звужують його широке використання:

- в першу чергу, це низька точність вимірювань;
- метод використовують у лабораторних умовах, коли вимірювання можна виконати на малих зразках та базах;
- дослідження даним методом напруженого стану технологічних трубопроводів АГНКС в експлуатаційних умовах вимагає великих затрат засобів та часу, а також є технічно складно його реалізувати.

Недоліком рентгенівського та поляризаційно – оптичного методів є те, що з їх допомогою можна оцінити тільки одноосний напружений стан металу ОК у лабораторних умовах, в той час, як під впливом діючих сил напружений стан газопровідної конструкції буде складним. Дані авторів [32, 78] показують, що в умовах компресорної станції може використовуватись лише тензометричний метод, в якому виміряна інформація перетворюється в проміжну фізичну величину (зміну імпедансу перетворювача).

Як тензометричні перетворювачі найбільш широке розповсюдження знайшли тензорезистори. Принцип роботи тензорезистора базується на явищі тензоефекту, що полягає у використанні лінійної залежності величини зміни омичного опору тензорезистора від величини його деформації. Зміна величини опору тензорезистора коливається від тисячних доль Ома до 1 Ома. Переваги тензорезисторів як універсального засобу зміни деформацій пояснюються можливістю:

- дистанційних замірів у великій кількості точок;
- проведення вимірювання в широкому діапазоні температур при самотермокомпенсації чи автоматичній схемній компенсації;
- проведення вимірювання при різних зовнішніх умовах, що несприятливі для інших засобів вимірювання;
- вимірювання багатокomпонентних деформацій на локальних ділянках об'єкта контролю.

Незважаючи на широкі можливості тензометричного методу, його використання для контролю технологічних трубопроводів АГНКС є обмеженим:

- неможливістю визначення залишкових напружень;
- невизначеністю напрямків дії силових факторів;
- можливістю оцінки зміни деформацій тільки від моменту початку контролю.

Таким чином, повна оцінка напруженого стану може бути дана тільки при проведенні тензоконтролю, починаючи з моменту початку експлуатації компресорної станції при умові відсутності залишкових деформацій після проведення монтажно – будівельних робіт. На діючій компресорній станції даний метод можна застосовувати при розрізанні трубопроводів чи роз'єднанні фланцевих з'єднань, так як тензодавачі реєструють лише зміну деформованого стану об'єкту контролю. Для визначення напружень даним методом повинні бути відомі механічні властивості металу (коефіцієнти Пуассона та модуль Юнга).

Для вирішення задач контролю механічних властивостей металів в промисловості широко застосовуються магнітні методи контролю, а саме: метод коерцитиметрії та імпульсно – локальний магнітний метод [78, 61, 70]. Суть коерцитивного методу полягає у вимірюванні коерцитивної сили, що в багатьох випадках однозначно пов'язана з контрольованими механічними властивостями металу.

Для виключення впливу якості магнітного контакту з об'єктом контролю використовується безконтактний спосіб вимірювання коерцитивної сили методом вищих гармонік. Суть даного методу полягає в тому, що на об'єкт контролю одночасно діють постійними і змінними магнітними полями, виокремлюють  $n$ -ну гармоніку перетворювача, вимірюють її амплітуду та зсув по фазі по відношенню до опорного сигналу такої ж частоти і на їх основі судять про величину коерцитивної сили.

Недоліком даного методу є низька чутливість, тобто мала зміна коерцитивної сили при зміні відносної одиниці напружень ОК.

Суть імпульсно – локального методу контролю механічних властивостей полягає в тому, що об'єкт контролю намагнічують полюсом постійного магніту або електромагніту нормально до поверхні об'єкту контролю і визначають величину

залишкового магнітного поля, яка, в силу фактора великого розмагнічування, пропорційна коерцитивній силі матеріалу контролю [59].

Недоліками імпульсно – локального методу є:

- величина виміряного градієнта залишкового магнітного поля залежить від властивостей намагнічування середовища;
- вплив якості магнітного контакту з об'єктом контролю на результати вимірювань.

Використання магнітного методу пов'язано зі значними труднощами при вимірюванні напружень з боку як зовнішніх, так і залишкових навантажень, які спричинені зварювальними та монтажними роботами. На покази давачів впливають структура металу і способи термообробки. Виникають також додаткові похибки, що пов'язані з впливом таких чинників, як магнітна текстура та форма ОК. Суттєвим недоліком відомих магнітних методів вимірювання напружень є їх непридатність до аналізу двохосного напруженого стану. При двохосних напруженнях з допомогою магнітних давачів можна визначити лише напрямок головних напружень, а встановити їх величини та знаки неможливо, тому що неможливо отримати будь-яку характеристику, пропорційну до їх суми.

Виходячи з вищесказаного, видно, що існуючі методики контролю НДС конструкцій мають ряд недоліків, і тому застосування для контролю трубопроводів АГНКС є недоцільним. Розробка нових методик для контролю НДС трубопроводів АГНКС є важливою і актуальною задачею.

## **1.4 Вибір акустичних методів контролю технічного стану трубопроводів**

### **1.4.1 Аналіз акустичних методів контролю напружено-деформованого стану трубопроводів**

На даний час (акустичні) ультразвукові методи знаходять застосування в найрізноманітніших сферах науки та техніки, таких як:

- дефектоскопія;

- медична діагностика;
- контроль геометричних розмірів об'єктів;
- дослідження фізико-механічних властивостей матеріалу.

Ультразвукові методи дослідження фізико-механічних властивостей матеріалу визначають такі акустичні параметри матеріалу, як швидкість поширення пружних хвиль, коефіцієнт затухання, акустичний імпеданс, а через них - експлуатаційні характеристики: міцність, внутрішнє напруження, твердість і т. ін., що кореляційно пов'язані з акустичними.

Точність ультразвукового методу контролю фізико-механічних властивостей металу є набагато вищою від раніше наведених методів, у яких більше виражені якісні характеристики. Таким чином, зростає потреба в розширенні досліджень ультразвукових методів контролю для оцінки НДС елементів конструкцій. Над вирішенням даної задачі працюють вчені різних науково-дослідних організацій.

Основні положення теорії розповсюдження пружних хвиль у попередньо деформованих тілах знаходимо в [24], де також описано спосіб визначення двохосних напружень ультразвуковим методом. У даній роботі наведені результати визначення одноосних напружень у металі.

Р. Тоупін та Б. Бернстейн запропонували математичний опис малого зміщення, яке накладене на великі деформації абсолютно пружного тіла довільної симетрії. На основі отриманих рівнянь проводиться аналіз плоских хвиль малої амплітуди, що розповсюджуються в початково-напруженому анізотропному матеріалі. Вчені доказали, що змінюючи швидкість звуку початковим напруженням у досліджуваному матеріалі, можна визначити пружні константи третього порядку ізотропного матеріалу [98].

Експериментальні дослідження виконувались з метою визначення характеру розповсюдження пружних хвиль у напружених металах. Так, у роботі [81] Р. Бергман та Р. Шахбендер при експериментальному дослідженні повздовжніх і поперечних хвиль доказали, що швидкість поширення повздовжньої хвилі мало залежить від зусилля, прикладеного до об'єкту вимірювань, а швидкість поперечної



хвилі залежить від величини напружень і від орієнтації руху частинок по відношенню до напрямку прикладеного зусилля.

Так, у Стенфордському університеті групою вчених проводились дослідження двохвимірною розподілу залишкових напружень у металевих листах прокату за допомогою поперечних та поверхневих ультразвукових хвиль методом подвійного імпульсу [92]. Також проводились акустичні вимірювання величини пластичної деформації, ступеня структурної анізотропії матеріалу. Розроблена дослідниками методика застосовується для аналізу напруженого стану протяжних ОК та в зварних швах трубопроводів великих діаметрів. Наукові співробітники міністерства оборони, енергетики, транспорту США, Національного бюро стандартів проводять дослідження кількісних методів неруйнівного контролю, спрямовані на визначення гістерезисних явищ в акустопружності при переході матеріалу до пластичної деформації, а також відношення акустопружних властивостей полікристалу до складових його кристалів [91].

У дослідному центрі NASA та в університеті м. Хьюстон проводяться дослідження прикладеного та залишкового напруження в зразках циліндричної та плоскої форми, виготовлених із різних марок сталі та алюмінію за допомогою поперечних та зсувних ультразвукових хвиль. Вченими розроблена методика визначення зусилля затягування болтів ультразвуковим методом [86]. На даний час дослідники вказаних дослідних центрів займаються вивченням взаємозв'язку акустопружного ефекту з тепловими та магнітними явищами в металах, причому вони намагаються врахувати не тільки температурні поправки, а також геометрію досліджуваного зразка, імпульсний характер випромінювання, тобто різницю між фазовою та груповою швидкостями ультразвуку [87].

Вчені Корнельського університету досліджують вплив структури металу на значення акустопружних коефіцієнтів, визначення залишкових напружень [95]. Приблизно в тому ж напрямку працюють вчені університету Вандербилта, вони вивчають похибки швидкості поширення ультразвукових хвиль у різних матеріалах [82].

В університеті Оклахоми дослідники вимірюють напруження в металічних деталях великого діаметру (рельси, смуги, листи й т. ін.). Їх робота спрямована на визначення залишкового напруження в зварних швах на стиках і в наклепаній робочій ділянці рельси [84].

В Японії, в університеті м. Кіото, вчені розвивають теоретичний опис ефекту акустопружності [94]. На даній теоретичній основі в університеті м. Осака група вчених проводить експериментальне дослідження акустопружних властивостей деяких конструкційних матеріалів. Досліджують рівень впливу непостійності температури та структурної анізотропії матеріалу ОК на результати визначення залишкових напружень у зварних конструкціях [88].

У Токійському технологічному інституті вчені вивчають акустопружний відклик від поверхневих хвиль на основі інтерферометричних вимірювань [90].

У Великобританії, в центрі неруйнівного контролю м. Харвелль, проводяться теоретичні та експериментальні дослідження, спрямовані на реєстрацію полів залишкових напружень у зразках типу сталюї плити з тріщиною, при цьому враховується структурна неоднорідність полікристалічного матеріалу. Для збудження поздовжніх та поперечних хвиль використовуються як п'єзоелектричні, так і електромагнітно-акустичні давачі. В даному центрі розроблений метод вимірювання часу розповсюдження ультразвукових коливань за допомогою швидкого перетворення Фур'є [79].

У Німеччині більшість досліджень акустопружності проводяться в центрі вивчення неруйнівних методів контролю – в інституті Фраунгофера (м. Саарбрюкен). Тут вивчається вплив мікроструктури речовини на характер типових залежностей акустопружності. Велика увага приділяється дослідженню частотно залежної швидкості розповсюдження і поглинання ультразвуку в деформованих полікристалічних матеріалах [97].

У Франції дослідження акустопружності пов'язані з центром промислової механіки в м. Сент-Етьєн. Дані дослідження присвячені реєстрації зміни часу розповсюдження повздовжньої ультразвукової хвилі в болтах при їх затягуванні.

Французькими дослідниками запропонований метод реєстрації наведеної анізотропії за зміною форми ультразвукових імпульсів під дією прикладеного зусилля [80].

З вищесказаного стає очевидним, що пріоритетним напрямком для контролю технічного стану ОК є використання ультразвукових методів. Дані методи поділяються на декілька груп, залежно від способу отримання інформаційного сигналу, та від способу його обробки.

До методів обробки ультразвукового сигналу відносяться методи, які використовують для контролю проходження ультразвуку, протектовані імпульси, високочастотні імпульси зондування та його луносигнали. Точність даних методів не менше 1% [6]. Підвищення точності даних методів можна досягнути шляхом визначення часових інтервалів по відношенню до визначеного періоду заповнення кожного відбитого імпульсу [74].

Широко поширеним методом є радіоімпульсний метод вимірювань. При цьому визначається зміна частоти високочастотного коливання ультразвукової хвилі. Точність даного методу становить 0,1 % на частотах до 10 МГц [7].

Відомий метод, що використовує тривалість імпульсу. Його суть полягає у визначенні постійних пружності за допомогою фіксації частоти виникнення стоячої хвилі в досліджуваному зразку [5]. Недоліком даного методу є неможливість фіксації частоти стоячої хвилі при наявності градієнта температури по довжині ОК.

При резонансному методі збудження коливань на досліджуваній ОК подають 10...40 коливань сигналу і протягом визначеного часу хвилі будуть перебувати в режимі вільних загасаючих коливань, за допомогою яких визначають постійні пружні монокристалічного матеріалу в різних напрямках [4].

У роботі [8] запропоновано комбінований метод визначення пружних характеристик матеріалу ОК, суть якого зводиться до одночасного визначення часу проходження поверхневих та об'ємних ультразвукових хвиль. Недоліком даного методу є те, що точність визначення часу проходження ультразвукових коливань залежить від точності відносного місцеположення основного та додаткових давачів, відстані між якими повинні бути пропорційними до відстаней між точками прийому та випромінювання даних коливань.

У роботі [26] наведені результати досліджень впливу одноосних напружень на швидкість розповсюдження поперечних ультразвукових хвиль у сталях. Показано, що зі збільшенням прикладеного зусилля розтягу, швидкість поляризованої вздовж напрямку вектора напружень поперечної ультразвукової хвилі зменшується, а швидкість поляризованої перпендикулярно до даного вектора хвилі, збільшується.

Особливе місце серед методів неруйнівного контролю займає метод акустичної емісії (АЕ), який широко використовується сьогодні в більшості розвинених країн світу для контролю технічного стану досліджуваних об'єктів. Даний метод може дати інформацію про час і причини появи дефекту, відтворення реальних умов руйнувань. Найбільш практичного застосування АЕ набула при контролі виникаючого тріщиноутворення металу в процесі його зварювання і після його закінчення в процесі охолодження і кристалізації. В зв'язку з цим існуючі методи АЕ – діагностування стану зварних з'єднань поділяють на дві категорії, які відрізняються характером діагностичного навантаження:

- здійснювані при холодному навантаженні, яке є близьким до робочого;
- здійснювані в процесі термонавантаження в момент зварювання або застигання зварного шва.

Нерівномірні зміни внутрішніх напружень у зоні зварювання при термонавантаженні та під час застигання металу затрудняє реалізацію АЕ вимірювань.

На рис. 1.3 наведені результати АЕ – досліджень зразків трубної сталі 17СГ1, загальна довжина зразка 400 мм, площа робочої частини 20x7 мм [29].

Оцінку параметрів АЕ проводили на комплексі апаратури серії 3000 фірми "Dunegan/Endevco". Смугу робочих частот вибирали в границях 0,3...1 МГц. Записування суми імпульсів АЕ наводили на двохкоординатному самописці.

Тривалість проведення випробування складала не більше 24 год. Реєстрація сигналів АЕ починалась безпосередньо після прикладання сили, яка не перевищує границю текучості постійного навантаження при нормальних температурах.

Недоліком описаного методу АЕ для оцінки стану ділянок трубопроводу є його невисока точність, оскільки встановлені кореляції між параметрами АЕ і характери-

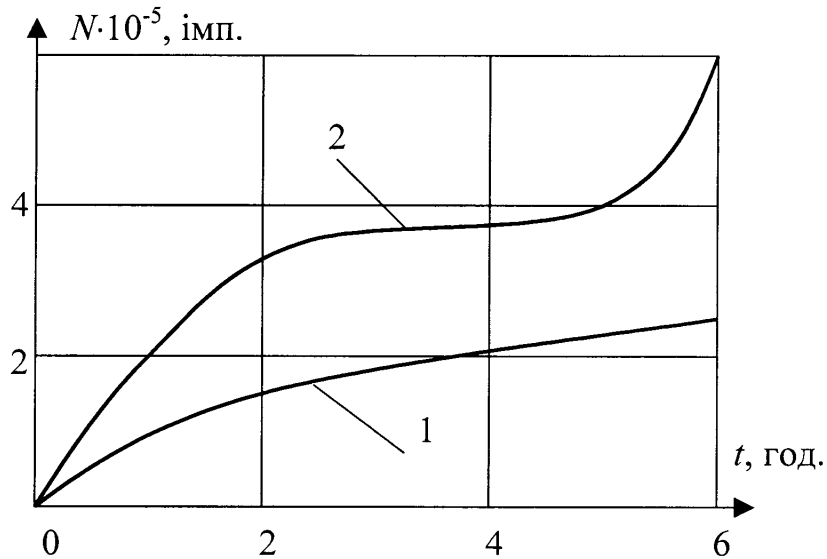


Рис. 1.3. Залежність сумарного лічення АЕ від часу при випробовуванні зразка:  
1- напруження в зразку менше 300 МПа, 2 – напруження в зразку 330 – 470 МПа.

стиками стану досліджуваної ділянки є нестійкими і залежать від особливостей конкретного місцезнаходження точок контролю, виду і чутливості використовуваної апаратури, рівня зовнішніх акустичних і електромагнітних шумів, відстані від здавачів до досліджуваної ділянки, протяжності ділянки, потужності силової дії.

Як видно з аналізу, найбільш прийнятним для контролю фізико-механічних параметрів трубопроводів є ультразвуковий метод, який базується на визначенні часу проходження ультразвуку через стінку металу труби з відповідною обробкою отриманого сигналу. Таким методом є луноімпульсний метод з використанням певної форми сигналу. Оскільки товщина стінки металу трубопроводів АГНКС відносно невелика (6-10 мм), то при поширенні поперечної хвилі в даному металі точність вимірювання буде низькою. Для підвищення точності контролю найбільш доцільно використати луноімпульсний метод з обробкою сигналу синхрокільцем. Даний метод дає можливість підвищити точність визначення часу проходження поперечної хвилі до  $10^{-4}$  мкс, що є достатнім для контролю НДС технологічних трубопроводів АГНКС під дією експлуатаційних факторів.

## 1.4.2 Оцінка методів контролю вібрацій

Динамічні процеси, що мають місце в компресорній установці АГНКС, є джерелом коливань і шуму, які спричинюють динамічні навантаження, що приводять до додаткових напружень. Тому, крім визначення впливу статичних навантажень, важливим є визначення напружень, які виникають внаслідок динамічних впливів, основним джерелом яких є вібрації. Найбільш важливим, з точки зору віброакустичної діагностики, є пружні коливання від співударяння деталей, змінне навантаження, зміна напрямку діючих сил в елементах механізмів при наявності між ними спряжених деталей та всього агрегату. Наприклад, перекладання поршня з одного боку гільзи на інший закінчується співударом і формуванням вібрації імпульсного характеру. Пружні коливання, що генеруються ударними взаємодіями, мають амплітуду в місці співударяння на порядок вищу, ніж власні коливання деталей, що дозволяє замірювати їх параметри після проходження через спряжені поверхні деталей.

Найбільш розповсюдженими методами аналізу віброакустичних коливань, які виникають в трубопроводах АГНКС, є:

- спектральний, суть якого полягає в перетворенні віброакустичних коливань в електричний сигнал за допомогою давачів, аналізі сигналу в реальному масштабі часу і співставленні спектрів еталонних та реальних сигналів [62];

- перетворення Фур'є (як правило, за алгоритмами прямого та зворотного перетворення Фур'є). Діагностичною ознакою в даному випадку є інтегральна характеристика – дисперсія отриманого сигналу [44, 35];

- аналіз автокореляційної функції, яка використовується при сильно зашумленому сигналі. Суть методу полягає в багаторазовій обробці інформативних ділянок автокореляційної функції шляхом вибору і фільтрації сигналу в області нижніх частот з наступним його кореляційно – спектральним аналізом [47];

- аналіз взаємного спектру (взаємної спектральної густини потужності), який використовують для оцінки передаточної функції об'єкта контролю при випадкових впливах [66];

– аналіз нормованого взаємного спектру (функція когерентності), який використовують для визначення величини лінійного зв'язку коливних процесів у частотній області;

– біспектр – перетворення Фур'є від двовимірної функції автокореляції. Цінність інформації, що отримується з біспектра, полягає у віднаходженні статично зв'язаних між собою ділянок спектру [16];

– кепстральний аналіз, що використовується для аналізу машин і механізмів для яких є характерною присутність десятків гармонік основних частот збудження. Цінність методу полягає в тому, що енергія віброакустичного сигналу, розсіяна в багатьох гармоніках в спектральному їх представленні, локалізується в одній складовій при кепстральному представленні сигналу [3, 2];

– імпедансний метод, який базується на реєстрації зміни комплексного механічного імпедансу об'єкту для зосередженої нормально напрямленої до поверхні сили [51];

– метод, який базується на зміні власних коливань і динамічних властивостей виробу. Він дозволяє виявити локалізовані й розподілені по великій поверхні дефекти, а також грубо оцінювати їх розміри і дає можливість здійснити перевірку в будь-якій доступній точці об'єкта. [14];

– метод вібраційного контролю, що використовується для виявлення скритих дефектів за вимірюваним віброакустичним сигналом [1];

– методи вібраційного контролю дефектів, при якому досліджуваний об'єкт, його елементи та механічні зв'язки піддаються дії різного роду вібрацій, а саме малого рівня, впливу широкосмугової випадкової вібрації підвищеної потужності;

– голографічний аналіз коливань - метод отримання об'ємних зображень об'єктів, що базується на явищі інтерференції світла. Основною особливістю інтерференційної голограми є те, що вона фіксує як амплітудні, так і фазові відношення розсіяного світла. Метод голографії використовується при експрес – аналізі об'єкту для визначення його резонансних режимів;

– модальний аналіз, що полягає в поєднанні обчислень усередненого взаємного спектру за кількома каналами, передаточних функцій, імпульсних функцій, функцій когерентності.

Для визначення впливу динамічних навантажень на трубопроводи АГНКС можна використовувати вищевказані методи окремо або в комплексі Це залежить від природи факторів впливу, ступеня їх дії та можливості застосування того чи іншого методу найбільш ефективно з врахуванням їх недоліків.

Загальним недоліком спектрального методу є низька чутливість до зміни стану об'єкту діагностування при сильно зашумленому сигналі, виникнення специфічних похибок, що зумовлені ефектом квантування і особливостями представлення даних у процесі обчислень. Такі похибки є параметричними і впливають на динамічні характеристики пристроїв обробки сигналів.

Метод автокореляційної функції застосовується тільки в тому випадку, коли один із сигналів є вхідним, а інший вихідний від об'єкту діагностування і поява додаткового некогерентного збудження в об'єкті проявляє себе зменшенням значення автокореляційної функції.

Методи визначення взаємного спектру, функції когерентності та біспектру є недостатніми з точки зору інформативності для їх використання при діагностуванні об'єкту контролю, проте можуть бути використані в поєднанні з іншими методами вібродіагностики.

Кепстральний метод використовується, в основному, для вібродіагностики стану машин і механізмів, що мають зубчаті редуктори.

Недоліком імпедансного методу є залежність інформаційних сигналів, які використовуються в ньому, від геометричних та фізичних параметрів об'єкту контролю, яких ідентифікувати практично неможливо.

Метод, який базується на зміні власних коливань і динамічних властивостей виробу, використовується для контролю елементів авіаційних та космічних апаратів.

Загальним недоліком методу вібраційного контролю для виявлення скритих дефектів за вимірюваним віброакустичним сигналом і методу вібраційного контролю дефектів, при якому досліджуваний об'єкт, його елементи та механічні



зв'язки піддаються дії різного роду вібрацій (а саме малого рівня, впливу широкопasmової випадкової вібрації підвищеної потужності) є те, що вони застосовуються для виявлення вже існуючих дефектів, які є, як правило, недопустимими в процесі експлуатації. Іншим недоліком є те, що дані методи можна використовувати лише в поєднанні з набором статистичних даних, які повинні враховувати фізичну та хімічну структуру об'єкту контролю, яку не завжди можна отримати для трубопроводів АГНКС в експлуатаційних умовах.

Загальним недоліком методу голографічного аналізу коливань є його висока чутливість до перешкод, викликаних коливаннями основи, фундаменту. Складністю реалізації даного методу є обробка голограми.

У модальному методі розробляється алгоритм діагностування. Далі вирішують зворотну задачу: на базі розроблених алгоритмів поточним характеристикам віброакустичного сигналу ставлять у відповідність поточний технічний стан, тобто діагностують об'єкт контролю.

Недолік такого підходу до проблеми діагностування технічного стану ОК полягає в неможливості пошуку і формування інваріантних діагностичних ознак, оскільки інформація про граничні області нормального та дефектного стану технологічних трубопроводів є недостатньою, а можливість набору статистики в умовах експлуатації АГНКС є неможливою.

Таким чином, використовуючи окремі ультразвукові методи для оцінки впливу статичних і динамічних навантажень на технологічні трубопроводи, можна діагностувати їх стан з врахуванням залишкових та експлуатаційних напружень.

Найбільш доцільно використовувати для аналізу параметрів вібрації метод швидкого перетворення Фур'є (за алгоритмами прямого та зворотного перетворення Фур'є):

$$D = \frac{1}{2\pi} \int_{\omega_1}^{\omega_2} G_x(\omega) d\omega, \quad (1.1)$$

де  $G_x(\omega)$  – спектральна густина,  $D$  – дисперсія,  $\omega$  - частота. Перевагами даного методу є простота його використання, а також достатня висока точність вимірювання, яка залежить тільки від роздільної здатності пристрою.

## 1.5 Аналіз приладів для контролю технічного стану трубопроводів

Для контролю технічного стану трубопроводів використовуються традиційні засоби діагностування, такі як: ультразвукові дефектоскопи, магнітні дефектоскопи, товщиноміри, твердоміри з використанням відповідних схем контролю.

Серед багатьох схем контролю найбільш близькою для оцінки технічного стану трубопроводів АГНКС є структурна схема, наведена на рис. 1.1. Дана схема передбачає як повністю автоматизований процес контролю, так і застосування ручних маніпуляцій [11].

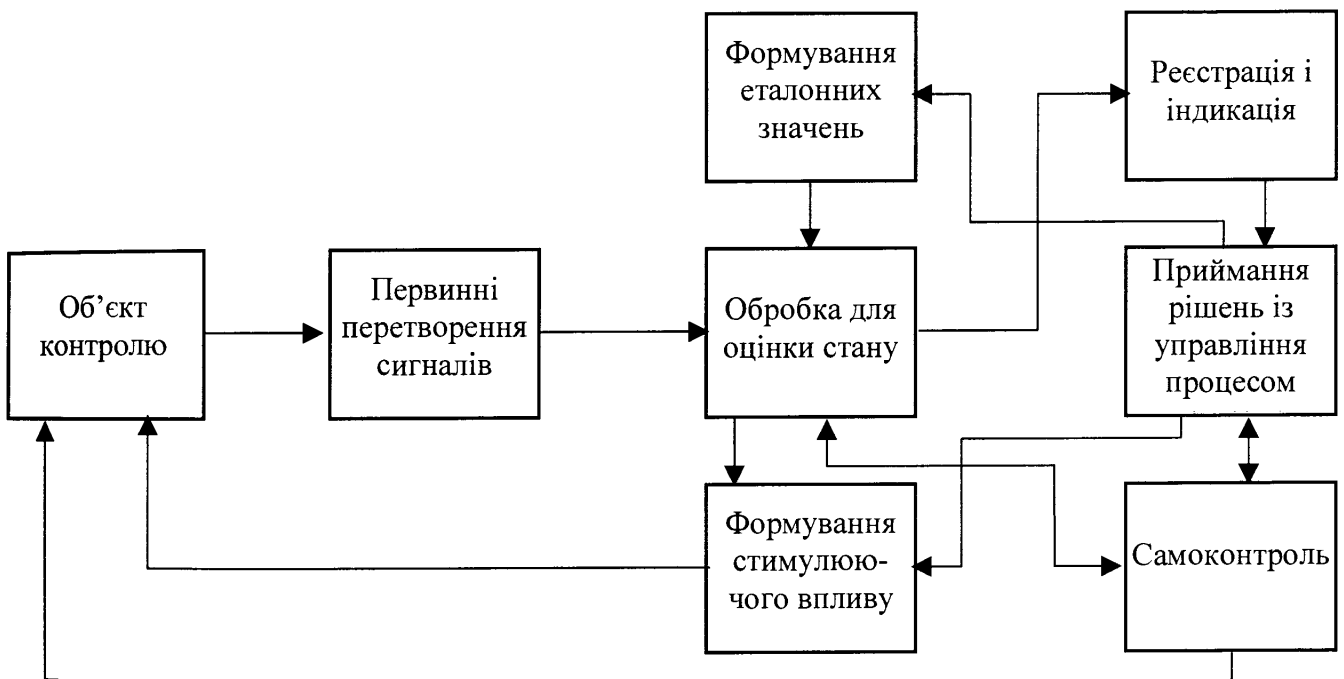


Рис. 1.1. Узагальнена структурна схема діагностування об'єктів контролю.

В даній схемі передбачається формування еталонних значень контрольованих параметрів, які використовуються в подальшому для формування діагностичних ознак. Ця схема діагностування формує стимулюючий вплив блоку самоконтролю, що збільшує час реакції системи діагностування на зміну відхилення технологічних параметрів, але підвищує достовірність контролю. В експлуатаційних умовах роботи компресорного обладнання визначальними параметрами є деформації трубопроводів і, як наслідок появи в них напруження. Найбільш поширеними для контролю

величини і напрямку деформацій трубопроводів високого тиску АГНКС є вимірювачі деформацій.

Вторинними пристроями для вимірювання відносних деформацій є прилад ИДЦ-1 та вимірювальна система ИДЦ-5. ИДЦ-1 розрахований для роботи як у лабораторних, так і у виробничих умовах, може реєструвати по чергово сигнали від восьми давачів, які можна встановити як в окремому перерізі трубопроводу, так і по довжині. Вимірювальна система ИДЦ-5 розрахована на 1024 давача, як по чергової, так і паралельної роботи, із записом інформації в пам'ять. Дана система розрахована для роботи в лабораторних умовах. Первинними перетворювачами даних пристроїв служать тензодавачі, принцип дії яких базується на зміні імпедансу від величини деформацій. Як правило, тензодавачі виготовляються у вигляді хвилеподібного тензорезистора і групуються за способом вимірювання та конструктивними особливостями. Тензорезистори поділяються на дротяні, фольгові та напівпровідникові. Дротяні тензорезистори використовують при базах більше 5 мм, так як в інших випадках їх надійність є недостатньою. Характеристики фольгових тензорезисторів є більш стабільними при базах 0,5-1 мм. Напівпровідникові тензорезистори мають високу чутливість, що в десятки разів перевищує чутливість дротяних чи фольгових тензорезисторів, але при їх використанні потрібно враховувати значну залежність їх характеристик від температури. Тому при тензоконтролі деформованого стану технологічних трубопроводів найбільш підходять для використання фольгові тензорезистори.

Іншим класом приладів, в основі яких лежить магнітний метод вимірювання НДС сталених трубопроводів, є коерцитиметри. За способом намагнічування вони поділяються на коерцитиметри для локального контролю з намагнічуючим пристроєм накладного типу та з намагнічуючим пристроєм типу прохідного соленоїда, в якому об'єкт контролю намагнічується повністю. В даних приладах присутній суттєвий недолік: результат вимірювання коерцитивної сили хоча не залежить від якості магнітного контакту між полюсами електромагніту та об'єктом контролю, але зменшує чутливість контролю.

Відомі такі пристрої, що використовують метод коерцитиметрії: КИФМ-1, КИФМ-3, КИФМ-10.1, КТИ-1, ФК-10, МФ-32КЦ.

Недоліками коерцитиметрів є:

- необхідність намагнічування технологічних трубопроводів;
- необхідність попередньо визначення хімічного складу матеріалу технологічних трубопроводів, встановлення кореляційної залежності зміни (в допустимих межах) хімічного складу на магнітні та механічні властивості;
- вплив товщини стінки технологічних трубопроводів на результати вимірювання.

Для імпульсно - локального методу контролю розроблені спеціальні пристрої типу ИМА різних модифікацій: ИМА-2А, ИМА-3, ИМА-5.

Особливим класом приладів для контролю технічного стану трубопроводів є прилади акустичної емісії (АЕ), які реагують як на дефектні явища в металах, так і на зміну граничного значення межі текучості матеріалу. Оскільки при експлуатації трубопроводів, згідно з положеннями нормативних документів, які діють в Україні, значення текучості металу не повинно виходити за граничне, використання цих приладів обмежується контролем явно виражених дефектів металу (тріщини, інородні включення, непровари і т. п.).

Для реєстрації параметрів АЕ до апаратури, яка використовується в країнах СНД, є комплекс "Гроза-16", який представляє собою 4-х каналний приймач акустичних сигналів у смузі підсилювальних частот каналу підсилення 0,1-40 МГц з коефіцієнтом підсилення 30-70 дБ. В апаратурі передбачені можливі зміни амплітудного і частотного діапазонів реєстрації сигналів АЕ. В умовах акустичних шумів передбачено звуження смуги пропускання і зниження чутливості апаратури для виключення спрацювання лічильників від побічних шумів. Інформація видається на цифрове табло та друкуючий пристрій з можливістю запису аналогових сигналів.

Успішно використовуються для вищесказаних цілей діагностичний комплекс ЕМА-3, розроблений спільно ІЕЗ ім. Патона і АТ "VIDEOTON" (Угорщина), серійні прилади АФ-15, АФ-41, АФ-44 і апаратура фірми "Брюль і К'єр".

Для вимірювання швидкості поширення і загасання ультразвукових коливань у різних матеріалах, а також вимірювання амплітуди луносигналів використовується розроблений фірмою "VOTUM" в контактi із МДТУ ім. Баумана дефектоскоп УД-4Т, дефектоскоп, розроблений компанією "Krautkramer" (Німеччина) з серією перетворювачів MWB 60-4 з частотою 10 МГц. Недоліком даних приладів є низька точність вимірювання швидкості ультразвуку, тому їх використовують, в основному, для дефектоскопії.

Для товщинометрії металу використовуються прилади як вітчизняних, так і іноземних виробників. Зокрема, НВП "Машинобудування" (м. Дніпропетровськ), розроблений ультразвуковий товщиномір УТ-93П/1, УТ-98 "СКАТ", прецизійний товщиномір УТ-99, SONAGAGE II компанії "SONATEST" з комплектом первинних перетворювачів на частотах 2,25 – 5 МГц типу SG1, SG2HT, SG2. Основна похибка вимірювання часу проходження ультразвуку складає  $\pm 0,05\%$ . Ці прилади є низько чутливими при визначенні деформацій досліджуваних ОК.

Однією з характерних властивостей металу трубопроводів при тривалій експлуатації є зміна його твердості, що, в свою чергу, впливає на граничне значення текучості.

Для визначення твердості використовується твердомір динамічний ТД-003М з похибкою вимірювання твердості:

- за Брінелем  $\pm 15$  НВ;
- за Роквеллом  $\pm 2$  НРС;
- за Віккерсом  $\pm 15$  НV.

Іноземним аналогом динамічного твердоміра є прилад EQUOTIP (Швейцарія). До даного класу приладів з підвищеними метрологічними характеристиками відноситься також ультразвуковий твердомір з мікропроцесором ТДУ-005М.

Для визначення динамічних навантажень внаслідок вібрацій використовуються комплекси апаратури, які розроблені вітчизняними та зарубіжними вченими.

Двоканальним варіантом аналізатора спектра коливань, що працює в реальному масштабі часу, є модель 2134 фірми "Brüel and Kjaer" (Данія) [37]. Аналізатор працює в двох режимах: один є режимом триоктавного частотного аналізу в

реальному масштабі часу в 42 смугах частот в діапазоні 1,6 Гц .. 20 кГц; в другому здійснюється октавний аналіз у реальному масштабі часу в 14 смугах в діапазоні 2 Гц .. 16 кГц одним лінійним каналом. Іншими моделями аналізаторів на смугових фільтрах є модель 3580А компанії "Hewlett-Packard Co." (США), що працює в діапазоні частот від 5 Гц до 50 кГц, та модель 800 фірми "BBN Instruments Corp." (США), що працює в діапазоні частот від 3 Гц до 20 кГц [39, 36].

Моделі 440А фірми "Nicolet Scientific Corp." (США), DA-6203 фірми "IMV Corp." (Японія) та модель 1201 фірми "Solartron Schlumberger" (Великобританія), RT FSA компанії "Real Time Microsystems", Computerscope компанії "R. C. Electronics Inc." використовують алгоритми прямого перетворення Фур'є [42, 40, 46, 14]. Особливістю даних пристроїв є застосування ними принципу Винограда для вирішення алгоритму швидкого перетворення Фур'є, який є більш швидким, аніж традиційний алгоритм Кулі-Тьюки. Вищевказані пристрої працюють у діапазонах частот від 1 Гц до 30 кГц.

Недоліком даної групи приладів є низька чутливість до зміни стану об'єкту діагностування при сильно зашумленому сигналі, виникнення специфічних похибок, що зумовлені ефектом квантування та особливостями представлення даних у процесі обчислень. Такі похибки є параметричними і впливають на динамічні характеристики пристроїв обробки сигналів [17].

В СНД серійно випускається обчислювальний аналізатор типу СК 4-72/2, призначений для дослідження спектру періодичних і неперіодичних (в тому числі однократних) процесів та стаціонарних шумів. Аналізатор використовується як самостійно, так і в складі інформаційних вимірювальних систем. Він складається з аналізатора спектра С4-73, багатоканального інтегратора Я4С-78, вимірювального блоку Я4С-76 та індикатора. Кожний із цих пристроїв може використовуватись індивідуально і в різних поєднаннях. Діапазон робочих частот вхідного сигналу від 1 Гц до 20 кГц. Наведена похибка вимірювання частоти гармонічних складових за екраном індикатора за допомогою чотирьох яскравих міток не більше 1%.

У Московському науково-виробничому відділенні "Спектр" розроблений багатоканальний мікропроцесорний пристрій типу ВАР-031, призначений для

реєстрації та аналізу вібросигналів. Реєстрація вібросигналів проводиться 20-ма каналами в частотному діапазоні від 1 Гц до 100 кГц [23]. Функціональні можливості пристрою ВАР-031 визначаються його програмним забезпеченням. Недоліком даної системи є мала швидкодія, великі розміри системи, що затрудняє її використання поза лабораторними дослідженнями.

На даний час широко впроваджуються для діагностики технічного стану об'єктів багатоцільові системи на базі сучасних електронно – обчислювальних машин. Їх перевагою є використання для аналізу вхідних величин потужного математичного апарату, який складається з поєднання таких методів, як кепстральний, біспектральний, модальний та інші; має можливість формувати еталонні діагностичні ознаки і порогові значення, класифікувати функції та оптимізувати правила для розпізнавання технічного стану об'єкта контролю. Такий підхід реалізовано корпорацією “Data Physics” в моделі SignalStar [48].

## 1.6 Постановка задачі дослідження

Внаслідок проведення аналізу й оцінки стану теоретичних та експериментальних досліджень в області неруйнівного контролю трубопроводів високого тиску під дією внутрішніх та зовнішніх чинників можна стверджувати, що найбільш ефективними для контролю технічного стану трубопроводів АГНКС є ультразвуковий метод контролю, оскільки за допомогою даного методу можна визначати як залишкові так і набуті напруження, результатами контролю є значення сумарних статичних напружень (розтягу, згину, зсуву, кручення і т. д.). Аналізуючи даний метод, можемо дійти висновку, що для визначення статичних напружень в стінках трубопроводу найбільш інформативним є луноімпульсний метод, в якому основним параметром є час поширення ультразвукової хвилі через стінку металу трубопроводу в прямому і зворотному напрямках внаслідок відбиття від донної поверхні. Для визначення динамічних напружень використовуємо класичні методи вібраційного контролю з наступною обробкою отриманої інформації.

Час проходження ультразвуку залежить від багатьох фізико-механічних параметрів трубопроводу. Вплив внутрішніх та зовнішніх чинників на стан трубопроводу має як постійний, так і випадковий характер, не підпорядковується якій-небудь визначеній закономірності. Дія внутрішніх і зовнішніх факторів може спричинити небезпечні ситуації при експлуатації АГНКС. Проте, практика експлуатації трубопроводів АГНКС підтверджує, що не завжди зміна впливу факторів спричинює аварійні ситуації, а навпаки, трубопровід може успішно експлуатуватися при дії допустимих значень статичних та динамічних навантажень. Сучасні вимоги до безпеки експлуатації та стану технологічного обладнання АГНКС створюють необхідність комплексного визначення технічного стану технологічних трубопроводів компресора від дії статичних і динамічних навантажень.

Створення достовірної моделі стану технологічних трубопроводів у реальних умовах експлуатації має першочергове значення з метою оцінки діагностичних ознак визначення часу безаварійної роботи і прийняття правильного рішення про подальший термін експлуатації. Виходячи із вище наведених результатів аналізу, можна зробити висновок про важливість вирішуваної задачі. Проведення порівняльного аналізу методик і приладів, які використовували автори, видно, що окремі результати досліджень можна використати для контролю НДС трубопроводів. Проте, потрібно відмітити, що на даний час є значне коло невирішених задач, які мають свої особливості, що виникають при контролі НДС трубопроводів в експлуатаційних умовах АГНКС.

Задачами дослідження даної дисертаційної роботи є:

– розробити математичну модель визначення напруження в стінках технологічних трубопроводів АГНКС під дією статичних та динамічних навантажень, з врахуванням впливу температури на зміну напруження в стінках технологічних трубопроводів АГНКС;

– теоретично обґрунтувати і розробити методику контролю експлуатаційних параметрів технологічних трубопроводів АГНКС;

– підвищити точність контролю часу проходження ультразвуку;



– розробити первинний перетворювач, для підвищення точності та достовірності результатів вимірювання часу поширення ультразвуку, можливості експлуатації його при високих температурах;

– розробити пристрій для вимірювання часу проходження ультразвуку;

– провести оцінку сумарної похибки контролю напруження за допомогою розробленого пристрою;

– провести аналіз власних частот чутливого елемента акселерометра і здійснити теоретичний розрахунок зміни робочого частотного діапазону давача, для підвищення ефективності його експлуатації та достовірності результатів контролю параметрів вібрації.

## РОЗДІЛ 2

# РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОЦІНКИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВІДІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ

### 2.1 Дослідження зміни властивостей металу труби від умов навантаження трубопроводів у процесі експлуатації

Для адекватного аналізу основних параметрів, що визначають працездатність технологічних трубопроводів АГНКС, необхідно врахувати чинники, які характеризують умови їх навантаження, а саме:

- рівень, спосіб та швидкість прикладеного зусилля;
- вплив температурного поля;
- вплив середовища.

Всі навантаження, що діють на трубопровід, можна класифікувати наступним чином:

- механічні або температурні удари, одноразові або циклічні малої тривалості (долі секунди);
- статичні короткочасні навантаження, повна тривалість яких складає від долей хвилини до кількох хвилин;
- статичне тривале одноразове навантаження, тривалість наростання якого є малим у порівнянні до часу його дії;
- статичне багаторазове навантаження, що викликає механічну і термічну втому металу.

На практиці при неодмінному виникненні комбінацій даних навантажень використовують наступну градацію типів навантажень [71]:

- одноразове (ударне, статичне короткочасне). Навантаження безперервно збільшується, що призводить до виникнення напружень, які сягають границі міцності та приводять до руйнування матеріалу;
- статичне, постійно діюче (статичне довготривале). Навантаження діє безперервно, що призводить до виникнення постійно діючих напружень нижче границі міцності матеріалу;
- багаторазове (ударне, статичне, термічне). Навантаження змінюється в часі циклічно, що призводить до виникнення напружень нижче границі міцності матеріалу.

Кожне з цих навантажень може бути прикладене з різною швидкістю і різними способами (розтяг, стиск, згин, кручення). При цьому специфіка розвитку пошкоджень та руйнувань є різна. В загальному, для несучих елементів технологічного обладнання АГНКС граничними станами, які викликають руйнування матеріалу, можуть бути:

- втрата міцності від дії силового зусилля (статичного чи втоми);
- втрата запасу пластичності при деформації (згиній жорсткості);
- втрата загальної чи місцевої стійкості від напруження стиску;
- досягнення елементом граничних поперечних значень переміщень (у вертикальних чи горизонтальних площинах);
- руйнування трубопроводу від потоншення стінки в результаті суцільної корозії чи механічного зношування внутрішньої поверхні;
- втрата герметичності в результаті утворення локальних дефектів (місцева корозія, випадкові механічні зусилля);
- протяжне руйнування від тріщин;
- коливання трубопроводу внаслідок динамічних зусиль від руху газу та розбалансування руху поршнів компресорів.

При проектуванні технологічного обладнання будь-якого несучого елемента як основний граничний стан приймається втрата міцності від дії силового зусилля, а всі наступні показники виступають як більш точні. Очевидно, що при визначенні несучої здатності й залишкового ресурсу технологічного обладнання за

результатами контролю необхідно враховувати сукупність граничних стан зокрема при підвищеній вібрації трубопроводів значну їх вагу.

Міцність конструкції та її елементів оцінюють співставленням напружень, що діють у конструкції, з напруженнями граничного стану. Несучу здатність конструкції (опір руйнуванню) розраховують, виходячи з допустимого граничного стану, при якому під дією навантаження спостерігається якісна зміна властивостей матеріалу або відбувається фізичний процес, який є недопустимим при даних умовах експлуатації. Класифікацію навантажень, які діють на трубопровід, представлено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 –

Класифікація навантажень, які діють на технологічні трубопроводи АГНКС.

Характер навантаження і зусилля	Вид навантаження
Постійне	<ul style="list-style-type: none"><li>- власна вага трубопроводу;</li><li>- попередні напруження трубопроводу (будівельні, монтажні);</li><li>- напруження, викликані просіданням фундаментів компресорів.</li></ul>
Змінне	<ul style="list-style-type: none"><li>- внутрішній тиск;</li><li>- вага продукту;</li><li>- вплив температури.</li></ul>

При визначенні граничних зусиль, тобто несучої здатності елементів конструкцій, використовують характеристики опору матеріалів пластичним деформаціям (границя текучості) і руйнуванню (границя міцності, критичні деформації, тріщини, число циклів або часу, що необхідно для утворення тріщини). При визначенні несучої здатності технологічного обладнання АГНКС основним параметром є значення границі текучості.

## 2.2 Особливості виникнення напружено-деформованого стану трубопроводів автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій

Суттєвий вплив на режими експлуатації, надійність роботи АГНКС вносить рух газу, що транспортується по технологічних трубопроводах. У результаті зворотно-поступального руху поршня компресора і роботи його клапанів у технологічних трубопроводах обв'язки компресора виникають пружні хвилі газу. Ці хвилі, відбиваючись від місцевих завад (фасонні частини трубопроводу, технологічні апарати, коліна), повертаються до джерела. Відбита хвиля зустрічається з прямою і в залежності від характеристик трубопровідної системи в різних її перерізах, відбувається сумування чи віднімання їх миттєвих значень швидкостей. У випадку резонансу за рахунок відношення прямої та відбитої хвилі інтенсивність коливань різко зростає. Хвильові процеси проходять біля рівня середніх складових потоку газу і змінюють його параметри: тиск, температуру та швидкість, які визначаються сумою середньої (стаціонарної) і динамічної складової.

Для зниження амплітуди коливань потоку газу використовують різні методи, одним із яких і є використання депульсаторів. При установці депульсатора амплітуда коливань газу в трубопровідній системі зменшується за рахунок зміни спектру власних коливань та за рахунок дисипації коливальної енергії в депульсаторі. Даний метод дозволяє значно зменшити амплітуди коливань певних гармонік на всіх частотах спектру. Допустимий розмах коливань тиску після депульсатора становить біля 2 % [73, 50].

Смуги пропускання та гасіння спектрів коливань тиску газу визначаються конструкцією і розмірами депульсатора, методом установки його в трубопроводі. Однак під час тривалої експлуатації АГНКС змінюється інтенсивність, параметри перекачування газу, що призводить до зміни спектру його коливання.

Значні значення амплітуди динамічного тиску в циліндрі до моменту закриття клапану всмоктування і в граничному з ним перерізі трубопроводу до моменту відкриття нагнітального клапану, враховуючи зміну спектрів коливання, призводять до зміни середньої складової тиску в циліндрі. Зміна середньої складової тиску

викликає в чотириступеновому компресорі АГНКС перерозподіл розрахункових величин відношення тисків по ступенях, що призводить до виникнення вібрацій трубопровідної системи і зв'язаного з нею технологічного обладнання. Амплітуди і частоти сил, що викликають вібрації трубопроводів, визначаються амплітудами і частотами коливань газу. Трубопровідні системи АГНКС складаються з прямолінійних і криволінійних ділянок труб, між якими розташовані місцеві опори і технологічні апарати – елементи, що змінюють ефективний діаметр, напрямок потоку газу або те і друге одночасно. В таких елементах відбувається зміна амплітуди коливань газу, в результаті чого енергія коливань переходить у механічну. Динамічні зусилля, що виникають в трубопровідних системах, мають періодичний характер і викликають вібрацію всієї системи.

Для зменшення вібрацій трубопроводів, крім зменшення амплітуди і частоти коливань газу в їх перерізах, де є масивні опори і технологічні апарати, встановлюють з'єднувальні хомути.

Виходячи з аналізу умов експлуатації трубопроводів високого тиску АГНКС, бачимо, що вони піддаються статичним і динамічним навантаженням [58]. Складність умов експлуатації ускладнюється ще й тим, що трубопроводи обв'язки компресора мають різний діаметр і товщину, виготовлені з різних марок сталей, що в свою чергу, мають різні механічні властивості.

Аналізуючи характеристики марок сталей, ми бачимо, що їх механічні властивості є різними. Оскільки згідно з нормами значення напружень не повинні перевищувати граничного значення напруження текучості  $\sigma_m$ , то ми будемо аналізувати напруження в даній області, тобто на прямолінійній ділянці залежності  $\sigma_m$  від прикладених зусиль, виходячи з закону Гука.

Для математичного опису напружень, які мають місце в стінці технологічного трубопроводу АГНКС, використаємо модель розрахунку плоскої рами. Оскільки динамічні напруження виникають внаслідок руху стиснутого газу, то будемо вважати, що технологічні трубопроводи мають одну степінь свободи.

Визначимо кругову частоту  $\theta$  обертів валу компресора, що дорівнює частоті збуджуючої сили:

$$\theta = \frac{2\pi \cdot n}{60}, \quad (2.1)$$

де  $n$  – частота обертів валу компресора.

З урахуванням (2.1) запишемо рівняння зміни в часі збуджуючої сили  $F$ :

$$F = F_0 \frac{\sin(\theta \cdot t) + \sin(\theta \cdot t)}{2}, \quad (2.2)$$

де  $F_0$  – амплітуда збуджуючої сили,  $t$  – час.

Амплітуду збуджуючої сили визначаємо з рівняння [78]:

$$F_0 = \sqrt{2(\rho \cdot V \cdot v + P \cdot S)}, \quad (2.3)$$

де  $\rho$  – густина газу,  $v$  – швидкість руху потоку газу,  $V$  – витрата газу,  $P$  – тиск газу,  $S$  – площа поперечного перерізу труби.

Швидкість руху потоку газу, густина газу і площа поперечного перерізу визначається так [78]:

$$v = \frac{V}{3600S}, \quad \rho = \frac{10^4 P}{R \cdot T \cdot k_c}, \quad S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (2.4)$$

де  $R$  – газова постійна;  $T$  – температура стиснутого газу;  $k_c$  – коефіцієнт стиску газу;  $D, d$  – зовнішній та внутрішній діаметри труби відповідно.

Визначимо напруження  $\sigma_F$ , які будуть виникати від дії збуджуючої сили:

$$\sigma_F = \frac{F}{S}. \quad (2.5)$$

Власна частота коливань ступені буде такою:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{v_{cm}}}, \quad (2.6)$$

де  $g$  – сила земного тяжіння,  $v_{cm}$  – прогин труби при дії статичної сили  $F$ . Прогин  $v_{cm}$  визначається в момент прикладання сили за допомогою методу складання сил:

$$v_{cm} = \frac{FL}{ES}, \quad (2.7)$$

де  $L$  – довжина стійки ступені АГНКС,  $E$  – модуль пружності.

З урахуванням (2.1) та (2.6) запишемо залежність параметру підсилення коливань  $\mu$ :

$$\mu = \frac{1}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega}\right)^2} \quad (2.8)$$

Параметр підсилення коливань визначає ступінь входження системи в резонанс (рис. 2.1).

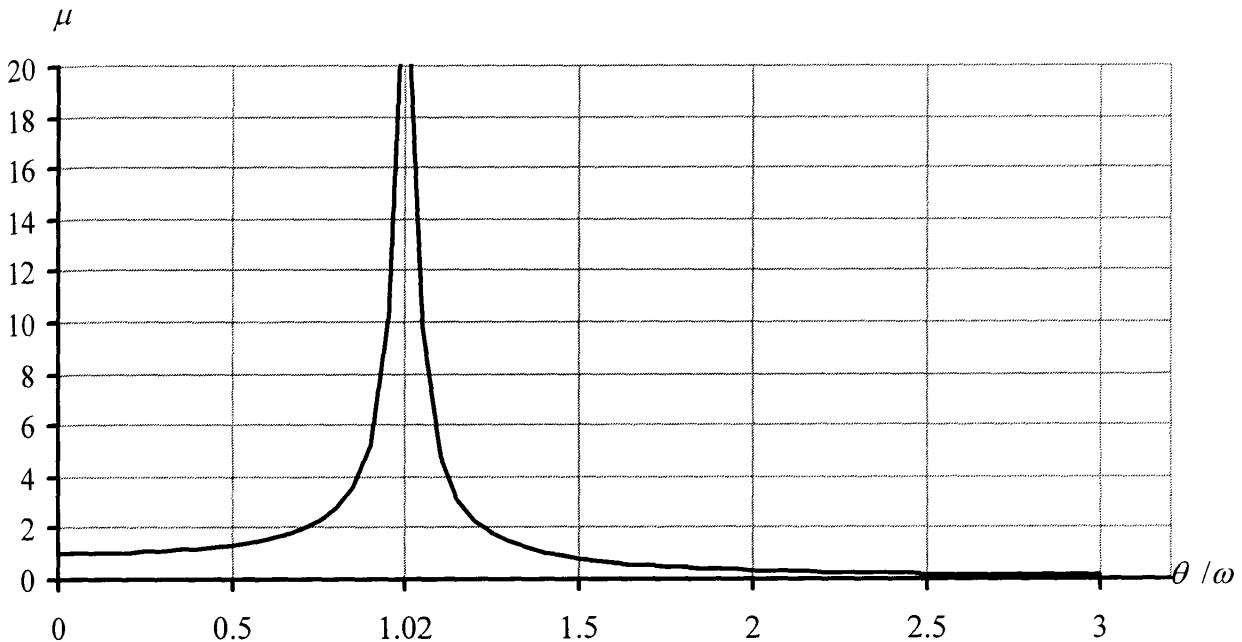


Рис. 2.1. Залежність параметру підсилення коливань від відношення частот збуджувальної сили та власних коливань трубопроводу.

З приведенного графіка видно, що значне підсилення коливань відбувається в діапазоні від 0,7 до 1,2 відношення частот збуджуючої сили і власних коливань, а значне загасання коливань має місце від 2,5  $\theta / \omega$ . Тому при визначенні динамічних напружень потрібно врахувати параметр підсилення коливань, який виражається через коефіцієнт динамічності  $k_d$ :

$$k_d = 1 + \mu \quad (2.9)$$

Визначимо напруження  $\sigma_3$ , які виникають в результаті згину ступені технологічного трубопроводу АГНКС:

$$\sigma_3 = \frac{c \cdot E \cdot I \cdot A}{2L} \quad (2.10)$$

де  $c$  – коефіцієнт способу кріплення трубопроводу,  $I$  – момент інерції,  $A$  – амплітуда коливання трубопроводу.



Визначимо момент інерції труби  $I$ :

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right). \quad (2.11)$$

Значення амплітуди  $A$  буде змінюватись у часі аналогічно (2.2), отже:

$$A = A_0 \frac{\sin(\theta \cdot t) + \sin(\theta \cdot t)}{2}. \quad (2.12)$$

де  $A_0$  – початкова амплітуда коливань.

Враховуючи залежності (2.5)-(2.8), запишемо рівняння динамічних напружень  $\sigma_D$ , які діють у стінці технологічного трубопроводу АГНКС:

$$\begin{aligned} \sigma_D &= k_\partial (\sigma_F + \sigma_3) = \\ &= k_\partial \left( \frac{4}{2 \cdot \pi (D^2 - d^2)} \left( \frac{10^2 P}{R \cdot T \cdot k_c} \cdot \frac{4V^2}{36\pi (D^2 - d^2)} + P \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{c \cdot E \cdot A_0}{4L} \cdot \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right) \right) \cdot (\sin(\theta \cdot t) + \sin(\theta \cdot t)). \end{aligned} \quad (2.13)$$

Графік залежності напруження  $\sigma_D$  показано на рис. 2.2. Графік побудовано для наступних параметрів:  $D = 70$  мм,  $d = 46$  мм, коефіцієнт способу кріплення  $c = 28$ , тиск газу 20 МПа, температура газу 150 °С, частота обертів валу 490 об/хв,  $A_0 = 4$  мм.

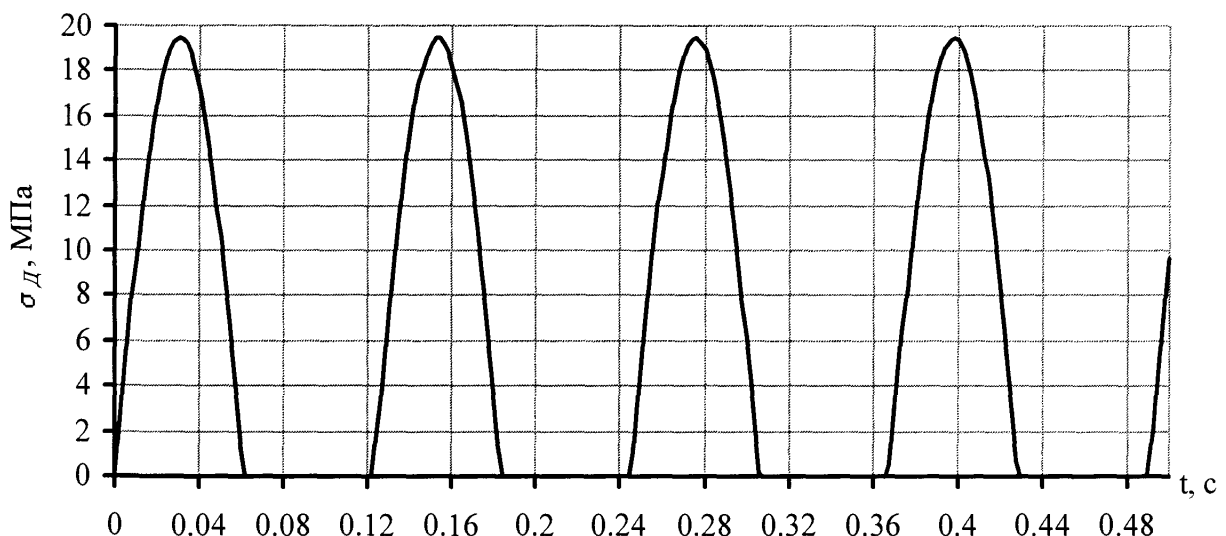


Рис. 2.2. Динамічні напруження в стінці технологічних трубопроводів АГНКС.

Із графіка (рис. 2.2) видно, що динамічні напруження змінюються по закону синуса в певні проміжки часу. Повторення максимальних значень цих напружень досягається через певні моменти часу. Найбільш небезпечними вони є при зміні знаку похідної даних напружень і досягають приблизно 20 МПа.

Залежність динамічних напружень від витрати газу показано на рис. 2.3

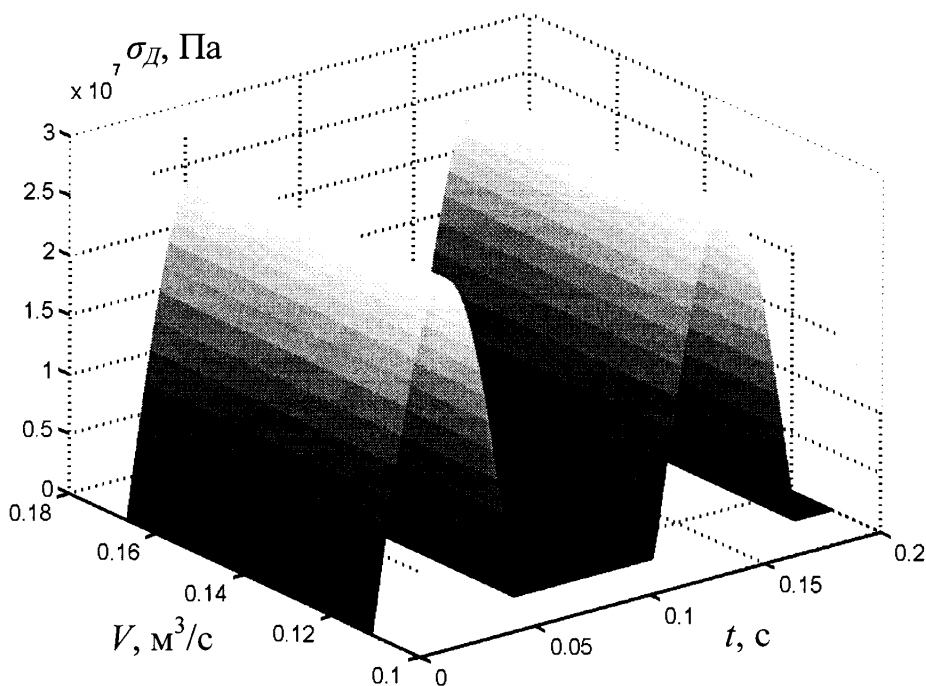


Рис. 2.3. Залежність динамічних напружень від витрати газу.

Залежність динамічних напружень від значення тиску газу показано на рис. 2.4.

Залежності зображені на рис. 2.3 і 2.4 дають представлення впливу витрати газу і його величини на зміну динамічних напружень у стінках технологічних трубопроводів. Зміна витрати газу від  $0,15 \text{ м}^3/\text{с}$  до  $0,18 \text{ м}^3/\text{с}$  практично не впливає на зміну величини динамічних напружень, а залежить тільки від форми і амплітуди коливань. В той час розподіл динамічних напружень в межах зміни тиску газу 17-24 МПа змінюється від 10 до 30 МПа. Це пояснюється впливом кільцевих напружень, які залежать від величини тиску газу. Ідентифікація впливу кожного із вищевказаних параметрів дає можливість оцінити не тільки їх величину, але й розподіл їх в часі.

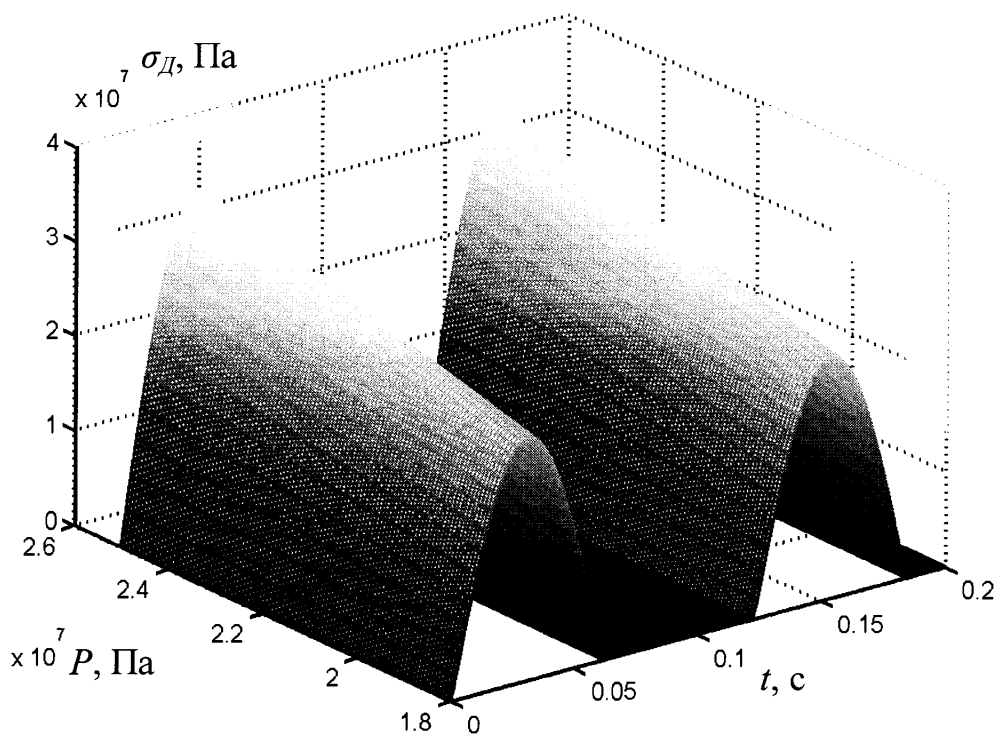


Рис. 2.4. Розподіл динамічних напружень у стінках технологічних трубопроводів від величини тиску газу.

Поряд із динамічними, в стінах технологічних трубопроводів АГНКС діють статичні напруження - поперечні  $\sigma_t$  та кільцеві  $\sigma_r$ .

Поперечні напруження мають вигляд:

$$\sigma_t = P \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} . \quad (2.14)$$

Кільцеві напруження викликані виключно тиском газу, тому

$$\sigma_r = P . \quad (2.15)$$

Сумарне напруження, що діє в стінках технологічних трубопроводів, буде мати вигляд:

$$\sigma_{заг} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_D^2 - \sigma_t \cdot \sigma_r - \sigma_r \cdot \sigma_D - \sigma_t \cdot \sigma_D} . \quad (2.16)$$

Графік залежності (2.16) представлено на рис. 2.5.

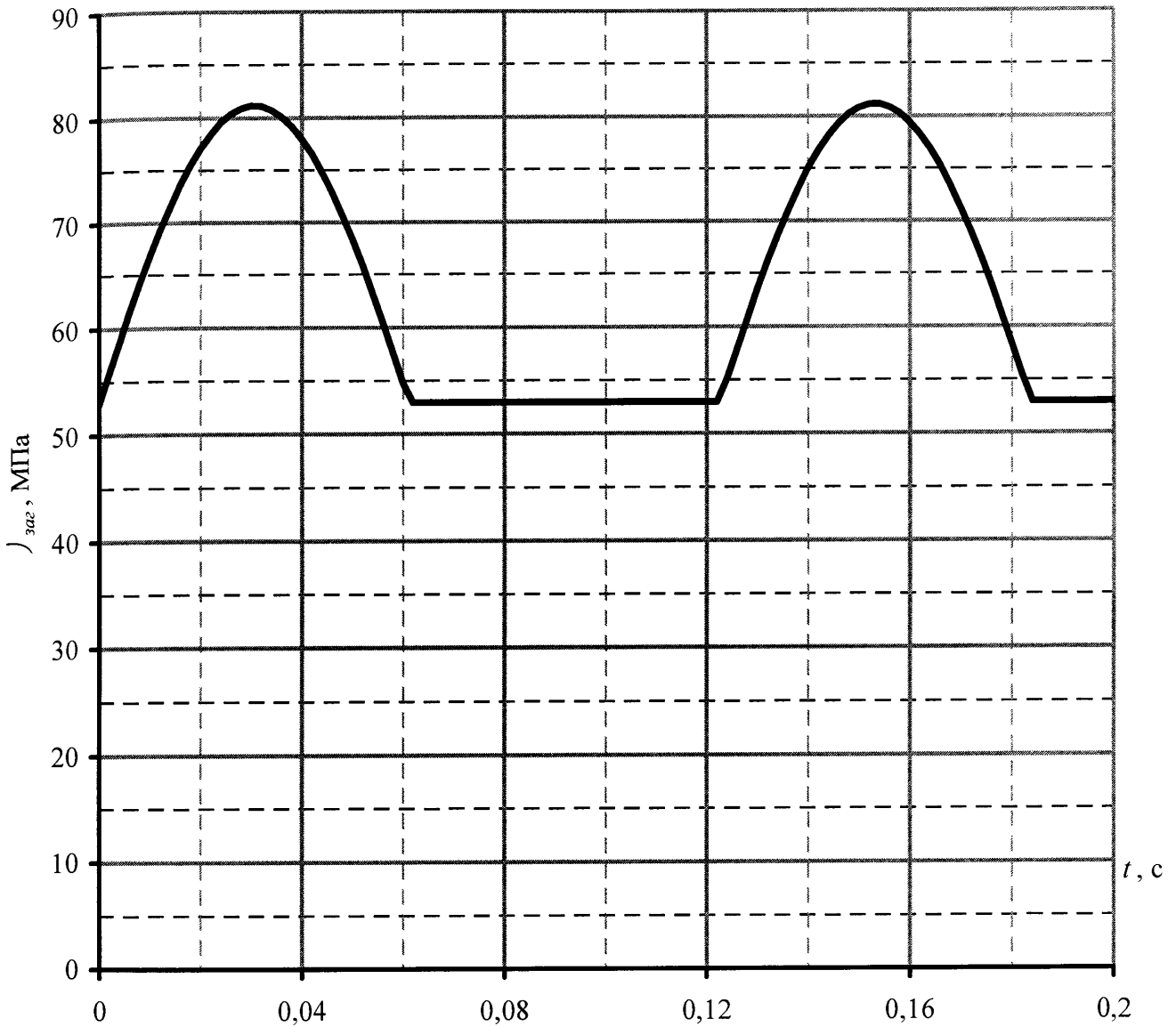


Рис. 2.5. Напруження, що діють у стінках технологічних трубопроводів.

Як бачимо із графіка (рис. 2.5), що динамічні напруження є співрозмірними із значеннями статичних, що зумовлює необхідність визначення їх величини при контролі НДС технологічних трубопроводів АГНКС.

Під час експлуатації АГНКС у вузлах циліндрів компресора протікають різноманітні фізичні процеси, що призводить до розбалансування роботи поршнів. У результаті розбалансування режиму роботи поршнів, частота збуджуючої сили змінюється, що призводить до збільшення динамічних напружень (рис. 2.6).

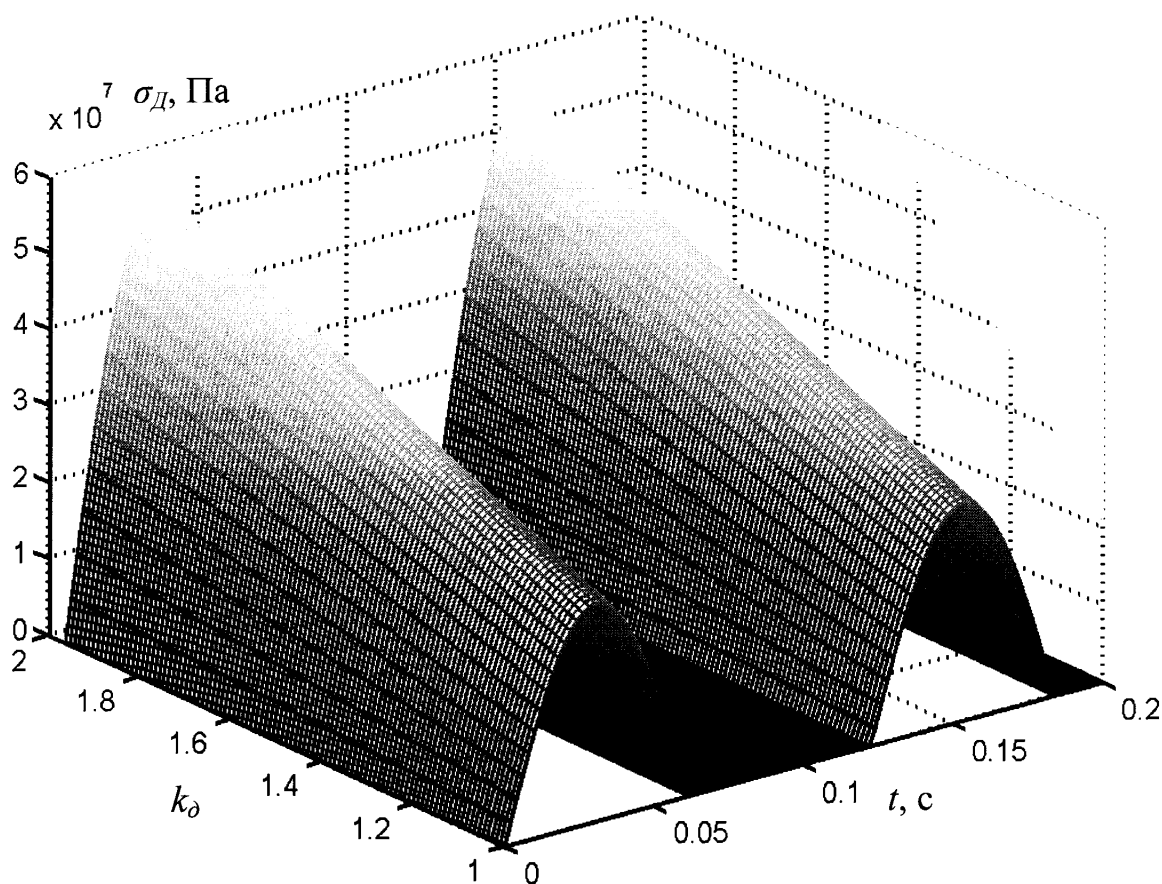


Рис. 2.6. Залежність динамічних напружень від частоти збуджуючої сили.

На даному рисунку показано, що із збільшенням коефіцієнта динамічності в межах 1-2, що має місце на АГНКС, динамічні напруження в стінках технологічних трубопроводів збільшується майже в два рази. Тому із зменшенням частоти збуджуючої сили можна суттєво зменшити величину динамічних напружень.

### **2.3 Аналіз і обґрунтування параметрів ультразвукового методу контролю напружено-деформованого стану технологічних трубопроводів автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій**

Вибір методики ультразвукового контролю є важливою задачею, від правильного вирішення якої залежить надійність та достовірність отриманих

результатів. Для цього насамперед класифікуємо характеристики об'єкту контролю, до яких відноситься:

- форма та геометричні розміри;
- технологія виготовлення;
- стан поверхні;
- умови навантаження під час експлуатації;
- степінь деформації матеріалу;
- термічна обробка;
- акустичні характеристики (швидкість поширення ультразвукових хвиль, хвильовий імпеданс, коефіцієнти загасання та розсіювання).

Обґрунтування і розробка методики контролю залежить від вибору параметрів контролю: частоти ультразвукових коливань, типу ультразвукових хвиль та напрямку розповсюдження в ОК, властивостей чутливого елемента, способу розшифрування луноімпульсу.

### **2.3.1 Вибір частоти коливань**

Правильний вибір частоти ультразвукових коливань має практичне значення для отримання необхідної чутливості при проведенні вимірювань. Із збільшенням частоти коливань зменшується довжина хвилі в ОК і збільшується залежність величини деформації кристалічної ґратки матеріалу від часу проходження ультразвуку. Зі збільшенням частоти також збільшується направленість випромінювання і приймання, а це відповідає збільшенню відношення енергії приймання до загальної енергії випромінювання, що також підвищує чутливість контролю.

Проте з підвищенням частоти ультразвукових коливань збільшується загасання хвиль у матеріалі ОК, збільшуються розсіювання хвиль на границі розділу двох середовищ (поверхня ОК та перехідний шар, перехідний шар – поверхня протектора й ін.), інтенсивність відбиття від границь зерен і неоднорідностей металу.

Великий вплив на вибір частоти ультразвукових коливань мають геометричні розміри ОК, основними з яких є мінімальна товщина стінки металу, яка в технологічних трубопроводах АГНКС дорівнює 4 мм.

Знаючи ці характеристики, можна оцінити і вибрати оптимальну частоту, яка забезпечить найбільшу чутливість контролю при мінімальних втратах ультразвукової енергії.

В ультразвуковому діапазоні частот загасання в сталях визначається розсіюванням ультразвуку на границях зерен і суттєво залежить від відношення довжини хвилі і розмірів зерен (рис. 2.7 [19, 77]).

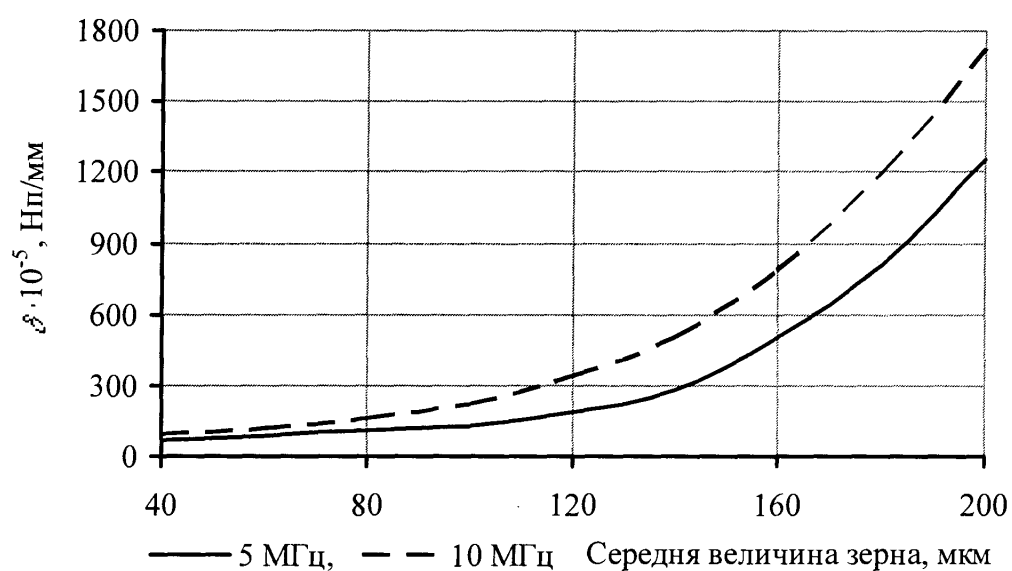


Рис. 2.7. Залежність коефіцієнта загасання  $\delta$  поперечних ультразвукових хвиль від величини зерна Ст20.

При контролі НДС трубних сталей ультразвуковим методом ми отримуємо тим кращі результати, чим вища частота хвиль. Проте, як видно з представлених кривих (рис. 2.7), загасання хвилі частотою 10 МГц є значно більшим, ніж 5 МГц. Це не дозволяє ефективно використовувати ультразвукові хвилі вище 5 МГц для контролю НДС товстостінних труб.

Важливою характеристикою чутливості ультразвукового контролю є величина мертвої зони – відрізка на часовій осі, де луносигнал неможливо розрізнити від зондуєчого. Існує декілька шляхів зменшення величини мертвої зони, вибір того чи

іншого залежить від вибраного методу та параметрів, які потрібно контролювати. При контролі часу проходження ультразвукових коливань розробленим пристроєм часовий інтервал вимірюється не між зондуючим та луноімпульсом, а між першим та другим луноімпульсом. Таким чином, величина мертвої зони не впливає на чутливість ультразвукового контролю поширення коливань при дослідженні НДС металу розробленим пристроєм.

### 2.3.2 Аналіз акустичного поля чутливого елемента

На даний час великого поширення набули багатоеlementні первинні ультразвукові перетворювачі (фазовані масиви), так як вони мають кращі фокусуючі властивості, а саме глибину акустичного поля. В таких масивах кожний п'єзоелемент (в режимі випромінювання) збуджується уніфікованим електричним сигналом з визначеною амплітудою та фазою незалежно від інших елементів. Як результат, кожний п'єзоелемент створює своє акустичне поле. Тому з правильним вибором збуджуючих електричних сигналів за рахунок інтерференції випромінюючих акустичних хвиль п'єзоелементами можна отримати вузький головний пелюсток діаграми направленості акустичного поля п'єзоелектричного перетворювача(ПЕП) та малі значення бічних. Проте такі ПЕП вимагають доволі складної електронної реалізації схем збудження електричних імпульсів та фільтрування прийнятих акустичних хвиль, мають низьку енергетичну ефективність та низьку роздільну здатність (у лінійних фазованих масивах), великі габаритні розміри, є дорогими на стадії проектування та виготовлення.

Вищевказані недоліки відсутні в одноelementному ПЕП. Розрахуємо розподіл акустичного тиску на поверхні чутливого елемента ПЕП для створення ним відповідного акустичного поля в дальній зоні. В загальному, розрахунок розмірів випромінювача відносно функції направленості акустичного поля був здійснений та експериментально підтверджений для радіолокаційної техніки. В даному випадку



скористаємось подібним підходом для ПЕП, який полягає в розрахунку акустичного тиску на поверхні ПЕП із заданою діаграмою направленості.

Нехай поле акустичного тиску  $P$ , створеного ПЕП, в довільній точці з координатами  $(r, z)$  буде мати вигляд [10]:

$$P(r, z, t) = -\frac{jk \exp(j\omega t)}{4\pi} \int_0^A \int_0^A P(\rho) \frac{\exp(-jkr)}{r_0} \left(1 + \frac{z}{r_0}\right) \rho \cdot d\rho d\varphi, \quad (2.17)$$

де:  $\rho, \varphi, z$  – циліндричні координати;  $k$  – хвильове число;  $t$  – час проходження ультразвуком відстані до заданої точки;  $\omega$  – кутова частота;  $A$  – довжина та ширина п'єзопластини;  $r_0 = \sqrt{r^2 + z^2 + \rho^2 - 2r\rho \cdot \cos(\varphi)}$  – відстань між точкою випромінювання та спостереження.

Оскільки нас цікавить тільки монохроматична хвиля, форма якої не залежить від фактору часу, знехтуємо в (2.17) множником  $\exp(j\omega t)$ . Для дальньої зони (Фраунгофера) вважаємо, що  $z > R^2/\lambda$ , а згідно закону Кірхгофа маємо співвідношення  $kr > 1, kA > 1, kB > 1$ . Отже введемо відповідні спрощення в (2.17):

$$P(r, z) = -\frac{jk \cdot \exp(jkz)}{z} D(\theta), \quad (2.18)$$

де:  $\theta = \arctan\left(\frac{r}{z}\right)$  – кут спостереження,  $D(\theta) = \int_0^A P(\rho) J_0(k\rho \cdot \sin(\theta)) \rho \cdot d\rho$  –

характеристика направлення,  $J_0$  – функція Бесселя першого роду нульового порядку. Отже, маючи задане акустичне поле, описане характеристикою направлення  $D(\theta)$ , за допомогою рівняння (2.18) знаходимо потрібний розподіл акустичного тиску на поверхні п'єзоелементу.

Для того, щоб розв'язати рівняння (2.18), представимо його в вигляді суми функцій Бесселя першого роду. Тоді згідно методу Фредхольма для інтегральних рівнянь першого роду:

$$P(\rho) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{J_0\left(\alpha_n \frac{\rho}{A}\right)}{J_1(\alpha_n)}, \quad (2.19)$$

де:  $J_1$  – функція Бесселя першого роду першого порядку;  $\alpha_n$  –  $n$ -й корінь рівняння  $J_0(\alpha) = 0$ , тобто  $\alpha_1 = 2,4, \alpha_2 = 5,5, \alpha_3 = 8,6$  і т. ін.

Характеристику направленности  $D(\theta)$  запишемо у вигляді [19]:

$$D(\theta) = NA^2 A_0 \frac{J_1(kA \cdot \sin(\theta))}{kA \cdot \sin(\theta)} + NA^2 \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot \begin{cases} \frac{\alpha_n J_0(kA \cdot \sin(\theta))}{\alpha_n^2 - k^2 A^2 \sin^2(\theta)}, & \alpha_n \neq kA \sin(\theta) \\ 0,5 \cdot J_1(\alpha_n), & \alpha_n = kA \sin(\theta) \end{cases}, (2.20)$$

де:  $N$  – фактор нормування. Коефіцієнти  $A_n$  можна обчислити лише числовими методами за допомогою ЕОМ.

За допомогою рівнянь (2.19) та (2.20) можна розрахувати будь-яку форму акустичного поля в дальній зоні. Проте приходимо до висновку, що чим вужчий головний пелюсток діаграми направленності акустичного поля та менші величини бічних, тим більші будуть значення доданків у формулі (2.19), отже, і гостріше за амплітудою та зміною фази акустичне поле на поверхні п'єзоелементу. Тому форму пелюстків діаграми направленності акустичного поля ПЕП необхідно задавати, виходячи з умови можливості практично реалізувати  $P(\rho)$  на поверхні п'єзоелементу.

Нами було розраховано нормалізовану діаграму направленності квадратного чутливого елемента зі стороною 5 мм, виготовленого з кварцу  $Y$ -зрізу, що працює на частоті 5 МГц.

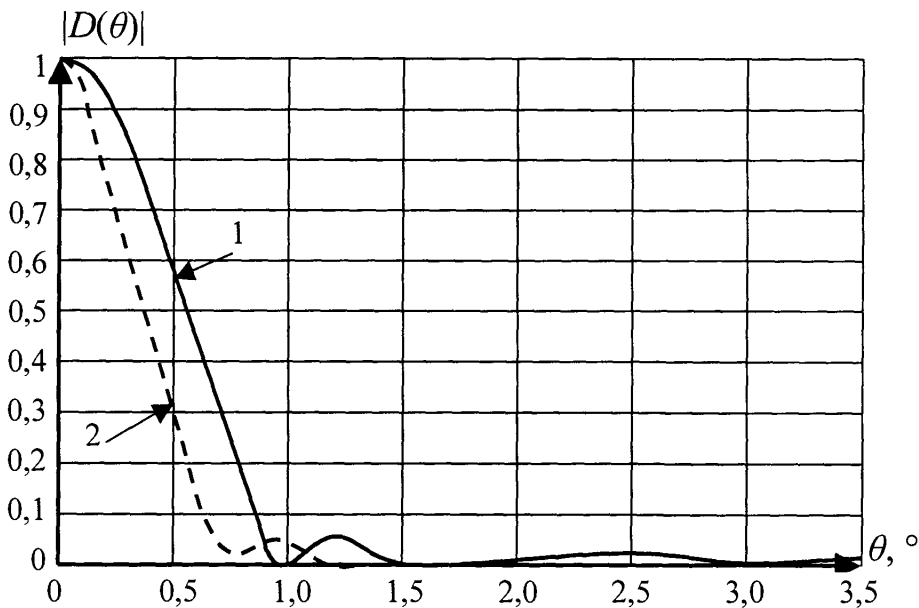


Рис. 2.8. Нормалізована діаграма направленності в режимі випромінювання:

1 – розраховано при 5-ти доданках, 2 – розраховано при 12-ти доданках.

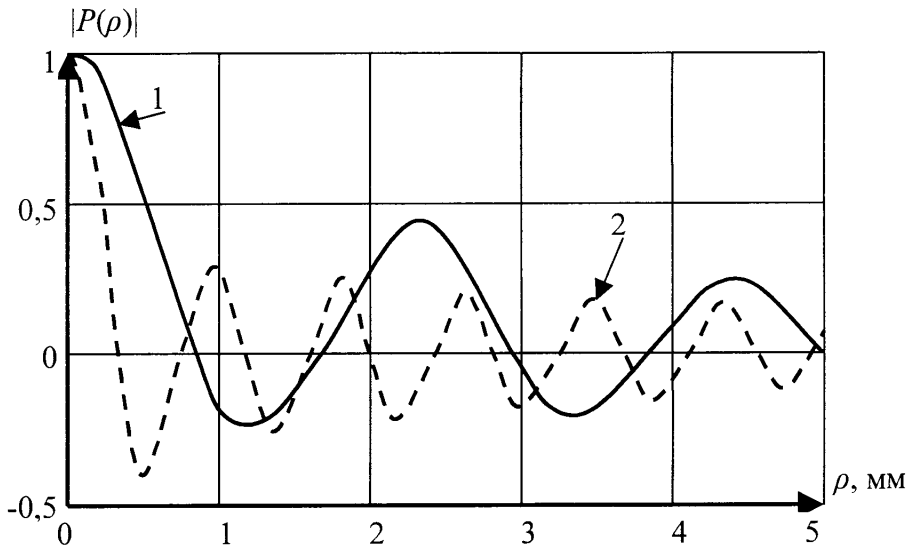


Рис. 2.9. Нормалізований розподіл тиску на поверхні п'єзоелементу:  
1 – розраховано при 5-ти доданках, 2 – розраховано при 12-ти доданках.

Як видно з рис. 2.8, 2.9 ми маємо однозначну залежність між формою діаграми направленості в режимі випромінювання та розподілом тиску на поверхні п'єзоелементу, проте із звуженням діаграми направленості складнішає функція розподілу акустичного тиску на поверхні п'єзоелементу.

Для спрощення проектування акустичного поля ПЕП за допомогою формул (2.19) та (2.20) введемо критерій вузькості  $Q$  діаграми направленості:

$$Q = \frac{D(\theta)_{\theta=0}}{\int_0^{\alpha/2} D(\theta) d\theta} . \quad (2.21)$$

Критерій  $Q$  збільшується при зменшенні величини бічних пелюстків діаграми направленості та звуженні головного пелюстка. Акустичне поле ПЕП можна розрахувати, знаходячи коефіцієнти  $A_n$  в формулі (2.20) при максимальному значенні  $Q$ .

Даний підхід дозволяє вибирати оптимальні геометричні розміри чутливого елементу на етапі його проектування, що суттєво зменшує час розробки ПЕП. Для розробленого ПЕП даний підхід дозволяє добитись максимально ефективного розподілу акустичного поля, а також регулювання його форми в залежності від умов

проведення контролю. Це в свою чергу зменшує спотворення луносигналу ПЕП і тим самим зменшується похибка при його обробці вторинним пристроєм.

### 2.3.3. Обґрунтування вибору типу пружних хвиль

Задача контролю ультразвуковим методом визначення НДС металу тісно пов'язана з питанням розповсюдження пружних хвиль у твердому тілі. Виходячи з умов поставленої задачі контролю НДС, в одному випадку, метал можна розглядати як ізотропне тверде тіло, пружні властивості якого в різних напрямках є однаковими і можуть бути визначені за допомогою пружних постійних Ляме. Таке представлення є зручним для вирішення задачі загальної акустики, вивчення типів хвиль, що розповсюджуються в тілах різної форми.

В іншому випадку, метал представляють як полікристал з ізотропними властивостями. Проте, для розуміння фізичних процесів розповсюдження в ньому пружних хвиль і для проведення контролю НДС такого металу необхідно вивчати особливості розповсюдження ультразвукових хвиль в окремому кристалі.

Властивості ізотропного твердого тіла описуватимуть закони Гука та Ньютона [24]:

$$\rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = \frac{\partial \sigma_{ik}}{\partial x_k}, \quad (2.22)$$

де  $u_i$  – компоненти вектора пружного зміщення;  $\sigma_{ik}$  – компоненти тензору напружень;  $i, k$  – отримують значення  $x, y, z$ ;  $\rho$  – густина досліджуваного металу;  $t$  – час поширення пружної хвилі.

У металі напруження, яке виникає в елементарному об'ємі, залежатиме від орієнтації площадки, на яку діє сила, та її напрямку. Таким чином, напруження має дев'ять компонентів і описується тензором другого рангу:

$$\sigma_{ik} = \begin{vmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{vmatrix}, \quad (2.23)$$

де перший індекс визначає напрямок нормалі до площадки, на яку діє сила, другий – напрямок напруження.

Закон Гука встановлює зв'язок між напруженнями  $\sigma_{ik}$  і деформацією  $u_{ik}$ , яка виникає як наслідок прикладеного зусилля. Коефіцієнтами пропорційності в цьому випадку будуть модулі пружності металу, постійні Ляме  $\lambda$  і  $\mu$ :

$$\sigma_{ik} = \lambda \cdot u_{ll} \delta_{ik} + 2\mu \cdot u_{ik} , \quad (2.24)$$

де  $\delta_{ik} = \begin{cases} 1, & i = k \\ 0, & i \neq k \end{cases}$  - одинична діагональна матриця; індекс  $l$  – приймає значення  $x, y,$

z.

Використовуючи (2.23) та (2.24), запишемо вираз для нормальних та зсувних напружень для площини, що перпендикулярна осі  $Ox$ :

$$\sigma_{xx} = \lambda(u_{xx} + u_{yy} + u_{zz}) + 2\mu \cdot u_{xx} , \quad \sigma_{xy} = 2\mu \cdot u_{xy} , \quad \sigma_{xz} = 2\mu \cdot u_{xz} . \quad (2.25)$$

Компоненти тензору деформацій можуть бути представлені через складові пружного зміщення в лінійному наближенні:

$$u_{ik} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) . \quad (2.26)$$

Рівняння, що описує розповсюдження пружних хвиль в ізотропному твердому тілі, можна отримати з (2.22) та (2.26):

$$\rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + (\lambda + \mu) \frac{\partial^2 u_l}{\partial x_i \partial x_l} . \quad (2.27)$$

Рівняння (2.27) можна представити у векторній формі:

$$\rho \frac{\partial^2 \vec{u}}{\partial t^2} = \mu \cdot \nabla^2 \vec{u} + (\lambda + \mu) \text{grad div } \vec{u} , \quad (2.28)$$

де  $\nabla^2 \vec{u} = \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k^2} , \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \text{div } \vec{u} .$

Використовуючи перетворення [75]:

$$\nabla^2 \vec{u} = \text{grad div } \vec{u} - \text{rot rot } \vec{u} ,$$

запишемо (2.28) у вигляді:

$$\rho \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial t^2} = (\lambda + 2\mu) \text{grad div } \bar{u} - \mu \cdot \text{rot rot } \bar{u} . \quad (2.29)$$

Отримане рівняння (2.29) розповсюдження збурення в ізотропному твердому тілі можна представити як систему двох хвильових рівнянь, якщо накласти додаткові умови. Вважатимемо, що вектор зміщення  $\bar{u}$  є геометричною сумою двох векторів:

$$\bar{u} = \bar{u}_l + \bar{u}_t = \text{grad } \varphi + \text{rot } \psi , \quad (2.30)$$

де  $\bar{u}_l$  - вектор пружного зміщення в хвилі, для якої має місце чисто об'ємна деформація (зсувні деформації відсутні  $\text{rot } \bar{u}_l = 0$ );  $\bar{u}_t$  - вектор пружного зміщення в поперечній хвилі, деформації в якій не зв'язані зі зміною об'єму (чисто зсувна деформація  $\text{div } \bar{u}_t = 0$ );  $\varphi$  - скалярний потенціал пружного поля;  $\psi$  - векторний потенціал пружного поля.

Хвильові рівняння в такому випадку матимуть вигляд:

$$\nabla^2 \varphi = \frac{1}{c_l^2} \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} , \quad \nabla^2 \psi = \frac{1}{c_t^2} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} , \quad (2.31)$$

де  $c_l, c_t$  - швидкості поширення поздовжніх та зсувних хвиль відповідно.

Залежність (2.31) означає, що у твердому тілі можуть розповсюджуватися дві незалежні хвилі - поздовжна та зсувна.

Швидкості поздовжньої  $c_l$  та зсувної  $c_t$  хвилі будуть відповідно дорівнювати з урахуванням постійних першого та другого порядків:

$$c_l = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho}} , \quad c_t = \sqrt{\frac{\mu}{\rho}} . \quad (2.32)$$

Використовуючи відомі залежності між модулем пружності  $E$  та модулем зсуву  $G$  і коефіцієнтом Пуассона  $\nu$  [31]:

$$\mu = G = \frac{E}{2(1+\nu)} , \quad \lambda = \frac{E\nu}{(1+2\nu)(1+\nu)} , \quad (2.33)$$

запишемо швидкості розповсюдження поздовжніх та зсувних хвиль у наступній формі:

$$c_l = \frac{E}{\rho} \cdot \frac{1-\nu}{(1-2\nu)(1+\nu)}, \quad c_t = \frac{E}{\rho} \cdot \frac{1}{2(1-\nu)}. \quad (2.34)$$

Розглянуті вище залежності стосуються розповсюдження пружних хвиль у безконечному ізотропному тілі.

Розглянемо розповсюдження пружних хвиль малої амплітуди в кристалі довільної симетрії (анізотропне середовище). При розгляді знехтуємо можливими п'єзоелектричними, магнітними ефектами. В найпростішому випадку компоненти тензору напружень і деформації зв'язані між собою загальним законом Гука [75]:

$$\sigma_{ik} = C_{iklm} \cdot u_{lm}, \quad (2.35)$$

де  $C_{iklm}$  – модулі пружності кристалу; індекси  $i, k, l, m$  – приймають значення відповідних осей  $x, y, z$ .

Кількість комбінацій індексів визначає кількість модулів пружності кристалу, яка дорівнює 81. Закон Гука можна виразити по-іншому, через постійну згину  $S$ :

$$u_{ik} = S_{iklm} \cdot \sigma_{lm}. \quad (2.36)$$

Рівняння (2.35) та (2.36) використовуються в залежності від певних умов поставленого завдання. Коефіцієнти  $C_{iklm}$  та  $S_{iklm}$  є тензорами четвертого рангу.

Оскільки  $\sigma_{ik}$  та  $u_{lm}$  є симетричними тензорами, то незалежних пружних модулів є 36 (рис. 2.10). Запишемо рівняння симетричності у вигляді [75]:

$$C_{iklm} = C_{lmik} = C_{ikml}.$$

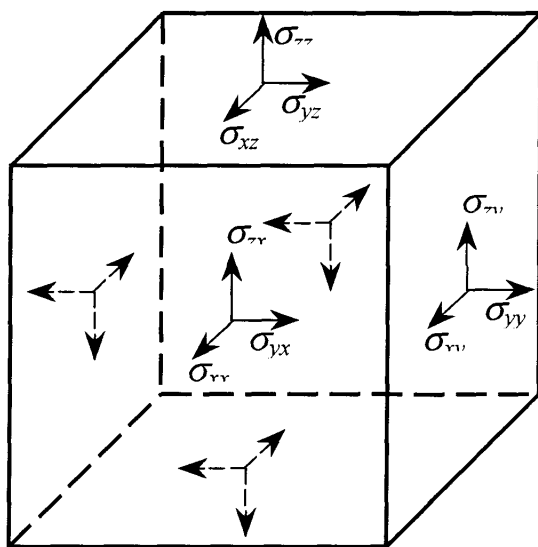


Рис. 2.10. Напрямок напружень площин кристалу.

Подальше зменшення числа незалежних модулів буде пов'язано з наявністю симетрії всередині кристалу. Так, ізотропне тіло має 2 пружних модулі, метали – 3.

Рівняння розповсюдження пружних хвиль в анізотропному тілі з урахуванням (2.27) та (2.35) матиме вигляд:

$$\rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = \frac{1}{2} C_{iklm} \left( \frac{\partial^2 u_l}{\partial x_k \partial x_m} + \frac{\partial^2 u_m}{\partial x_k \partial x_l} \right). \quad (2.37)$$

У правій частині (2.37) індекси  $l$  та  $m$  повторюються двічі, тобто за цими індексами відбувається сумування. Тому індекси  $l$  та  $m$  можна міняти місцями і відповідно обидва члени правої частини стануть тотожними:

$$\rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = \frac{1}{2} C_{iklm} \frac{\partial^2 u_m}{\partial x_k \partial x_l}. \quad (2.38)$$

Ми отримали найбільш загальний вигляд диференційного рівняння для компонентів пружного зміщення звукових хвиль у кристалі, яке не є хвильовим і на хвильове не розщеплюється. Рішення рівняння (2.38) для плоских хвиль знайдемо у вигляді:

$$u_i = U_i \exp j(\vec{k}\vec{r} - \omega t), \quad (2.39)$$

де  $\vec{r}$  - вектор довільного напрямку кристалу, що дає можливість отримати однорідну систему трьох рівнянь відносно амплітуд компонентів вектора пружного зміщення;  $\vec{k}(k_l, k_k)$  - хвильовий вектор;  $U_i$  - амплітуда коливань.

Оскільки кожне рівняння (2.39) може бути записаним тільки для одної проекції вектора пружного зміщення, отримаємо:

$$(C_{iklm} k^2 - \rho \cdot \omega^2 \cdot \delta_{im}) U_i = 0. \quad (2.40)$$

Якщо амплітуда зміщень відмінна від нуля, визначник рівняння (2.40) дорівнюватиме нулю:

$$|C_{iklm} k^2 - \rho \cdot \omega^2 \cdot \delta_{im}| = 0. \quad (2.41)$$

Дисперсійні рівняння (2.40) та (2.41) зв'язують між собою компоненти хвильового вектора  $\vec{k}$  та частоту звукової хвилі  $\omega$ . Розв'язок даних рівнянь дає три значення хвильового вектора, які відповідають трьом типам хвиль.



Враховуючи, що  $k^2 = \omega^2 / c_n^2$ , де  $c_n$  – швидкість розповсюдження фронту плоскої монохроматичної хвилі (фазова швидкість), рівняння (2.41) матиме вигляд:

$$Q_{im} - \rho \cdot c_n^2 \delta_{im} = 0, \quad (2.42)$$

де  $Q_{im} = C_{iklm} \cdot k^2$ .

Оскільки напрям швидкості поширення  $c_n$  перпендикулярний до фронту хвилі, то фазову швидкість називають нормальною швидкістю.

Формула (2.42) має назву визначника Крістофеля, запис якого з коефіцієнтами осей матиме вигляд:

$$\begin{vmatrix} Q_{xx} - \rho \cdot c_n^2 & Q_{xy} & Q_{xz} \\ Q_{xy} & Q_{yy} - \rho \cdot c_n^2 & Q_{yz} \\ Q_{xz} & Q_{yz} & Q_{zz} - \rho \cdot c_n^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (2.43)$$

Визначник (2.43) представляє собою систему рівнянь третьої степені відносно  $c_n$ , і розв'язок її дає три різні корені. Це означає, що, в загальному, в кристалі можуть розповсюджуватись три хвилі з різними швидкостями.

Найбільш просто реалізувати вищесказане за допомогою трьох видів хвиль – поздовжної та двох поперечних, які поширюються вздовж ортотропних осей  $x$  і  $y$ .

При виводі залежностей швидкості пружної хвилі в ізотропному середовищі від напружень ми використовували для простоти плоску монохроматичну хвилю. В загальному, виведені рівняння будуть справджуватись і для об'ємної хвилі, яка має вигляд:

$$c_{nu}^2 = c_{0r}^2 (1 + 2Q_{im}^L \cdot \sigma_{LL}), \quad (2.44)$$

де індекси  $u, L$  – напрямом коливання частинок та дії зусиль; індекс “нуль” – відноситься до недеформованого стану;  $r$  – приймає значення  $l$  та  $t$  для поздовжньої та поперечної хвиль відповідно.

Для мети акустичної тензометрії зручніше ввести матриці абсолютної та відносної зміни швидкості і часу розповсюдження. З (2.44) можна визначити значення відносної зміни швидкості ультразвукової хвилі:

$$\Delta c_{nu} = \frac{c_{nu} - c_{0r}}{c_{0r}} = Q_{im}^L \sigma_{LL}. \quad (2.45)$$

Рівняння (2.45) визначає, що  $Q_{lm}^L$  чисельно дорівнює відносній зміні швидкості ультразвукової хвилі, яка спричинена одиничним напруженням.

У загальному, тензор відносної зміни швидкості при лінійній залежності від довільного зовнішнього зусилля можна записати у вигляді:

$$\Delta c_{nu} = Q_{iklm} \sigma_{lm} . \quad (2.46)$$

де  $Q_{iklm}$  – тензор четвертого рангу акустопружних коефіцієнтів.

Очевидно, що його компоненти характеризують відносну зміну швидкості відповідного типу хвилі при напруженнях.

У найпростішому випадку одноосного розтягу (стиску) між відносною зміною швидкості та часу  $\tau_{nu}$  має місце співвідношення:

$$\Delta c_{nu} + \Delta c_{nu} \Delta \tau_{nu} = \frac{\Delta l}{l_0} - \Delta \tau_{nu} . \quad (2.47)$$

Узагальнюючи (2.47), запишемо:

$$\Delta c_{nu} + \Delta c_{nu} \Delta \tau_{nu} = E_{nu} - \Delta \tau_{nu} , \quad (2.48)$$

де  $E_{nu}$  – тензор модуля пружності.

Із (2.47) та (2.48) робимо висновок, що  $\Delta c_{nu}$  та  $\Delta \tau_{nu}$  не є симетричними. Якщо знехтувати малим доданком в (2.36),  $\Delta c_{nu} \Delta \tau_{nu}$ , то отримаємо:

$$\Delta c_{nu} \cong E_{nu} - \Delta \tau_{nu} . \quad (2.49)$$

Перейдемо до індексів координатних осей. У випадку двоосного напруженого стану з (2.44)-(2.49) отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{xx} + \sigma_{zz} &= \frac{1}{Q_{xx}} \Delta c_{yy} \\ \sigma_{zz} - \sigma_{yy} &= \frac{1}{Q_{xz} - Q_{xy}} (\Delta c_{yz} - \Delta c_{yx}) \end{aligned} \right\} . \quad (2.50)$$

де  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$  – напруження в металі стінки труби, напрямки яких співпадають із координатними осями, які орієнтовані з головними напрямками ортотропії;  $\Delta c_{yy}$ ,  $\Delta c_{yz}$ ,  $\Delta c_{yx}$  – зміна швидкостей поширення ультразвукової хвилі.

$1/Q_{xx}$  виражається через пружні коефіцієнти:

$$\frac{1}{Q_{xx}} = \frac{\mu(\lambda + 2\mu)(3\lambda + 2\mu)}{(\mu l - \lambda m) - \lambda(\lambda + 2\mu)} , \quad (2.51)$$

де  $l, m$  – коефіцієнти Мурнагана.

Вважаючи, що ми використовуємо три типи хвиль, запишемо (2.50) і (2.51) у вигляді:

$$\begin{aligned}\sigma_{xx} - \sigma_{yy} &= \left( \frac{C_{xx} - C_{x0}}{C_0} - \frac{C_{yy} - C_{y0}}{C_0} \right) A, \\ \sigma_{xx} - \sigma_{yy} &= \left( \frac{C_{xx} - C_{x0}}{C_0} + \frac{C_{yy} - C_{y0}}{C_0} \right) B, \\ A &= \frac{8\mu^2}{4\mu + l}, \quad B = \frac{6K_0\mu}{2m - (\lambda - 2\mu)\left(1 + \frac{l}{4\mu}\right)}, \\ C_{x0} &= C_0 + \varepsilon_x, \quad C_{y0} = C_0 + \varepsilon_y,\end{aligned}\tag{2.52}$$

де  $C_{xx}, C_{yy}$  – вимірні швидкості поперечних хвиль, поляризованих вздовж координатних осей;  $C_{x0}, C_{y0}$  – початкові швидкості поперечних хвиль із врахуванням анізотропії;  $C_0$  – початкова швидкість поперечних хвиль без врахування анізотропії;  $K_0$  – модуль об'ємної пружності;  $\lambda, \mu$  – постійні Ламе;  $a, b, c$  – постійні Мурнагана;  $\varepsilon_x, \varepsilon_y$  – добавки до швидкостей поперечних хвиль, викликані початковою анізотропією в ненавантаженому металі труби.

Для стінок труби (2.52) буде відповідати поздовжнім і кільцевим напруженням.

Для реалізації (2.52) при визначенні залишкових напружень необхідно знати початкові швидкості поперечних хвиль  $C_0, C_{x0}, C_{y0}$ , властивості середовища та значення швидкостей хвиль при дії напруження. При цьому як початкову швидкість ультразвукової хвилі, відносно якої шукається значення невідомих, вибрано  $C_0$ , яка визначається так:

$$\begin{aligned}C_0 &= \frac{C_{x0} + C_{y0} - \varepsilon_{tx} - \varepsilon_{ty}}{2 - \chi} - \frac{\gamma \cdot \chi \cdot C_l}{2 - \chi}, \\ \chi &= \frac{(\lambda + 2\mu) \left[ 2b - (\lambda - 2\mu) \left( 1 + \frac{c}{4\mu} \right) \right]}{2b(a + b) - \lambda(2\lambda + 4\mu + 2b + c)}, \quad \gamma = \frac{C_0}{C_{l_0}},\end{aligned}\tag{2.53}$$

де  $C_l, C_{l_0}$  – швидкості поздовжних ультразвукових хвиль у напруженому та ненапруженому стані відповідно.

Визначити коефіцієнти  $A$  і  $B$  можна двома шляхами. Перший, коли коефіцієнти  $A$ ,  $B$ ,  $\gamma$ ,  $\varepsilon_{tx}$ ,  $\varepsilon_{ty}$  в (2.52) повинні визначатись експериментально на зразках, виготовлених із того ж матеріалу, що і досліджуваний об'єкт. Їх можна піддати визначеному навантаженню для вимірювання значень головних напружень  $\sigma_{xx}$  та  $\sigma_{yy}$ . Тоді отримаємо:

$$A = \frac{\sigma_{33} - \sigma_{22}}{\frac{\Delta C_{xx}}{C_{x0}} - \frac{\Delta C_{yy}}{C_{y0}}}, \quad B = \frac{\sigma_{33} + \sigma_{22}}{\frac{\Delta C_{xx}}{C_{x0}} + \frac{\Delta C_{yy}}{C_{y0}}}, \quad D = \frac{\sigma_{33} + \sigma_{22}}{\frac{\Delta C_l}{C_{l_0}}}, \quad \chi = \frac{D}{B},$$

$$\Delta C_{xx} = C_{xx} - C_{x0}, \quad \Delta C_{yy} = C_{yy} - C_{y0}, \quad \Delta C_l = C_l - C_{l_0}, \quad (2.54)$$

$$C_0 = \frac{C_{l_0}}{\Delta C_l} (\Delta C_{yy} + \Delta C_{xx}), \quad \varepsilon_x = C_{xx} - C_0, \quad \varepsilon_y = C_{yy} - C_0.$$

Отже, формула (2.52) дозволяє визначити двохосні напруження в металі при умові, що коефіцієнти  $A$ ,  $B$ ,  $\gamma$ ,  $\varepsilon_{tx}$ ,  $\varepsilon_{ty}$  обчислені за допомогою (2.54). Швидкості поширення ультразвукових поперечних хвиль  $C_{xx}$ ,  $C_{yy}$ ,  $C_{x0}$ ,  $C_{y0}$  можна знайти, лише знаючи геометричні розміри зразка (пройдений шлях ультразвуком). Даний варіант досить простий і точний, якщо врахувати можливість використання зразків із досліджуваного матеріалу. Такий підхід можна застосувати лише в умовах лабораторних досліджень. Знаючи геометричні розміри зразків (товщину, ширину і довжину), ми можемо визначити швидкості поширення хвиль вздовж ортотропних осей.

Швидкість поширення ультразвукових хвиль буде дорівнювати:

$$c_r = \frac{d}{\tau_r}, \quad (2.55)$$

де  $d$  – товщина зразка,  $\tau_r$  - час поширення ультразвуку.

В умовах експлуатації АГНКС піддати технологічний трубопровід обв'язки компресорної станції руйнуванню для вирізання зразка не припустимо. З іншого боку, даний метод не дозволяє точно визначити головні напруження через нерівномірність товщини стінок трубопроводу, а також при існуванні в досліджуваному об'єкті температурного поля, яке має місце в стінках технологічних трубопроводів АГНКС, оскільки швидкість поширення ультразвукових хвиль

залежить від температури. Тому в експлуатаційних умовах визначити швидкість поширення ультразвуку є проблемною, оскільки апаратним способом ми визначаємо високоточно час проходження ультразвукових хвиль через стінку металу або частоту рециркуляції.

Запропоновано новий підхід визначення головних напружень за допомогою ультразвукового методу, який реалізований розробленим пристроєм (додаток Б). В запропонованому методі для визначення коефіцієнтів  $A$  і  $B$  використовуємо зміни параметрів трубних сталей з допомогою тензометричних вимірювань [52].

У трубопроводах обв'язки компресора завжди є можливість підвищення тиску газу від нульового значення до максимального. Внаслідок такої зміни внутрішнього тиску газу буде змінюватися величина напружень та деформацій у стінках трубопроводу. Величину деформації при визначених значеннях тиску газу можна визначити за допомогою тензометричного методу контролю в напрямку двох осей:  $Ox$  та  $Oy$ . Зміну напруження в стінці трубопроводу, що відповідає значенням виміряної тензометричним методом деформації, одночасно визначаємо за допомогою ультразвукового методу. Враховуючи, що трубопровід, внаслідок протікання по ньому стисненого газу, знаходиться в температурному полі, вимірюємо значення температури і відповідний їм час проходження ультразвуку через стінку труби зразу після закінчення подачі газу в трубопровід, коли напружень від тиску та руху газу немає.

Таким чином, отримаємо декілька значень виміряного часу проходження поперечної ультразвукової хвилі та, відповідно, значень деформацій та температур.

При проведенні вимірювань НДС металу труб ультразвуковим методом інформаційним параметром виступає час, за який поперечна хвиля проходить товщину труби. Тому запишемо (2.52) як залежність напруження від виміряного часу проходження ультразвуку в металі стінки труби:

$$\begin{aligned}\sigma_{xx} - \sigma_{yy} &= \left( \frac{T_{xx} - T_{x0}}{T_0} - \frac{T_{yy} - T_{y0}}{T_0} \right) A, \\ \sigma_{xx} + \sigma_{yy} &= \left( \frac{T_{xx} - T_{x0}}{T_0} + \frac{T_{yy} - T_{y0}}{T_0} \right) B,\end{aligned}\quad (2.56)$$

$$T_{x0} = T_0 + \varepsilon_{tx}, \quad T_{y0} = T_0 + \varepsilon_{ty}, \quad T_{xx} = T_{x0} + \varepsilon_{\theta}, \quad T_{yy} = T_{y0} + \varepsilon_{\theta},$$

де  $T_{x0}, T_{y0}$  – вимірний час проходження ультразвуковими поперечними хвилями, які поляризовані вздовж координатних осей;  $T_{xx}, T_{yy}$  – час проходження ультразвуку в навантаженому металі без врахування температури;  $T_{x0}, T_{y0}$  – час проходження поперечними хвилями в ненавантаженому металі труби, які поляризовані в напрямку координатних осей;  $T_0$  – час проходження поперечної хвилі без врахування анізотропії;  $\varepsilon_{tx}, \varepsilon_{ty}$  – добавки до часу поширення поперечних хвиль, викликаного початковою анізотропією до моменту виникнення напружень у металі труби;  $\varepsilon_{\theta}$  – добавка до часу поширення поперечних хвиль, викликана температурним полем.

Для визначення часу  $T_0$  скористаємось залежностями (2.56), зробивши відповідні заміни швидкості поширення на час:

$$\begin{aligned}T_0 &= \frac{T_{x0} + T_{y0} - \varepsilon_{tx} - \varepsilon_{ty}}{2 - \chi} - \frac{\gamma \cdot \chi \cdot T_l}{2 - \chi}, \\ \chi &= \frac{(\lambda + 2\mu) \left[ 2b - (\lambda - 2\mu) \left( 1 + \frac{c}{4\mu} \right) \right]}{2b(a + b) - \lambda(2\lambda + 4\mu + 2b + c)}, \quad \gamma = \frac{T_0}{T_{l_0}},\end{aligned}\quad (2.57)$$

де  $T_l$  – час проходження повздовжньою ультразвуковою хвилею в напруженому металі стінки труби,  $T_{l_0}$  – час проходження повздовжньою ультразвуковою хвилею товщини стінки труби до моменту виникнення напружень.

Коефіцієнти  $A, B, \gamma, \varepsilon_{tx}, \varepsilon_{ty}$  в (2.56) та (2.57) визначимо аналогічно (2.55), зробивши відповідні заміни швидкості ультразвуку на час проходження:

$$A = \frac{\sigma_{33} - \sigma_{22}}{\frac{\Delta T_{xx}}{T_{x0}} - \frac{\Delta T_{yy}}{T_{y0}}}, \quad B = \frac{\sigma_{33} + \sigma_{22}}{\frac{\Delta T_{xx}}{T_{x0}} + \frac{\Delta T_{yy}}{T_{y0}}}, \quad D = \frac{\sigma_{33} + \sigma_{22}}{\frac{\Delta T_l}{T_{l0}}}, \quad \chi = \frac{D}{B},$$

$$\Delta T_{xx} = T_{xx} - T_{x0}, \quad \Delta T_{yy} = T_{yy} - T_{y0}, \quad \Delta T_l = T_l - T_{l0}, \quad (2.58)$$

$$T_0 = \frac{T_{l0}}{\Delta T_l} (\Delta T_{yy} + \Delta T_{xx}), \quad \varepsilon_x = T_{xx} - T_0, \quad \varepsilon_y = T_{yy} - T_0, \quad \varepsilon_\theta = T_{x\theta} - T_0.$$

За допомогою тензодавачів визначається величина напружень для даного металу трубопроводу через деформації при зміні тиску газу в трубопроводі [78]:

$$\sigma_{xx} = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_{xx} + \mu \varepsilon_{yy}), \quad \sigma_{yy} = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_{yy} + \mu \varepsilon_{xx}). \quad (2.59)$$

Зробивши перетворення, отримуємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{xx} - \sigma_{yy} &= \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy} + \mu (\varepsilon_{yy} - \varepsilon_{xx})) \\ \sigma_{xx} + \sigma_{yy} &= \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \mu (\varepsilon_{yy} + \varepsilon_{xx})) \end{aligned} \right\}. \quad (2.60)$$

Прирівнявши рівняння (2.60) і (2.58), визначаємо коефіцієнти пружності без використання зразків у експлуатаційних умовах, враховуючи властивості досліджуваного металу труб і вплив температурного поля.

## Висновки до розділу

1. Проведена класифікація навантажень, які діють на технологічні трубопроводи АГНКС, їх градація, а також встановлені чинники, що характеризують умови навантаження. Доказано, що за результатами контролю необхідно враховувати сукупність граничних станів, зокрема при підвищеній вібрації трубопроводів велика вага динамічних зусиль від руху газу та розбалансування руху поршнів в сумарних напруженнях технологічних трубопроводів.

2. Показано, що технологічні трубопроводи АГНКС піддаються дії статичних і динамічних навантажень. Статичні напруження виникають, як залишкові при будівельно-монтажних роботах, а також внаслідок нерівномірного просідання фундаментів під технологічними вузлами, температурних впливів. Динамічні навантаження виникають внаслідок хвильових процесів руху газу в технологічних трубопроводах і найбільш небезпечні у випадку резонансу за рахунок відношення прямої і відбитої хвиль.

3. Доказано, що динамічні зусилля, які виникають у трубопроводах, мають періодичний характер і викликають вібрацію всієї системи через зміну амплітуди коливань газу, в результаті чого енергія коливань переходить у механічну.

4. Розроблена методика визначення статичних напружень без використання зразків металу технологічних трубопроводів АГНКС, так як виготовлення їх із труб, які є в експлуатації недопустимо. В даній методиці використовується зміна часу поширення ультразвуку при різних тисках газу і одночасному визначенні змін деформацій металу. Це дало можливість градувати швидкість поширення ультразвуку для металу труб, які знаходяться тривалий час в експлуатації і як наслідок їх фізико-механічні властивості змінюються.

5. Розроблена й описана математична модель визначення сумарних статичних і динамічних напружень досліджуваного технологічного трубопроводу АГНКС. Доведено, що динамічні напруження, які виникають внаслідок руху стиснутого газу, мають форму зрізаної синусоїди, а максимальні напруження виникають при відношенні збуджуючої сили до частоти власних коливань технологічних трубопроводів  $\theta/\omega = 1,02$ . Показано, що динамічні напруження співрозмірні із величиною статичних напружень і їх визначення при розрахунках фактичного НДС технологічних трубопроводів є необхідною умовою.

6. Доказано, що динамічні напруження залежать від тиску газу і розподіляються по довжині трубопроводу і мають максимальне значення відповідно до дії зовнішніх сил.



7. Проведено моделювання акустичного поля чутливого елемента ПЕП в дальній зоні при зміні форми зондуючого імпульсу за методом Фредхольма для інтегральних рівнянь з використанням функцій Бесселя першого порядку.

Даний підхід дозволяє вибрати оптимальні геометричні розміри чутливого елемента на етапі його проектування, що суттєво зменшує час розробки ПЕП. Для розробленого ПЕП даний підхід дозволяє добитись максимально ефективного розподілу акустичного поля, а також регулювання його форми в залежності від умов проведення контролю. Це в свою чергу зменшує спотворення луносигналу ПЕП і тим самим зменшується похибка при його обробці вторинним пристроєм.

8. Доказано, що найбільш оптимальним для контролю швидкості поширення ультразвуку в стінках технологічних трубопроводів АГНКС є ПЕП резонансного типу з частотою коливань 5 МГц, У-зрізу, з розміром пластини 5 мм.

## РОЗДІЛ 3

# РОЗРОБКА ПРИСТРОЮ КОНТРОЛЮ НАПРУЖЕНО – ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВІДІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

### 3.1. Дослідження ультразвукових перетворювачів

#### 3.1.1. Вибір матеріалів п'єзоперетворювача

На даний час відомо багато видів п'єзоелектричних матеріалів, які використовуються для виготовлення основного вузла ультразвукових первинних перетворювача - п'єзоелементів. Вибір матеріалу п'єзоелемента дозволяє не тільки краще визначити основні технічні характеристики первинного перетворювача, такі як: форма імпульсу, частота, просторовий розподіл випромінювання, але й допомагає краще оцінити характер його роботи в конкретних умовах проведення контролю, наприклад, оцінити коефіцієнти поглинання ультразвукової хвилі матеріалом ОК та відбиття від його поверхні. Класифікація п'єзоелектричних матеріалів, виходячи з їх основних електричних та акустичних характеристик приведена на рис. 3.1.

Полярні п'єзоелектрики характеризуються наявністю власної електричної поляризації, що існує при відсутності зовнішнього механічного зусилля чи електричного поля. Дана властивість визначає їх високі п'єзоелектричні властивості. Найбільшого застосування для виготовлення п'єзоелемента знайшли сегнетоелектрики, так як їх п'єзоелектричні властивості є найкращими. Так у титанату барію величина п'єзомодуля складає  $189 \cdot 10^{-12}$  Кл/Н, у ЦТС-5 -  $274 \cdot 10^{-12}$  Кл/Н, для порівняння, у сульфату літію  $16,3 \cdot 10^{-12}$  Кл/Н, а у кварцу  $2,3 \cdot 10^{-12}$  Кл/Н [30].

Хоча основні акустичні характеристики полярних діелектричних матеріалів є на порядок вищі, аніж неполярних, проте вони мають ряд недоліків, які обмежують їх використання для контролю металу стінок технологічних трубопроводів АГНКС,

а саме: сильна нерівномірна залежність їх п'єзоелектричних властивостей від температури, великі діелектричні та механічні втрати, нестабільність п'єзоелектричних параметрів, що обмежує їх використання для високоточних вимірювань швидкості ультразвуку для вказаних вище цілей. Такі недоліки відсутні у неполярних п'єзоелектриків.

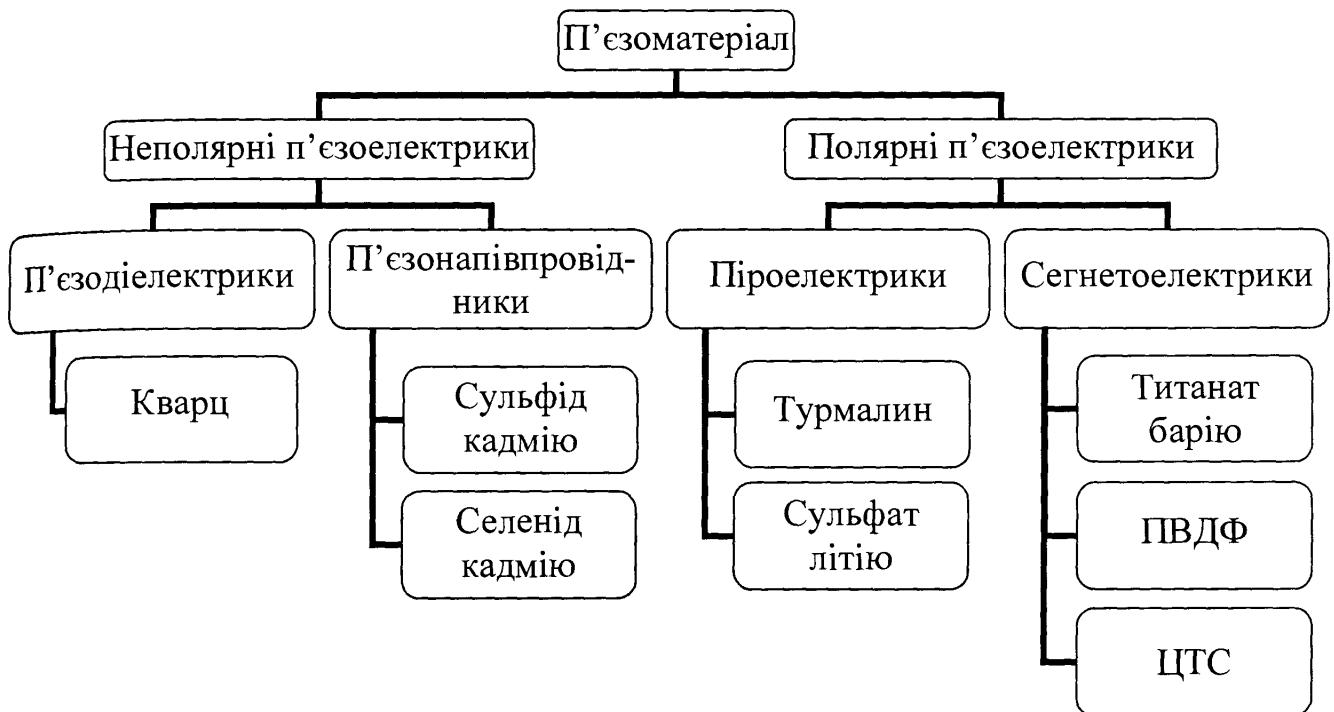


Рис. 3.1. Класифікація п'єзоматеріалів для ультразвукового первинного перетворювача.

Неполярні п'єзоматеріали поділяються на напівпровідникові та п'єзодіелектрики. Недоліком п'єзонапівпровідникових матеріалів є їх фоточутливість – зміна п'єзоелектричних характеристик при освітленні, наявність вільних носіїв заряду стає причиною виникнення додаткового електричного поля, яке спричинює додаткову деформацію.

Великі шумові та вібраційні завади обмежують використання вищевказаних матеріалів. Використання кварцу, в залежності від напрямку зрізу кристалу X-Y,

дозволяє випромінювати відповідно поздовжню і поперечну хвилі. Незважаючи на низьку чутливість кварцу, його успішно можна використовувати для збудження поперечних хвиль при нормальному положенні перетворювача до поверхні ОК.

Великий вплив на роботу п'єзоелемента має металічний електрод, який покриває його поверхню. Матеріал електроду повинен підбиратися з врахуванням акустичних та фізичних характеристик матеріалу п'єзоелемента, відповідати таким вимогам, як: міцність припаювання, стабільність роботи в заданих умовах проведення контролю, адгезії з матеріалом п'єзоелемента, добротності п'єзоелемента, форми акустичного поля. Найкраще для п'єзоелемента, виготовленого з кварцу, підходить срібло, так як даний матеріал задовольняє всі вище перераховані вимоги.

Не менш важливу роль у роботі первинного перетворювача відіграє механічний демпфер, який подавляє інерційні властивості п'єзоелемента. Матеріал демпфера повинен мати характеристичний імпеданс, який повинен дорівнювати хвильовому опору п'єзоелемента, та великий коефіцієнт загасання для проходження ультразвукової хвилі. Конструктивно демпфер приклеюють до п'єзоелемента для кращої механічної міцності. Матеріал клею, в свою чергу, понижує вхідний опір демпфера, а різні коефіцієнти теплового розширення матеріалів демпфера та п'єзоелемента обмежують температурний робочий діапазон первинного перетворювача.

На даний час найбільшого розповсюдження набули демпфери, виготовлені з композитних матеріалів, які складаються з розсіювачів та зв'язуючого компоненту. Матеріалом розсіювачів виступають порошки тяжких металів та їх окислів, а в якості зв'язуючого компоненту - епоксидні смоли або компаунди. Перевагами використання композитних матеріалів для виготовлення демпфера є великий коефіцієнт поглинання звуку, можливість точного вибору характеристичного опору. На відміну від інших демпферів, які потрібно приклеювати до п'єзоелемента, дані демпфери можна отримувати безпосереднім затвердінням їх на матеріалі п'єзоелемента.

Кращі властивості демпферів отримують шляхом виготовлення їх зі змінними по довжині акустичними властивостями: максимальним характеристичним опором біля поверхні п'єзоелемента і мінімальною швидкістю звуку та густиною на протилежному кінці демпфера [60]. Недоліком такого підходу до виготовлення демпферів є те, що коефіцієнт відбиття ультразвукової хвилі по всій довжині демпфера залежить від плавності зміни його акустичних властивостей.

Для отримання потрібного вхідного імпедансу було запропоновано помістити між демпфером та п'єзоелементом набір додаткових шарів інших матеріалів для узгодження імпедансу п'єзоелементу та вхідного опору демпфера. Недоліком такого підходу є те, що при цьому може змінитися тривалість коротких пружних сигналів, так як потрібно визначений час на встановлення інтерференційної картини всередині демпфера.

Тому найкращі характеристики демпфера, який використовується з п'єзоелементом, виготовленим із кварцу, має композитний матеріал, який складається з 95% вольфраму та 5% фенопласту як зв'язуючий компонент. Характеристичний опір такого матеріалу дорівнює  $15,2 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^3$  [30].

Для захисту п'єзоелемента від стирання та механічних пошкоджень при проведенні контролю застосовують протектори – проміжний шар між п'єзоелементом та ОК, виготовлений із твердого матеріалу. Матеріал протектора має великий вплив на формування форми ультразвукових хвиль, що випромінюються в об'єкт контролю, та величини коефіцієнта відбиття на границі розділу п'єзоелемент – протектор. Тому матеріал протектора повинен мати велику швидкість поширення ультразвуку, а також велику зносостійкість. Матеріалом протектора на частотах 1-10 МГц, як правило, є різні тверді сплави берилію та полімерні плівки. Недоліками полімерних плівок є мала швидкість поширення в них ультразвуку.

### **3.1.2. Дослідження імпульсного режиму роботи перетворювача**

Основним вузлом при дослідженні фізико-механічних характеристик матеріалів ультразвуковим методом є п'єзоелектричний перетворювач (ПЕП). Необхідні

параметри вторинних приладів, в основному, визначаються параметрами перетворювача [56].

При дослідженні ПЕП вхідними даними є механічні, електромеханічні й електричні характеристики використаних матеріалів при заданих умовах застосування перетворювача. Необхідно також знати ресурс роботи і зміну характеристик матеріалів у процесі експлуатації ПЕП. У багатьох випадках потрібно проводити коригування параметрів вторинних приладів у процесі експлуатації системи контролю, відповідно до зміни характеристик перетворювача. Тому необхідно досліджувати режим роботи ПЕП.

Застосування відомої теорії роботи ПЕП при збудженні його неперервним імпульсом вимагає коригування окремих його параметрів при роботі в імпульсному режимі, зокрема це відноситься до амплітудно-частотної характеристики [28].

Існує два підходи з метою визначення амплітудно-частотної характеристики ПЕП. Метод хвильового рівняння вимагає вирішення системи алгебраїчних рівнянь, отриманих із граничних умов [31]. Більш раціональним є використання методу, який описує поширення пружних акустичних хвиль за допомогою використання еквівалентних схем перетворювача, зокрема схеми електричних аналогів ПЕП. Перевага даного методу полягає в тому, що замінюють розв'язок хвильових рівнянь з заданими граничними умовами на електричну схему і на подальший аналіз її роботи з використанням добре розробленої теорії електротехніки.

Для розрахунку амплітудно-частотної характеристики ПЕП у режимі приймання використаємо електричну схему-аналог у вигляді шестиполюсника з зосередженими постійними, на одній парі затискачів яких реєструються в режимі приймання та задаються в режимі випромінювання електричні величини, а на другій парі - механічні [76].

При роботі ПЕП на одностороннє навантаження (наприклад, при закріпленні його на звукопровід) зусилля на вільній його поверхні відсутнє, тому розрахунок електричної схеми-аналогу при холостому ході буде описувати режим випромінювання ПЕП, а розрахунок короткого замикання схеми-аналогу – режим приймання.

Приймаємо, що ПЕП у режимі випромінювання збуджується коротким імпульсом відомої амплітуди  $U_{вип}$ , а в режимі приймання відомим є сигнал на його вході  $F_0$ . Електричні сигнали на вході ПЕП характеризуються напругою  $U$  та силою струму  $I$ ; акустичні – силою  $F$  та коливальною швидкістю  $V$ . Робота ПЕП повністю описується законом Кірхгофа, якщо прийняти, що аналогами є, згідно з першою системою електромеханічних аналогів,  $F \rightarrow U$ ,  $V \rightarrow I$ , а механічний імпеданс  $z$  відповідає електричному  $Z$  [31]. Схема-аналог зображена на рис. 3.2, електричні параметри якої будуть такими:

$$Z_k = z_k S, \quad Z_{ш} = z_{ш} S, \quad Z_в = z_в S, \quad Z_д = z_д S, \quad K_u = \frac{e_{11} S}{l_k}, \quad C_0 = \frac{\varepsilon_{11}^u S}{l_k}, \quad (3.1)$$

де  $S$  – площа поверхні п'єзопластини;  $z_k$ ,  $z_д$ ,  $z_{ш}$ , – відповідно імпеданси п'єзоелементу, демпфера та узгоджувального шару;  $z_в$ , – вхідний імпеданс (матеріалу об'єкту контролю);  $K_u$  – коефіцієнт електромеханічної трансформації;  $e_{11}$  – п'єзопостійна;  $\varepsilon_{11}^u$  – діелектрична проникність п'єзоматеріалу;  $l_k$  – товщина п'єзопластини. Наведена схема-аналог містить електромеханічний трансформатор, який відображає зв'язок між механічною силою й електричною напругою п'єзоперетворювача. Коливальні швидкості  $V_1$ ,  $V_3$  та сили  $F_1$ ,  $F_2$  відповідають наявності у п'єзоперетворювача двох акустично активних поверхонь.

Розглянемо режим випромінювання ПЕП.

Визначимо вхідний імпеданс шару, який навантажений на зовнішнє середовище (епоксидна смола) з метою визначення коливальної швидкості на виході випромінювача. Для цього імпеданс виразимо через вторинні коефіцієнти:

$$Z_{вх} = Z_{ш} \frac{Z_в \cos x_{ш} + j Z_{ш} \sin x_{ш}}{Z_{ш} \cos x_{ш} + j Z_в \sin x_{ш}}. \quad (3.2)$$

Коефіцієнт передачі узгоджувального шару по коливальній швидкості в режимі короткого замикання (затискачі 3-3' замкнуті) є таким:

$$K_v = \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\cos x_{ш} + j \frac{Z_в}{Z_{ш}} \sin x_{ш}}, \quad (3.3)$$

а  $Z_в$  і  $K_v$  можна визначити за допомогою схеми – аналогу.

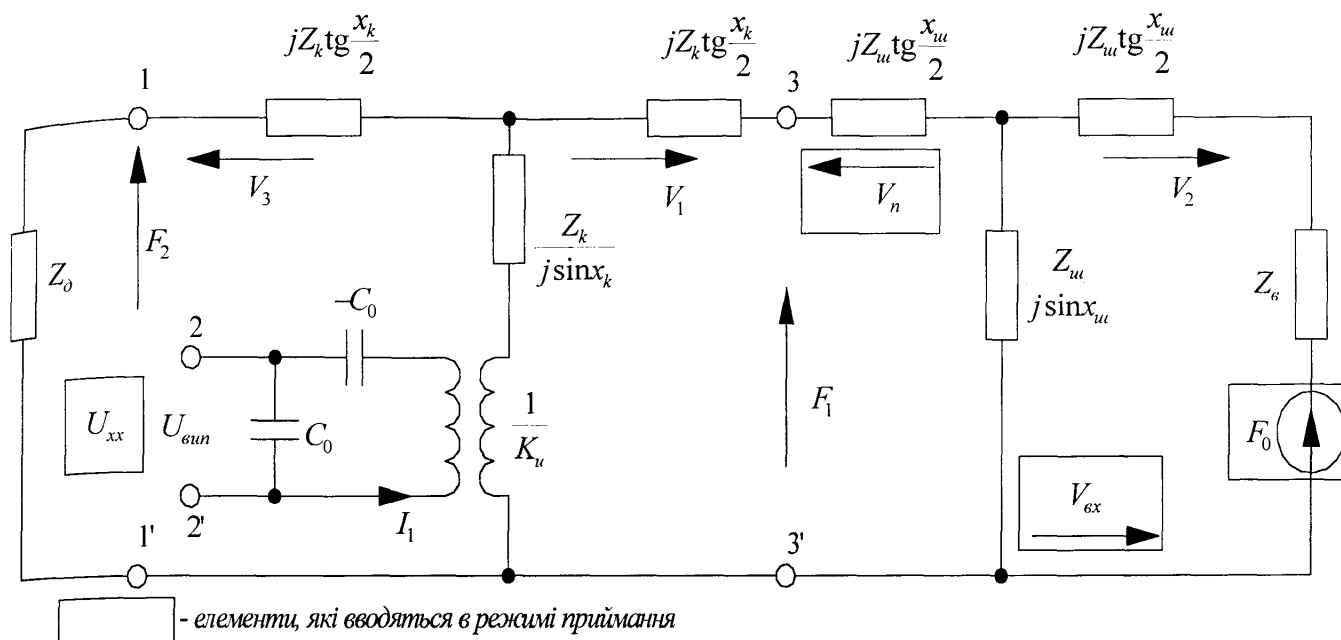


Рис. 3.2. – Схема – аналог первинного перетворювача в режимі випромінювання та в режимі приймання:

$x_k = (\omega c_k) l_k$ ,  $x_u = (\omega c_u) l_u$  – хвильові аргументи;  $c_k$ ,  $c_u$  – швидкість ультразвуку в п'єзоматеріалі та узгоджувальному шарі;  $l_u$  – товщина узгоджувального шару;  $U_{вин}$  – напруга збуджуючого імпульсу;  $U_{xx}$  – напруга холостого ходу;  $F_0 = P \cdot S$  – джерело електрорушійної сили;  $P$  – акустичний тиск відбитої ультразвукової хвилі на границі розділу двох середовищ поверхня досліджуваного об'єкту – узгоджувальний шар;  $F_1$ ,  $F_2$  – електрорушійні сили на вході та виході п'єзоперетворювача.

Коливальну швидкість  $V_1$  для п'єзопластини, що навантажена демпфером та  $Z_{ex}$ , визначимо за допомогою методу контурних струмів. Для спрощення розрахунків наведемо еквівалентну схему (рис. 3.3) контуру, що містить трансформатор (рис. 3.3а) [75].

Електричні параметри  $Z_1$  та  $Z_2$  будуть відповідно дорівнювати:

$$Z_1 = \frac{1}{j\omega \cdot C_0} \left( 1 - \frac{1}{K_u} \right), \quad Z_2 = \frac{K_u}{j\omega \cdot C_0}, \quad (3.4)$$



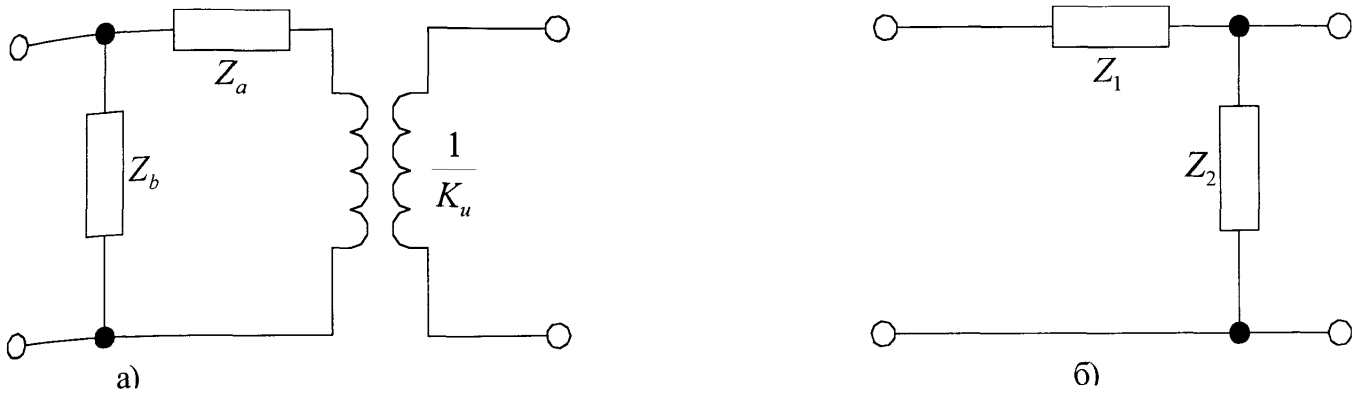


Рис. 3.3. – Еквівалентна схема електричної частини п'єзоелементу.

$$V_1 = - \frac{\left( Z_\partial + jZ_k \operatorname{tg} \frac{x_k}{2} \right) Z_2 \cdot U_{\text{вн}} \cdot \sin x_k}{\left( Z_{\text{ex}} + j2Z_k \operatorname{tg} \frac{x_k}{2} + Z_\partial \right) (Z_1 + Z_2) \left[ \cos x_k - Z_\partial \sin x_k + Z_2 \sin x_k \right] - Z_2^2} \quad (3.5)$$

$$F_1 = V_1 \cdot Z_{\text{ex}} \quad (3.6)$$

Коливальна швидкість  $V_2$  на виході п'єзопластини, враховуючи формули (3.3) і (3.6), буде дорівнювати:

$$V_2 = - \frac{1}{Z_{\text{ex}}} F_1 K_v \quad (3.7)$$

Розглянемо режим приймання акустичних хвиль.

У режимі приймання ми вводимо в схему-аналог (рис. 3.2) джерело електрорушійної сили  $F_0$ , що виникає в результаті прийняття ПЕП відбитої акустичної хвилі.

Нашою метою є визначення напруги холостого ходу  $U_{\text{хх}}$ . Для цього визначимо вхідний механічний опір  $Z_{\text{вм}}$  п'єзопластини, навантаженої на демпфер з боку узгоджувального шару, та вхідний механічний опір  $Z_{\text{вш}}$  узгоджувального шару, навантаженого на п'єзопластину:

$$Z_{\text{вм}} = Z_k \frac{Z_\partial \cos x_k + jZ_k \sin x_k}{Z_k \cos x_k + jZ_\partial \sin x_k}, \quad Z_{\text{вш}} = Z_{\text{ш}} \frac{Z_{\text{вм}} \cos x_{\text{ш}} + jZ_{\text{ш}} \sin x_{\text{ш}}}{Z_{\text{ш}} \cos x_{\text{ш}} + jZ_{\text{вм}} \sin x_{\text{ш}}} \quad (3.8)$$

Визначимо коливальні швидкості на вході приймача  $V_{\text{ex}}$  та п'єзопластини  $V_n$ :

$$V_{\text{ex}} = \frac{F_0}{Z_\partial + Z_{\text{вш}}}, \quad V_n = \frac{V_{\text{ex}}}{\cos x_{\text{ш}} + j(Z_{\text{вм}} Z_{\text{ш}}) \sin x_{\text{ш}}} \quad (3.9)$$

Використовуючи (3.9) та закони Кірхгофа, розрахуємо струм  $I_1$ :

$$I_1 = \frac{F_0 Z_k}{\cos x_k + jZ_\delta \sin x_k} \cdot \frac{1}{\cos x_{uu} + j \frac{Z_{\text{вм}}}{Z_{uu}} \sin x_{uu}} \cdot \frac{1}{K_u} \cdot \frac{1}{Z_\epsilon + Z_{\text{вuu}}} . \quad (3.10)$$

Визначимо  $U_{xx}$  як спад напруги на обкладках конденсатора:

$$U_{xx} = I_1 \frac{1}{j\omega \cdot C_0} . \quad (3.11)$$

За допомогою методу контурних струмів розрахуємо струм  $V_3$ , який чисельно дорівнює коливальній швидкості другої активної поверхні п'єзоперетворювача та напругу  $F_2$  на затискачах 1-1', як функцію струму  $V_3$  та імпедансу  $Z_\delta$ :

$$V_3 = \frac{F_0}{\cos x_{uu} + j \frac{Z_{\text{вм}}}{Z_{uu}} \sin x_{uu}} \cdot \frac{1}{Z_\epsilon + Z_{\text{вuu}}} \left( \frac{Z_k}{K_u (\cos x_k + jZ_\delta \sin x_k)} + 1 \right) , \quad (3.12)$$

$$F_2 = V_3 Z_\delta .$$

У результаті розрахунку електричної схеми-аналогу ми отримали в режимі випромінювання співвідношення між напругою збуджуючого імпульсу та силою  $F_1$  на виході п'єзопластини і коливальною швидкістю на поверхні досліджуваного об'єкту. В режимі приймання ми отримали залежності між напругою луносигналу, силою відбитої акустичної хвилі  $F_0$ , коливальною швидкістю та акустичною силою на другій поверхні п'єзопластини.

Отже, ми отримали різні результати в режимах випромінювання та приймання: при випромінюванні акустичний тиск пропорційний збуджуючій електричній напрузі, а при прийомі сила вхідного електричного струму пропорційна акустичному тиску, що діє на ПЕП.

Фізична інтерпретація вказаного вище полягає в наступному: акустична хвиля, що збуджується на поверхні п'єзопластини, відчуває послаблення в результаті проходження в проміжних середовищах ПЕП, матеріалі досліджуваного об'єкту, розсіюванні через відбиття від донної поверхні об'єкту, а також при перетворенні акустичного сигналу в електричний.

Всі ці чинники враховуються одним із важливих параметрів роботи приймача - його чутливістю по тиску в режимі холостого ходу  $\gamma_{xx}$ , що дорівнює відношенню зміни напруги на п'єзопластині до зміни вхідного сигналу, а саме:

$$\gamma_{xx} = \frac{U_{xx}}{P} = \frac{I_1}{j\omega \cdot C_0} \cdot \frac{S}{F_0}, \quad (3.13)$$

Тиск на вході в ПЕП можна визначити так [30]:

$$P = \rho_\epsilon \frac{d\varphi_\epsilon}{dt}, \quad (3.14)$$

де  $\rho_\epsilon$  – густина матеріалу досліджуваного об'єкту,  $\varphi_\epsilon$  – потенціал вхідного контуру.

Враховуючи, що потенціал  $\varphi_\epsilon$  пропорційний об'ємній швидкості  $(V_2 \cdot S) \cdot z_\epsilon$ , а також (3.14), отримаємо тиск на вході в приймач:

$$P \sim j\omega \cdot \rho_\epsilon \cdot V_2 \cdot S \cdot z_\epsilon = -\frac{j\omega \cdot \rho_\epsilon \cdot S \cdot z_\epsilon}{Z_{ex}} F_1 K_v. \quad (3.15)$$

Напругу холостого ходу  $U_{xx}$  виразимо через тиск  $P$  та чутливість приймача  $\gamma_{xx}$ :

$$U_{xx} = P \gamma_{xx} \sim -\frac{j\omega \cdot \rho_\epsilon \cdot S \cdot z_\epsilon}{Z_{ex}} F_1 K_v \cdot \frac{I_1}{j\omega \cdot C_0} \cdot \frac{S}{F_0}. \quad (3.16)$$

Побудуємо графік АЧХ акустичного тракту первинного перетворювача, в якого  $z_d = 7 \cdot 10^6$  Па·с м,  $z_{ш} = 11 \cdot 10^6$  Па·с м,  $S = 1.2 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $l_k = 0.5$  мм,  $l_{ш} = 10$  мм (рис. 3.4). Як чутливий елемент, використаємо кварц Y-зрізу квадратної форми з геометричними розмірами 10x10 мм. На осі  $Oy$  буде нормоване значення напруги холостого ходу  $U_{xx}$ , а на осі  $Ox$  - відношення частот  $\omega$  і резонансної частоти чутливого елемента  $\omega_0$ , яка дорівнює 5 МГц.

Отримана послідовність розрахунку дозволяє значно спростити процес проектування ультразвукового первинного перетворювача, а також підібрати відповідні матеріали демпфера, п'єзопластини та узгоджувального шару в відповідності до вхідного характеристичного імпедансу контрольованого типу матеріалу.

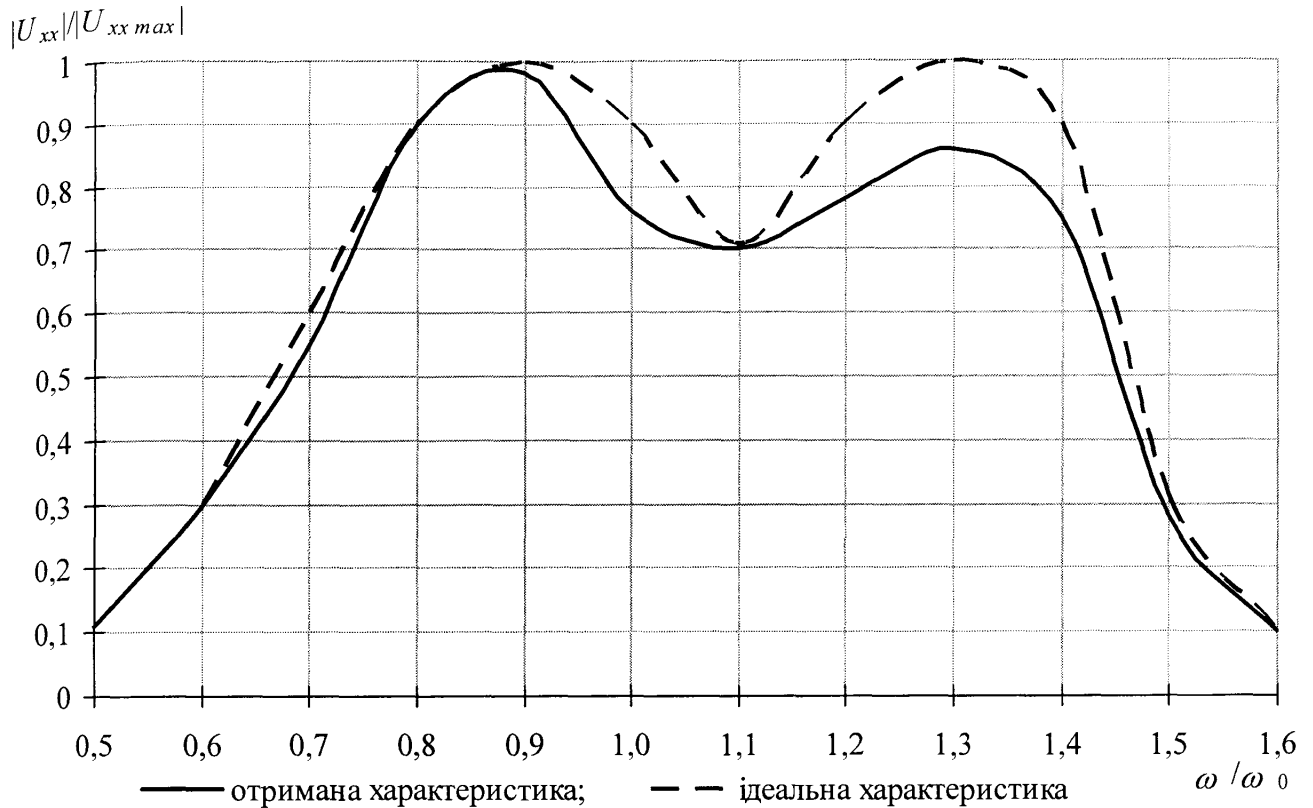


Рис. 3.4. – АЧХ тракту первинного перетворювача.

### 3.1.3. Розробка конструкції п'єзоперетворювача

Конструкція первинного перетворювача зображена на рис. 3.5. Відомо, що час поширення ультразвукових хвиль залежить від температури. Проведено градування швидкості ультразвуку від температури для даного давача, використовуючи зразок відомої товщини сталі марки Ст20.

Апроксимувавши отримані значення поліномом третього ступеня, отримаємо залежність:

$$c(\theta) = 3260 \left( 1 + 16.8 \cdot 10^{-6} (\theta - 20) + 14.2 \cdot 10^{-9} (\theta - 20)^2 + 4.7 \cdot 10^{-12} (\theta - 20)^3 \right), \quad (3.17)$$

де:  $c$  – швидкість ультразвуку,  $\theta$  – температура.

Графік залежності представлений на рис.3.6.

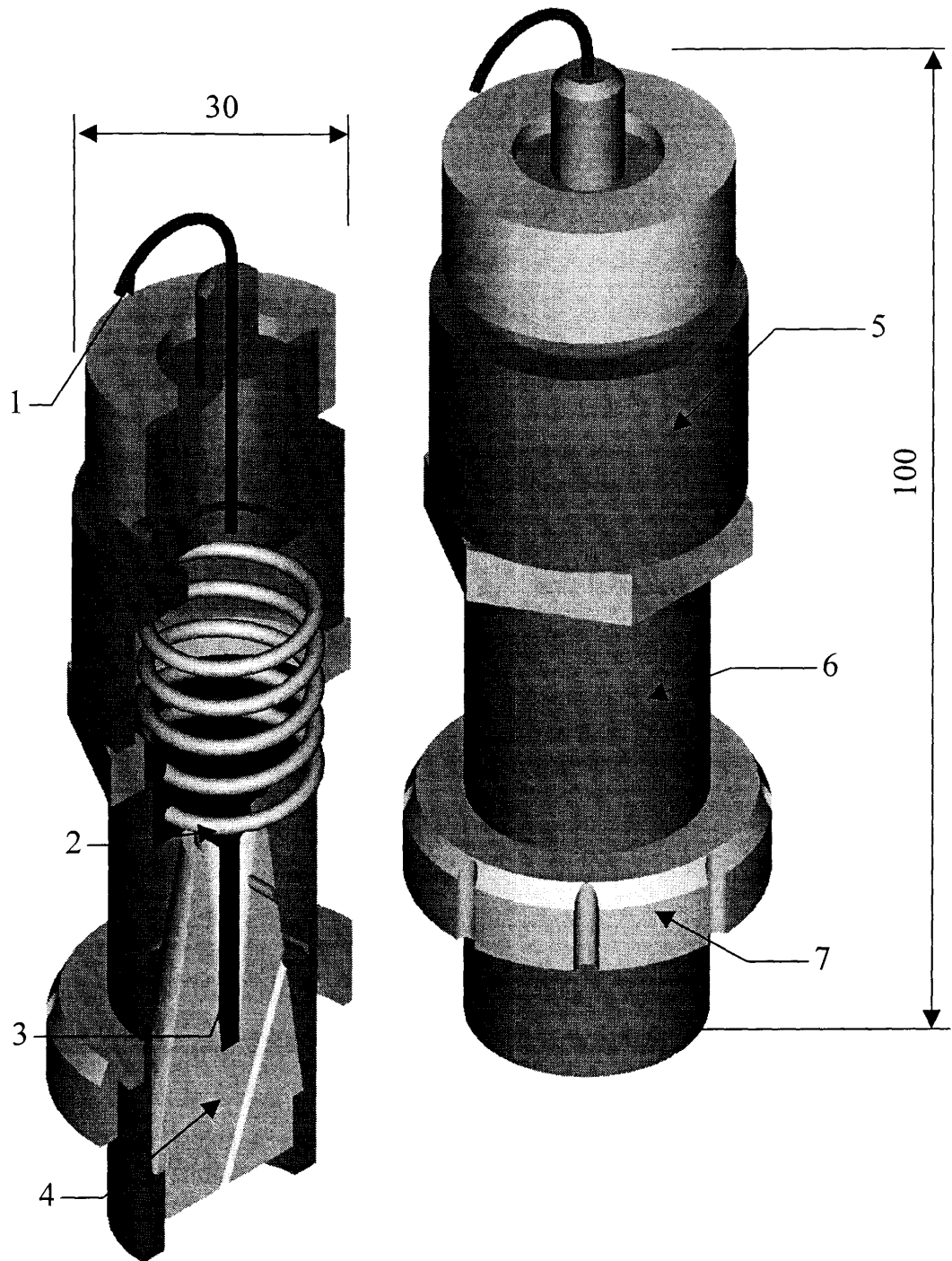


Рис. 3.5. – Конструкція ультразвукового первинного перетворювача

1 – з'єднувальний кабель, 2 – пружина, 3 – шток, 4 – демпфер, 5 – обойма, 6 – стакан, 7 – гайка

За допомогою залежності (3.17) та рис.(3.5) при проведенні натурних вимірювань можна визначити вплив, а отже виключити зміну швидкості поширення ультразвуку в металі від температури.

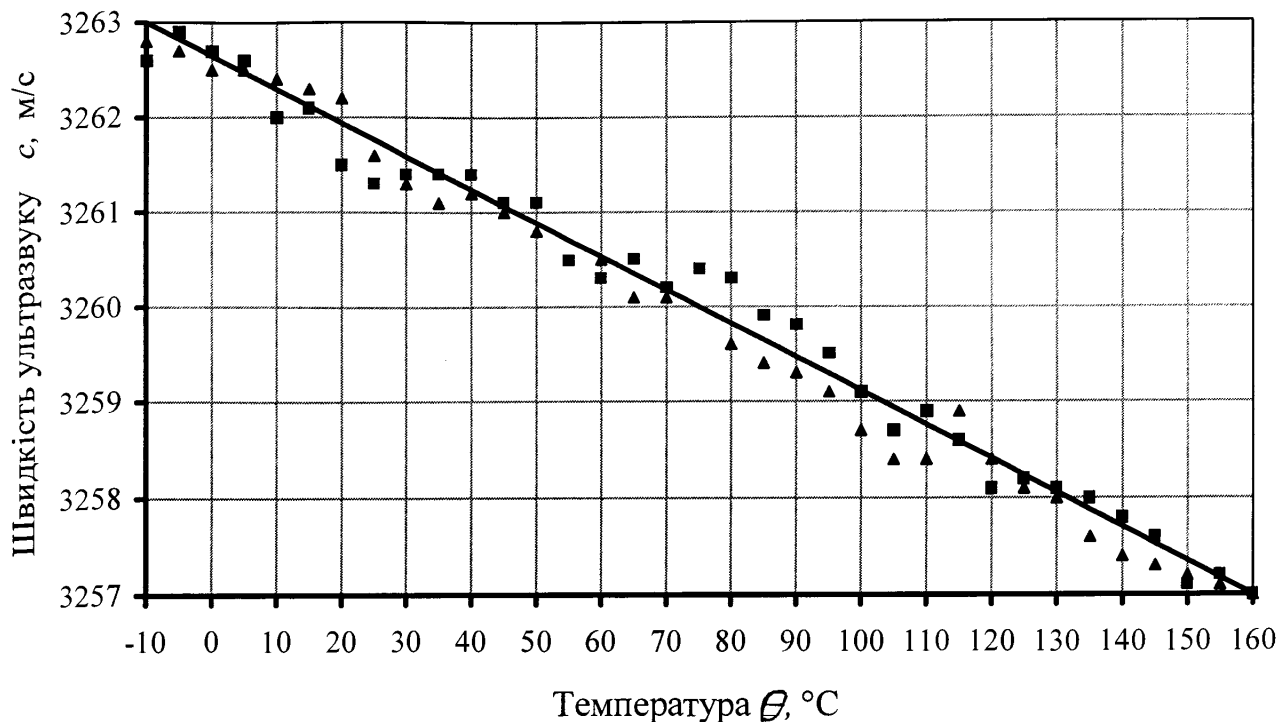


Рис. 3.6. – Залежність швидкості поширення ультразвуку в металі від температури.

### 3.1.4. Дослідження характеристики роботи акселерометра

Вибір оптимальних параметрів п'єзоакселерометра дозволяє підвищити його частотні характеристики і знизити розсіювання енергії. На зміну внутрішньої частоти п'єзоакселерометра значний вплив мають геометричні й фізичні проектні параметри акселерометра (інерційна маса, відношення товщини шарів: п'єзоелектричного до металічного, радіус п'єзоелектричної пластини та значення п'єзомодуля) [55].

Для визначення впливу вищесказаних параметрів розглянемо конструкцію чутливого елемента (ЧЕ) п'єзоакселерометра. ЧЕ представляє собою дві склеєні кільцеві пластини радіусами  $r_1$  і  $r_2$ , закріплені в корпусі давача по внутрішньому радіусу, що дорівнює  $r_0$  (рис. 3.7).

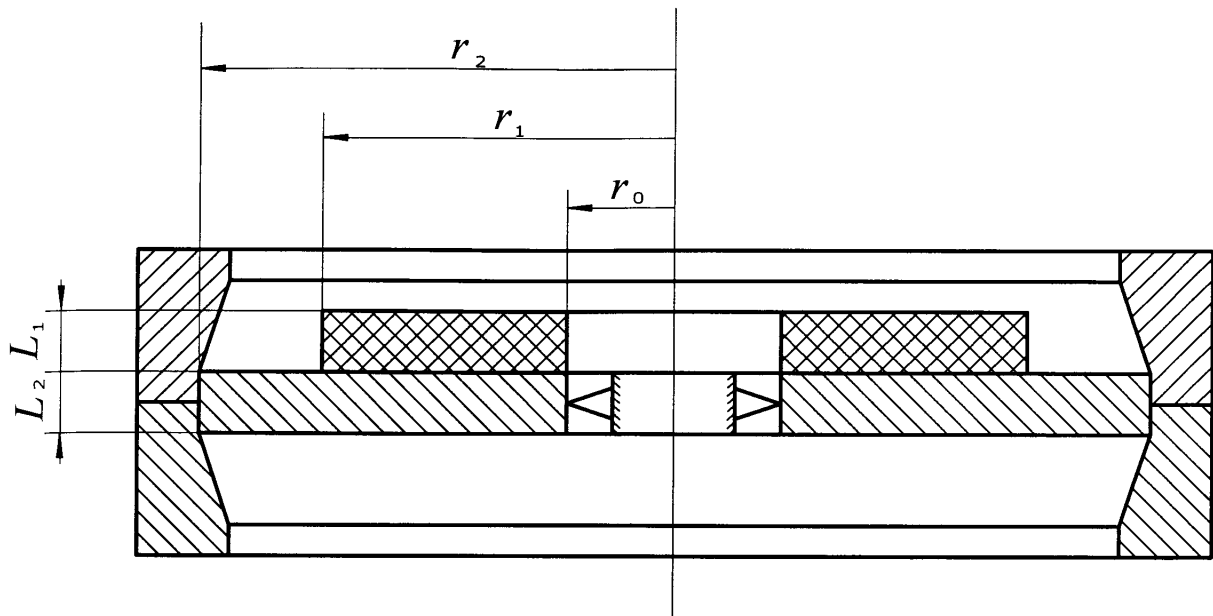


Рис. 3.7. Схема чутливого елемента п'єзоелектричного акселерометра.

Розрахункова схема ЧЕ представляє собою двошарову пластину. Перший шар - поляризована по товщині п'єзокераміка, плоскі бокові поверхні якої покриті нескінченно тонкими електропровідними поверхнями малої жорсткості. Другий шар - пружна металічна пластина. На границі розділу шарів відбувається скачкоподібна зміна фізичних властивостей і характеристик матеріалу. Розглянемо ЧЕ як елемент з двома ділянками в радіальному напрямку. На першому  $r_0 < r < r_1$  маємо двошарову пластину, на другому  $r_1 < r < r_2$  одношарову металічну пластину (рис. 3.7). Нехай товщина п'єзокераміки  $L_1$  її зовнішній радіус  $r_1$ , товщина металічної пластини  $L_2$ , її зовнішній радіус  $r_2$ ,  $L = L_1 + L_2$  - товщина всього пакету шарів. Загальна товщина пакету є мала в порівнянні з радіусом  $r_2$ .

Для виведення нерівностей, які описують стан акселерометра, що характеризується механічними параметрами відносно власної частоти, скористаємось циліндричною системою координат  $(z, s, \theta)$  (рис. 3.8).

Нехай площина  $z = 0$  в даній системі координат відповідає серединній площині всього пакету шарів. Відстань від серединної площини до поверхні розділу шарів  $L^* = (L_1 - L_2) / 2$ . Оскільки пластина коливається, а її прогин залежить тільки від координати  $s, \theta$  і не залежить від  $z$ , то кут повороту нормалі  $\theta$  до серединної

поверхні пластини в радіальному напрямку, згідно з теорією пружності, має вигляд [13]:

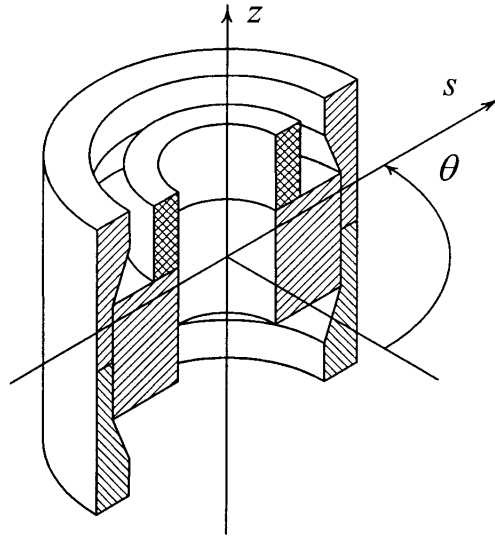


Рис. 3.8. Чутливий елемент у циліндричній системі координат.

$$\nu = -\frac{dW_s}{ds}, \quad (3.18)$$

де  $W_s$  - прогин серединної поверхні.

Визначимо деформацію пакета шарів по координатах  $s$  і  $\theta$  [18]:

$$\varepsilon_s = z \cdot \frac{d\nu}{ds}, \quad \varepsilon_\theta = z \cdot \frac{\nu}{r}. \quad (3.19)$$

Параметри зміни кривизни серединної поверхні для даного матеріалу по цих же координатах:

$$\mu_s = \frac{d\nu}{ds}, \quad \mu_\theta = \frac{\nu}{r}. \quad (3.20)$$

Геометричні співвідношення (3.20) виконуються для пакета шарів у цілому. Фізичні співвідношення запишемо для кожного шару окремо, де індекс (1) відноситься до п'єзоелектричної пластини, а індекс (2) - до металічної пластини п'єзоакселерометра.

Знайдемо діючі в п'єзоелектричній пластині напруження  $\sigma_s$ ,  $\sigma_\theta$ , враховуючи напруженість електричного поля  $E_z$  [13]:



$$E_z = -\frac{V_0}{L_1} - \left(z - \frac{L_2}{2}\right) \frac{K_p^2 (\mu_s + \mu_\theta)}{2d_{31} (1 - K_p^2)}, \quad (3.21)$$

$$\sigma_s^{(1)} = k_1(z) \mu_s + k_2(z) \mu_\theta + \frac{V_0}{L_1} \cdot \frac{d_{31}}{S_{11} (1 - \nu)}, \quad (3.22)$$

$$\sigma_\theta^{(1)} = k_2(z) \mu_s + k_2(z) \mu_\theta + \frac{V_0}{L_1} \cdot \frac{d_{31}}{S_{11} (1 - \nu)},$$

де коефіцієнти  $k_1(z)$ ,  $k_2(z)$  мають вигляд:

$$k_1(z) = \frac{1}{S_{11} (1 - \nu^2)} \left[ z + \frac{1 + \nu}{2} \left( z - \frac{L_2}{2} \right) \frac{K_p^2}{1 - K_p^2} \right], \quad (3.23)$$

$$k_2(z) = \frac{1}{S_{11} (1 - \nu^2)} \left[ \nu z + \frac{1 + \nu}{2} \left( z - \frac{L_2}{2} \right) \frac{K_p^2}{1 - K_p^2} \right],$$

де  $V_0$  - прикладена до пластин різниця потенціалів,  $K_p$  - планарний коефіцієнт електромеханічного зв'язку,  $\nu$  - коефіцієнт Пуассона,  $d_{31}$  - п'єзомодуль,  $S_{11}$  - параметр п'єзокераміки.

Враховуючи напруження п'єзокерамічної пластини та рівняння механіки, які пов'язують напруження з деформаціями, визначимо напруження, що діє в металічній пластині:

$$\sigma_s^{(2)} = \frac{E_z z}{1 - \nu^2} (\mu_s + \nu \cdot \mu_\theta). \quad (3.24)$$

Розподіл моменту згину через напруженість у п'єзокерамічній пластині складатиме:

$$M_s = \int_{L^*}^{L/2} \sigma_s^{(1)} z dz + \int_{-L/2}^{L^*} \sigma_s^{(2)} z dz. \quad (3.25)$$

Для першої ділянки по радіусу пластини моменти згину мають вигляд (3.25), для другої - у виразі (3.25) будуть відсутні члени з верхнім індексом (1).

Для моментів пластини, які діють вздовж осі  $s$  і перерізуючих сил рівняння мають вигляд [9]:

$$Q_z = \frac{dM_s}{ds} + \frac{M_s - M_0}{r},$$

$$\frac{d(rQ_z)}{ds} = -rL\Omega_z W_s, \quad (3.26)$$

де  $M_0$  - початковий момент пакету шарів,  $\Omega_z$  - напруження одиниці об'єму вздовж осі  $z$ .

Розглянемо задачу визначення спектру власних частот і відповідних форм коливань для акселерометра від вищевказаних механічних параметрів. Нехай пакет шарів пластини описується вектором стану системи:

$$\bar{Y} = \{ W_s, v, r M_s, r Q_z \}. \quad (3.27)$$

Граничні умови, що рівносильні короткозамкненим електродам  $V_0 = 0$ , для шарнирно з'єднаної по внутрішньому радіусу пластини мають вигляд [9, 20]:

$$W_s = 0, \quad M_s = 0 \quad \text{або} \quad H_0 \cdot \bar{Y} = 0, \quad (3.28)$$

де  $H_0$  - прямокутна матриця розміром  $2 \times 4$ ,  $H_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$ .

Запишемо рівняння стану пластини і граничні умови на її зовнішньому краї:

$$M_s = 0, \quad r^2 Q_z - \frac{m\omega^2}{2\pi} W_s = 0, \text{ або } ,$$

$$H_1 \cdot \bar{Y} = 0, \quad (3.29)$$

де  $H_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{m\omega^2}{2\pi} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ ,  $m$  - інерційна маса,  $\omega$  - кутова частота власних

коливань пластини.

На стику двох ділянок при  $r = r_1$  повинні бути виконані умови:

$$\bar{Y}(r_1 + 0) = \bar{Y}(r_1 - 0). \quad (3.30)$$

Власні частоти визначаються з умови існування нетривіального вирішення системи (3.29), яке виражається в рівності нулю визначника цієї системи рівнянь

$$f(\omega^2) = 0. \quad (3.31)$$

Використовуючи метод половинного ділення, за допомогою пакетів прикладних програм на ЕОМ отримуємо корені рівняння (3.29). На основі

отриманих результатів побудуємо графіки залежності власної частоти чутливого елемента від його проектних параметрів, таких як інерційна маса, відношення товщини шарів п'єзоелектрика до металічної пластини, радіуса п'єзоелектричної пластини, п'єзомодуля (рис. 3.9).

Враховуючи, що п'єзоелектричні ЧЕ мають нескінченний частотний спектр і вони працюють на низьких дорезонансних частотах, то найбільший практичний інтерес мають значення першої власної частоти. На рис. 3.9 наведені залежності нижчих власних частот ЧЕ від його геометричних параметрів для наступних основних незмінних параметрів ЧЕ: внутрішній радіус посадки ЧЕ в корпусі  $r_0 = 0,4$  мм, зовнішній радіус несучої пластини  $r_2 = 4$  мм, зовнішній радіус п'єзопластини  $r_1 = 3,561$  мм, товщина п'єзопластини  $L_1 = 0,25$  мм, несучої пластини  $L_2 = 0,45$  мм, інерційна маса  $m = 3$  г, матеріал п'єзокераміки ЦТС-19, його параметри:  $S_{11} = 15,1 \cdot 10^{-12}$  м<sup>2</sup>/Н,  $S_{12} = 5,5 \cdot 10^{-12}$  м<sup>2</sup>/Н,  $d_{31} = 120 \cdot 10^{-12}$  Кл/Н.

На рис. 3.9а представлений графік залежності першої власної частоти ЧЕ від інерційної маси. Найбільш значна зміна власної частоти відбувається при збільшенні інерційної маси від 0 до 4 г.

На рис. 3.9б наведена залежність першої власної частоти від відношення товщини шарів при зберіганні загальної товщини постійною. Зі збільшенням цього відношення відбувається незначне зменшення власної частоти. При зміні  $L_1/L_2$  від 0,1 до 3  $\nu$  зменшується від 2,98 кГц до 2,83 кГц, тобто на 5%. Це відбувається внаслідок того, що зменшення товщини несучої пластини призводить до зниження згинної жорсткості всього ЧЕ.

На рис. 3.9в представлена залежність власної частоти від зовнішнього радіуса п'єзоелектричної пластини. Зі зменшенням цього радіуса пов'язано зменшення жорсткості ЧЕ, тому власна частота також зменшиться. При зміні радіуса на 2 мм власна частота зміниться на 34%.

Залежність власної частоти ЧЕ від фізичної константи п'єзокераміки наведена на рис. 3.9г. Звідси видно, що зміна п'єзомодуля в межах реальних значень для п'єзокераміки (для п'єзомодуля від 100 до 200 Кл/Н $\cdot 10^{-12}$ ) практично не впливає на

власну частоту. Наприклад, при зміні п'єзомодуля  $d_{31}$  у вказаних межах власна частота збільшується тільки на 3 %.

Аналіз залежності власних частот від проектних параметрів ЧЕ показує, що дана схема має найбільшу першу резонансну частоту, значення інших більш високих частот є меншими за першу на два порядки. Тому при наявності інерційної маси дана схема працює подібно до схеми з одним ступенем свободи, розрахунок якої наведений в [9].

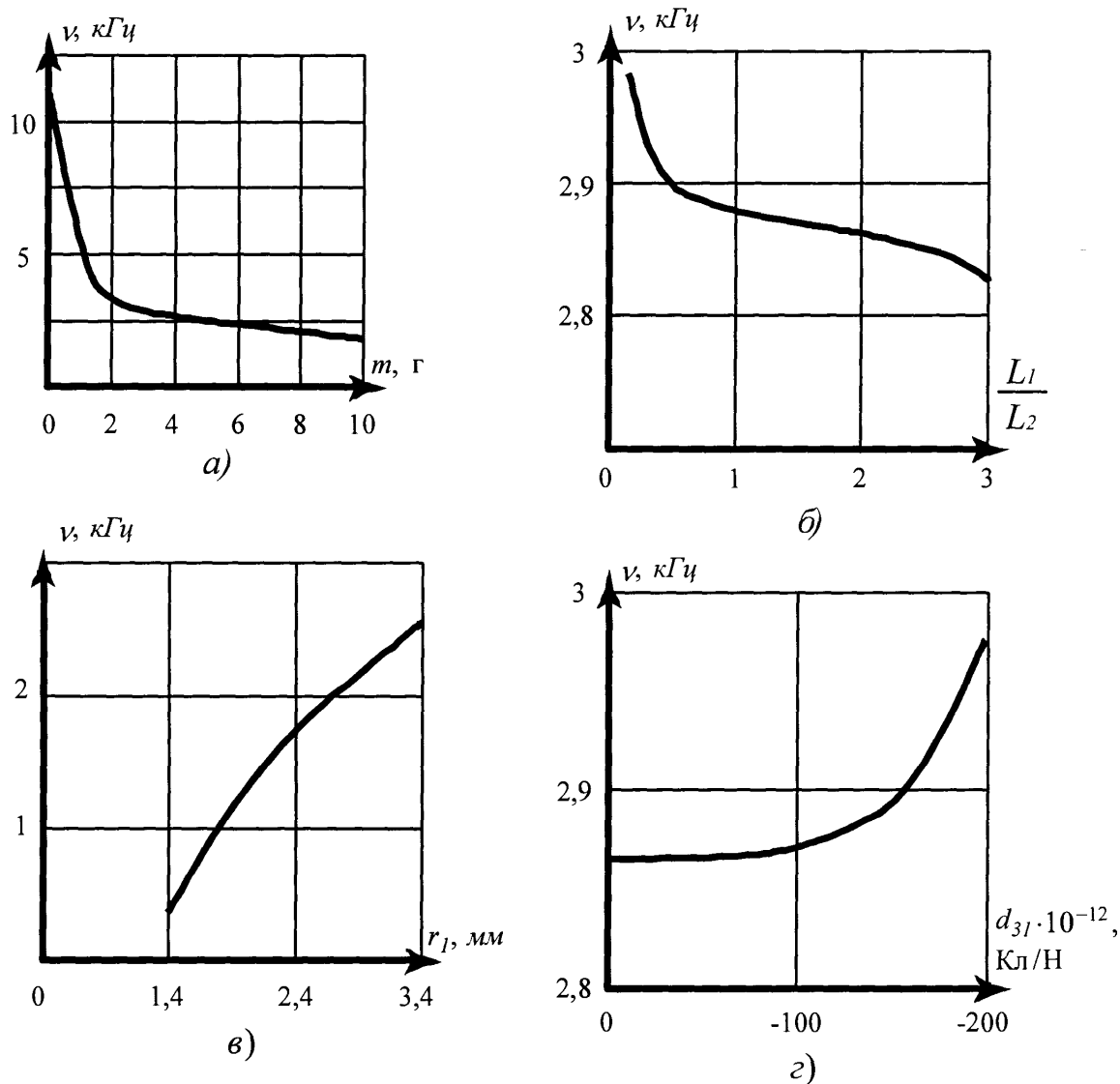


Рис. 3.9. Залежність власної частоти від геометричних і фізичних параметрів акселерометра.

Досліджені характеристики п'єзоакселерометра дозволили оптимізувати його проектування із заданими параметрами та отримати необхідні значення власної частоти чутливого елемента, а також змінити робочий частотний діапазон давача і

показати шляхи до покращення існуючих конструкцій. Це дало можливість підвищити точність контролю параметрів вібрації (частоти та амплітуди) та більш точно визначити динамічні напруження технологічних трубопроводів АГНКС.

### **3.2. Розробка схеми пристрою для контролю швидкості проходження ультразвуку**

Важливою складовою процесу визначення напружено-деформованого стану металу є технічні засоби, від яких залежить точність та достовірність вимірювань. Нами розроблено структурну схему пристрою для визначення часу проходження ультразвукової хвилі (рис. 3.10). Пристрій реалізує метод синхрокільця, суть якого полягає в тому, що вимірний час проходження ультразвукової хвилі ми повторюємо 1000-у разів для забезпечення високої точності вимірювань [65, 53].

Генератор зондуючих імпульсів збуджує ПЕП і через проміжки часу  $T$  (рис. 3.11а) на вхід підсилювача подаються відбиті луносигнали багатократних відбиттів. Підсилені до певної величини луносигнали мають форму коротких радіоімпульсів, які подаються на схему обробки сигналу.

Основним питанням при реалізації методу синхрокільця є забезпечення стабільності роботи елементів схеми при багатократному вимірюванні. Другим, не менш важливим чинником точності та достовірності вимірювань, є вибір неспотвореного періоду коливань луноімпульсу.

Нами запропоновано спосіб, який реалізує вищевказані вимоги (рис. 3.11). На рис. 3.11а зображено зондуючий та луноімпульси. Амплітуда радіоімпульсів має різну величину в залежності від товщини металу досліджуваних трубопроводів, їх структури, температури і т. п. При обробці вибраного періоду коливань для знаходження часу поширення ультразвуку при різних його амплітудах отримуємо похибку вимірювання часу  $\Delta t$  (рис. 3.11б) Луноімпульси мають складну форму, оскільки вони загасають за експоненціальним законом, накладені на шуми та мають

спотворений перший період за рахунок паразитних ємностей. Тому єдиним методом визначення точного часу проходження ультразвукових хвиль є визначення часу переходу коливання періоду луноімпульсу через нуль (рис. 3.11в). Для цього вибраний період тривалістю  $t_p$  інвертуємо і відрізаємо додатні півхвилі відповідно прямого і інвертованого сигналу компаратором на рівні  $U_1$ . В результаті отримуємо два прямокутних імпульси з визначеним часом відповідно  $T_k^1$  та  $T_k^2$ , різниця яких дає час  $T_k$  переходу вибраного періоду луносигналу через вісь  $t$  (рис. 3.11г). Отриманий прямокутний імпульс заповнюємо високочастотним сигналом пропорційно до часу  $T_k$ . Це дає можливість визначити час поширення ультразвуку в ОК з високою точністю і незалежно від амплітуди луносигналу.

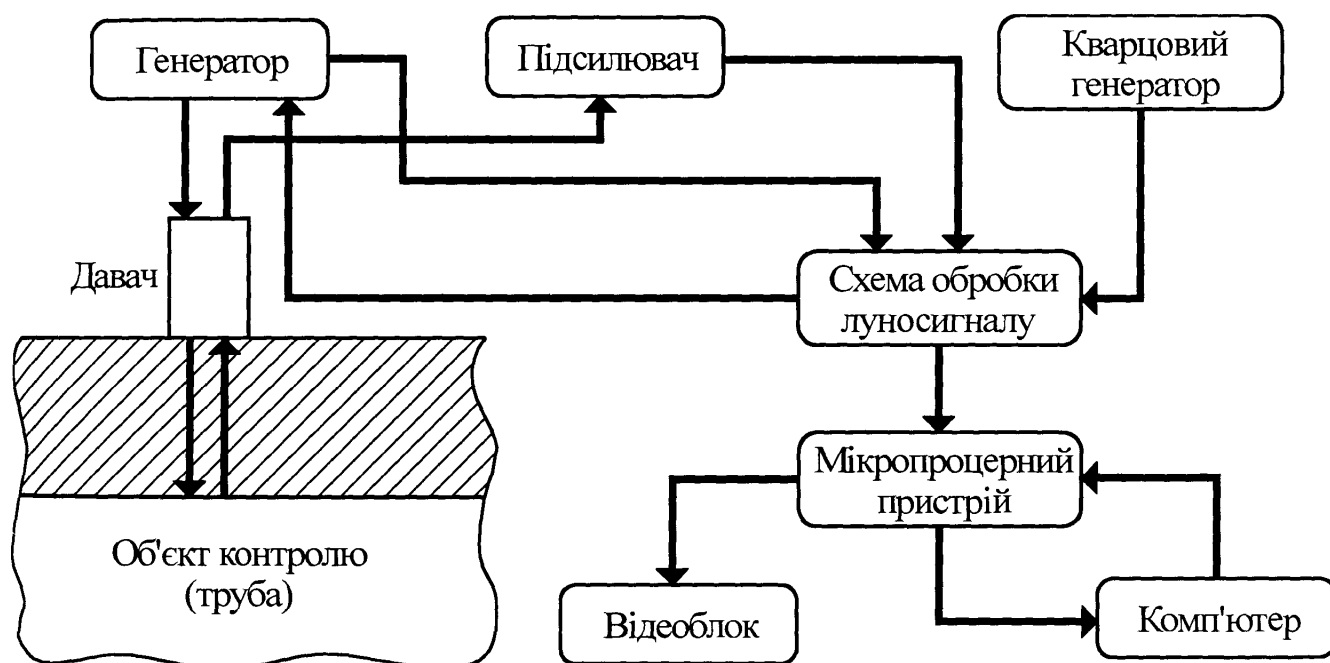


Рис. 3.10. Структурна схема пристрою для вимірювання НДС металу трубопроводів.

Мікропроцесорний пристрій служить для визначення величини напружень за результатами виміряного часу.

Відеоблок показує розраховані напруження мікропроцесорним пристроєм.

За допомогою комп'ютера можна представити отримані дані в вигляді графіків та роздрукувати їх в вигляді таблиць.

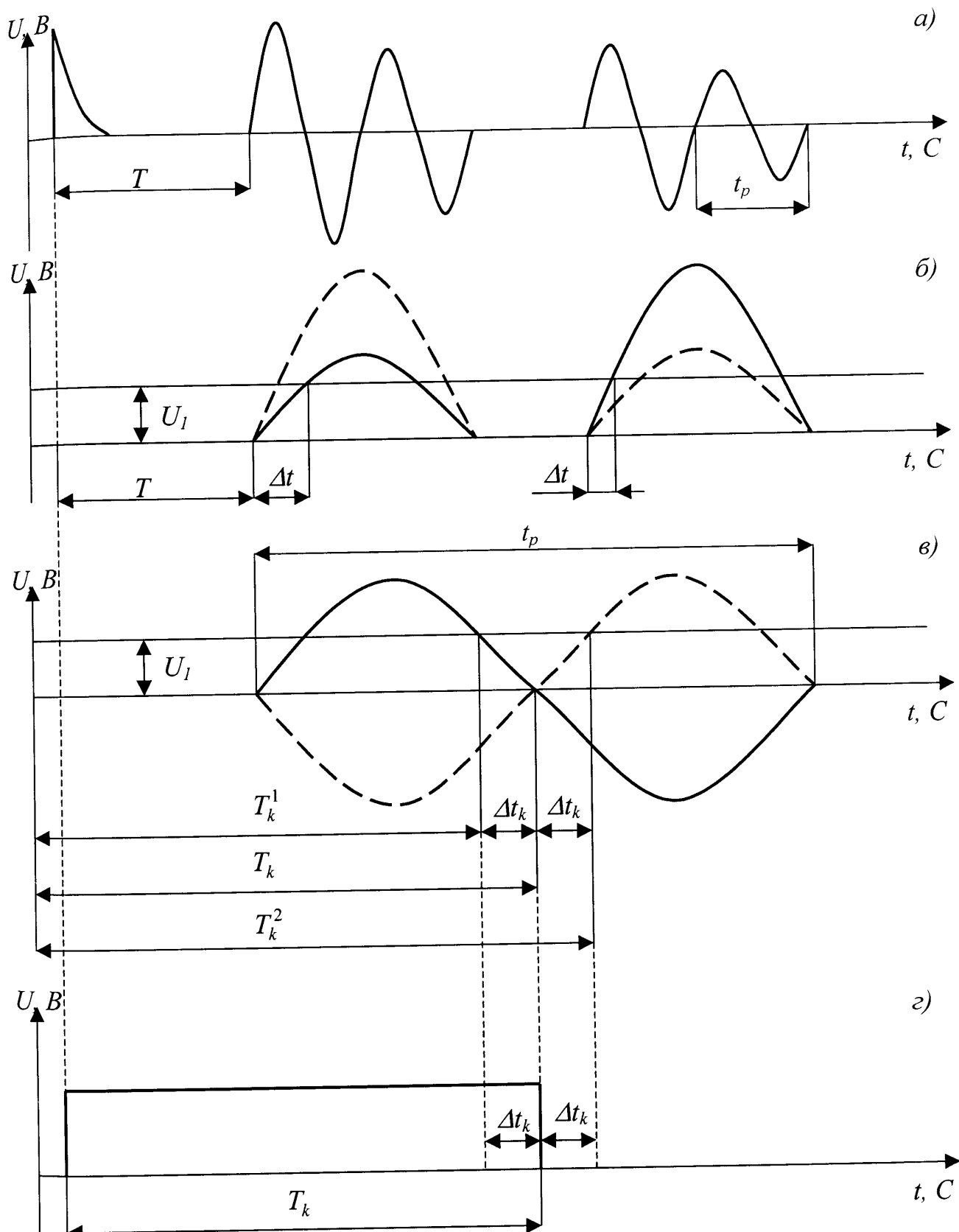


Рис. 3.11. Часові діаграми роботи пристрою для вимірювання часу поширення ультразвуку.

Тому нами запропоновано підхід, в якому для визначення часу проходження ультразвуку вибирається другий період другого луноімпульсу  $t_p$ . Для забезпечення стабільності значень при багатократних вимірюваннях ми обробляємо один період (прямий та інвертований) луноімпульсу (рис. 3.11в) замість двох послідовних.

### 3.3 Оцінка похибки розробленого пристрою і результатів контролю напружено-деформованого стану технологічних трубопроводів автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій

#### 3.3.1. Аналіз інструментальних похибок розробленого пристрою

Схема накопичення сумарної похибки розробленого пристрою "Сігма-5", яка складається з методичної та інструментальної, зображена на рис. 3.12.

В загальному, інструментальну похибку  $\Delta_{xi}$  можна визначити за допомогою залежності [34, 67]:

$$\Delta y = \sum_{i=1}^n \frac{\partial Y(X)}{\partial X_i} \Delta X_i, \quad (3.32)$$

де  $\partial X_i$  – і-й аргумент залежностей вимірювальної величини,  $\Delta X_i$  – абсолютне значення похибки вимірювального параметру,  $Y(X)$  – аналітична залежність вихідного сигналу пристрою від всіх параметрів, які впливають на інструментальну похибку.

Похибку підсилювача визначимо аналітично за допомогою (3.32) з виразу [25]:

$$K = \frac{K_0}{1 + \beta \cdot K_0}$$

де:  $K_0$  – коефіцієнт підсилення на частоті 5 МГц,  $\beta$  – коефіцієнт зворотного зв'язку.



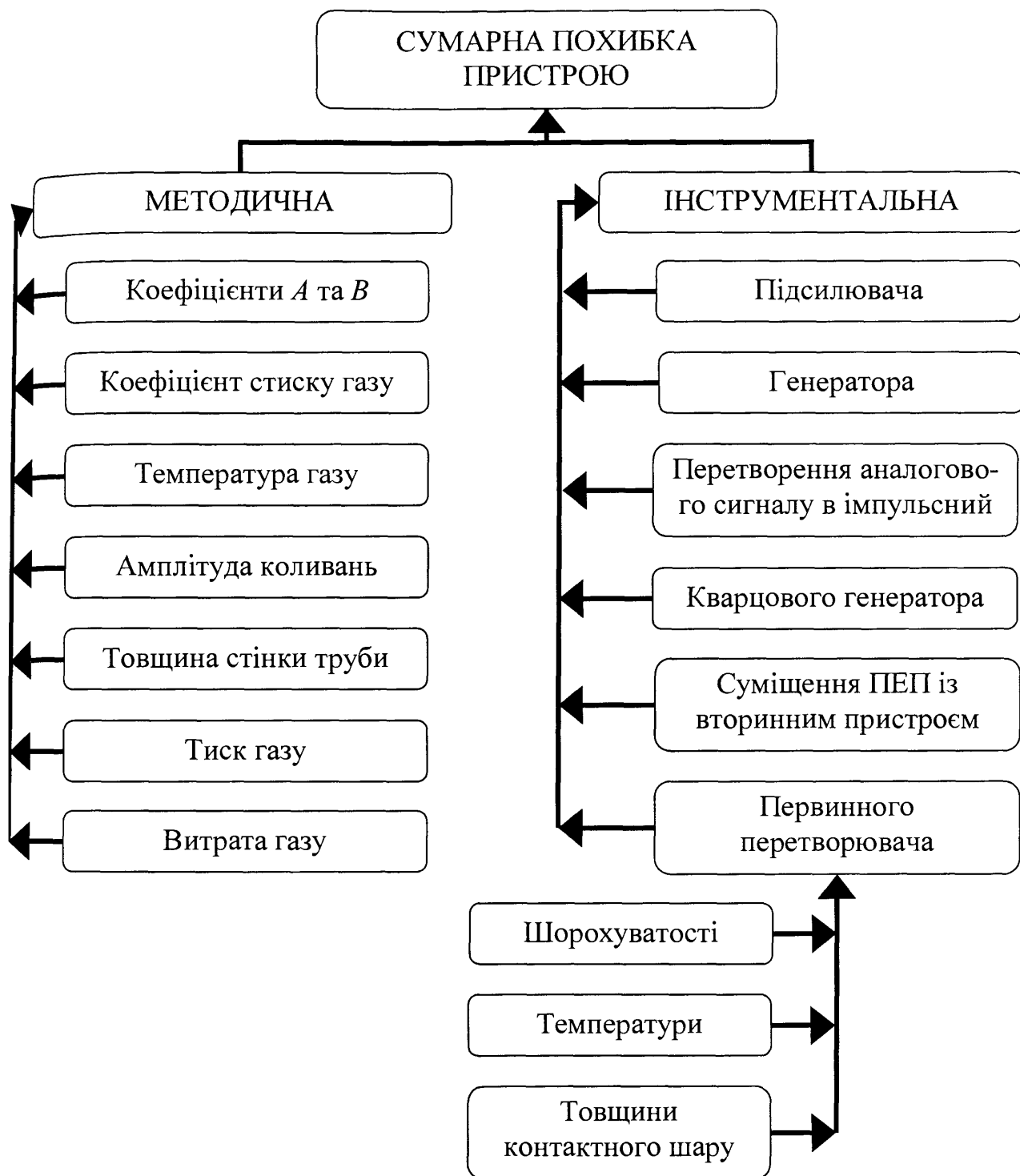


Рис. 3.12. Схема накопичення сумарної похибки пристрою.

Тоді похибка підсилювача дорівнюватиме:

$$\begin{aligned} \Delta K &= \frac{\partial K}{\partial \beta} \Delta \beta + \frac{\partial K}{\partial K_0} \Delta K_0 = \frac{-K_0^2}{(1 + \beta \cdot K_0)^2} \Delta \beta + \frac{1}{(1 + \beta \cdot K_0)^2} \Delta K_0 = \\ &= \frac{-1000^2}{(1 + 100 \cdot 1000)^2} \cdot 0.01\% + \frac{1}{(1 + 100 \cdot 1000)^2} \cdot 0.01\% = 10^{-6} \end{aligned} \quad \%. \quad (3.33)$$

Похибку генератора визначимо за допомогою (3.32) з виразу [25]:

$$K_z = \frac{K_{z0}}{1 - \beta_z \cdot K_{z0}}$$

де:  $K_{z0}$  – коефіцієнт підсилення на частоті 5 МГц,  $\beta_z$  - коефіцієнт зворотного зв'язку.

Тоді похибка генератора дорівнюватиме:

$$\begin{aligned} \Delta K_z &= \frac{\partial K_z}{\partial \beta_z} \Delta \beta_z + \frac{\partial K_z}{\partial K_{z0}} \Delta K_{z0} = \frac{-K_{z0}^2}{(1 - \beta_z \cdot K_{z0})^2} \Delta \beta_z + \frac{1}{(1 - \beta_z \cdot K_{z0})^2} \Delta K_{z0} = \\ &= \frac{-1000^2}{(1 - 100 \cdot 1000)^2} \cdot 0.01\% + \frac{1}{(1 - 100 \cdot 1000)^2} \cdot 0.01\% = 10^{-6} \end{aligned} \quad \%. (3.34)$$

Похибку перетворення аналогового сигналу в імпульсний  $\Delta t_a$  можна визначити, аналізуючи рис. 3.13. В даному пристрої точка переходу через нуль у прямого та інвертованого аналогових сигналів не буде збігатись, а різниця між ними складатиме похибку часу затримки в інверторі 9 та похибкою в схемі "або" 10 (рис. 3.10). Абсолютне значення похибки  $\Delta t_a$  ми визначили з документації на мікросхеми інвертора та схеми "або", яке складає  $\pm 0,8$  нс. [25]

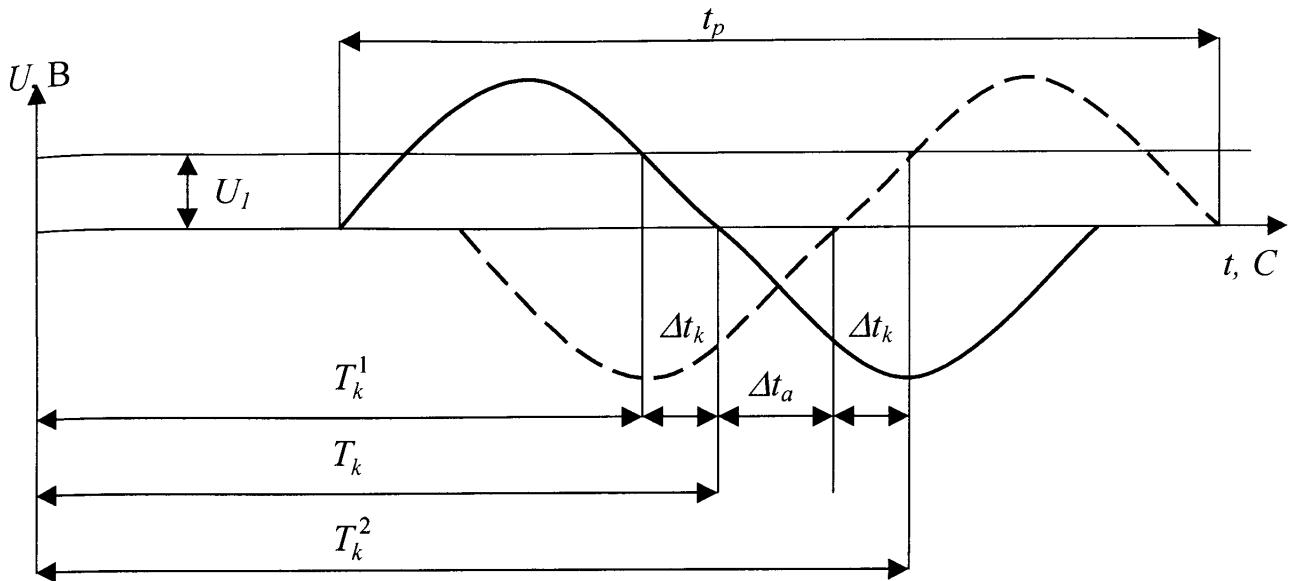


Рис. 3.13. Перетворення аналогового сигналу в імпульсний.

Похибка дискретності  $\Delta t_\delta$  є похибкою визначення кількості коливань кварцового генератора частотою 10 МГц за допомогою лічильників. При проведенні вимірювання методом синхрокільця вимірювання часу  $T_k^1$  та  $T_k^2$  (рис. 3.13) проводиться визначену кількість разів, причому останнє коливання кварцового генератора запускає наступне вимірювання, тому абсолютну похибку дискретності можна визначити, як:

$$\Delta t_\delta = \pm \frac{10^{-7}}{n} = \pm \frac{10^{-7}}{1000} = 10^{-10} \text{ с}, \quad (3.35)$$

де:  $n$  – кількість повторних вимірювань.

Похибку первинного перетворювача від температури можна знайти диференціальним методом із (3.17):

$$\Delta t_\theta = \frac{\partial c(\theta)}{\partial \theta} \Delta \theta, \quad (3.36)$$

Провівши диференціювання та відповідні спрощення, отримаємо:

$$\Delta t_\theta = 3260 \cdot \Delta \theta \left( 16.8 \cdot 10^{-6} + 14.2 \cdot 10^{-9} (2\theta - 40) + 4.7 \cdot 10^{-12} (3\theta^2 - 120\theta + 1200) \right), \quad (3.37)$$

Визначення температури проводимо за допомогою пірометра з точністю  $\Delta \theta = 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ . З врахуванням (3.37)  $\Delta t_\theta = 0.28 \text{ \%}$ .

Для визначення похибок від шорохуватості поверхні та товщини контактного шару розглянемо математичну модель, яка повинна враховувати мікрогеометрію поверхонь контакту [57].

Розіб'ємо контактний шар на  $N$  горизонтальних рівнів, що паралельні границі контакту. Відстань між рівнями виберемо рівною  $\Delta d$  (рис. 3.8). Виділимо ділянки шару по довжині, що заповнені рідиною, які створюють акустичний контакт і мають однакові товщини  $d_j \pm \Delta d$ , які вибрані певним чином ( $j = 1, \dots, n$ ).

Ймовірність існування в контактному шарі ділянок, які мають однакову товщину  $d_j \pm \Delta d$ , визначається відношенням суми їх довжин до довжини границі контакту. Тоді реальну контактну поверхню можна представити у вигляді шару, заповненого рідиною, який складається з плоскопаралельних ділянок з різною товщиною. Довжина кожної ділянки моделі чисельно дорівнює сумарній ймовірності існування в реальному шарі ділянок з такою ж товщиною. Точність відображення моделлю реального контактного шару прямо пропорційна числу горизонтальних рівнів, на які розбивається шар при побудові моделі.

Модель контактного шару можна побудувати, розбиваючи на горизонтальні рівні поверхні контакту. Проте отримання профілограми і подальша робота з нею займає доволі багато часу. Моделювання значно спрощується, якщо відомий метод і клас обробки поверхонь контакту.

Припустимо, що відомий метод обробки поверхонь контакту. Розглянемо контактний шар, що утворений при контакті гладкої поверхні з поверхнею, що має нерівності. Розподіл нерівностей матеріалу в контактному шарі, а отже, розподіл у моделі ділянок, які заповнені рідиною, залежить від методу обробки досліджуваної поверхні. Поверхні виробів, що оброблені поліруванням чи шліфуванням, мають нерегулярні нерівності та розподілені за нормальним законом. При грубій механічній обробці поверхню можна розглядати як періодичну нерівність синусоїдальної форми. Нерівності такої поверхні можуть бути описані гармонійним законом розподілу. Для побудови моделі визначимо

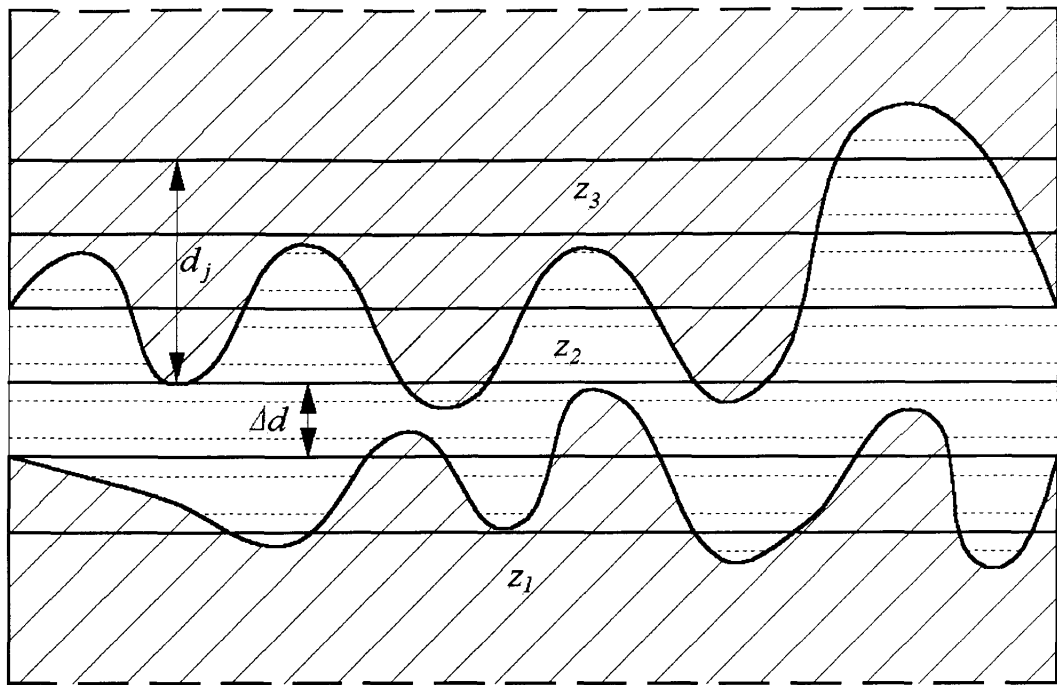


Рис. 3.14. Модель контактної шару:

$z_1, z_2, z_3$  – імпеданси для плоскої хвилі відповідно тіла, яке приймає пружні коливання, речовини, що створює акустичний контакт і тіла, з якого передаються акустичні коливання;  $\Delta d$  – відстань між рівнями;  $d_j$  – віддаль від границі контакту до  $j$ -го рівня.

Ймовірність  $P(d_j)$  існування на  $j$ -му рівні рідини, яка створює акустичний контакт. При нормальному законі розподілу нерівностей отримуємо (рис. 3.14)

$$P(d_j) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{s_j} e^{-\frac{s^2}{2}} ds, \quad (3.38)$$

де  $s_j = \frac{H_{max} - 2d_j}{H_{ск}}$ ,  $H_{max}$  – максимальна висота нерівностей,  $H_{ск}$  – середня

квадратична висота нерівностей,  $d_j$  – відстань від границі контакту до  $j$ -го рівня.

Розглянемо контакт двох поверхонь, що мають нерівності. Такий контакт можна замінити на еквівалентний контакт двох поверхонь, який складається з гладкої поверхні та поверхні з наведеними нерівностями [27]. Розподіл нерівностей матеріалу в контактному шарі повинен бути однаковим як у контакті з двома поверхнями, що мають нерівності, так і в еквівалентному (рис. 3.16).

При нормальному законі розподілу нерівностей поверхонь контакту (рис. 3.15) еквівалентна поверхня також буде відповідати нормальному закону розподілу. Отже, максимальна та середня квадратична висоти нерівностей еквівалентних поверхонь будуть, відповідно, такими:

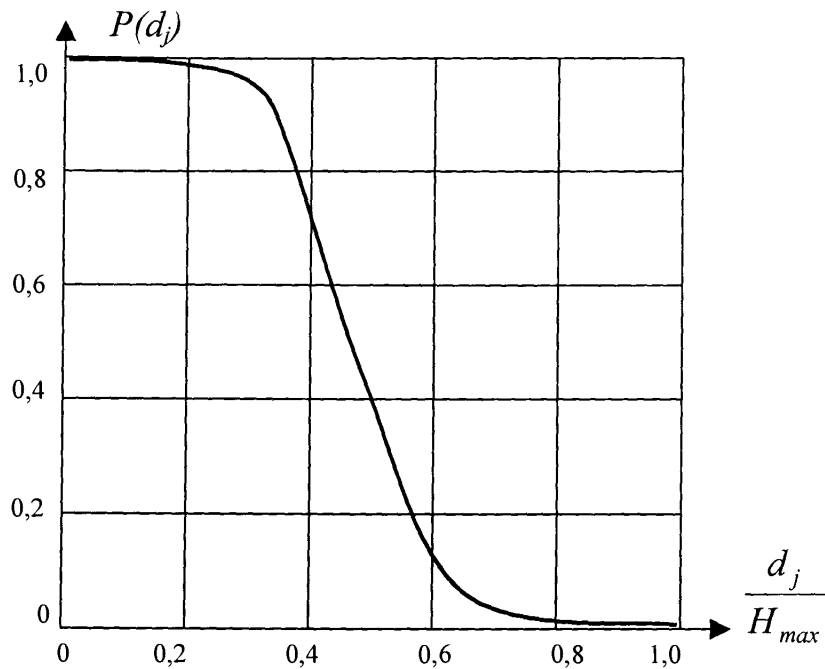


Рис. 3.15. Нормальний розподіл нерівностей у контактному шарі

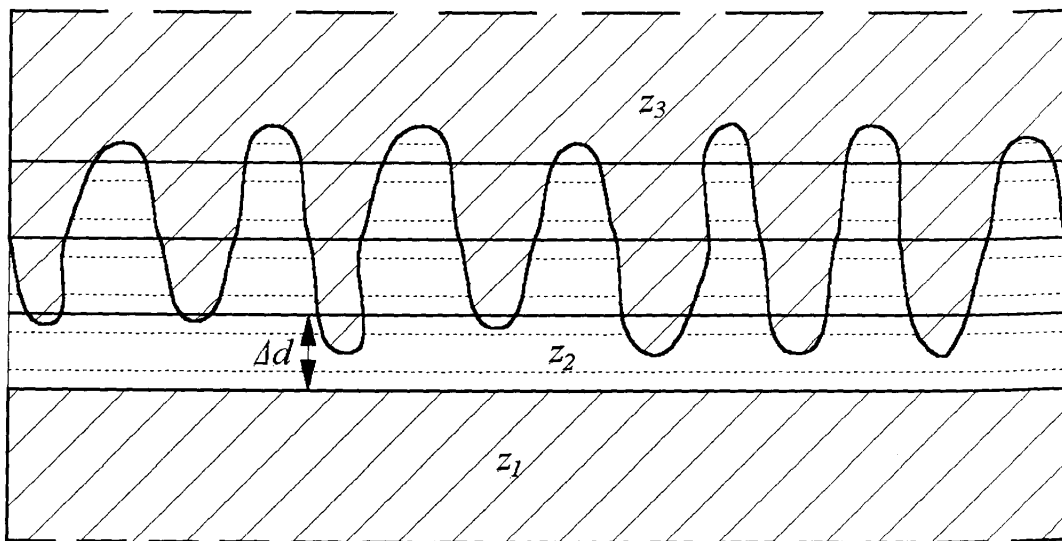


Рис. 3.16. Модель еквівалентного контактного шару

$$\begin{aligned}
 H_{max}^{екв} &= H_{max1} + H_{max2} \quad , \\
 H_{ск}^{екв} &= \sqrt{H_{ск1}^2 + H_{ск2}^2} \quad ,
 \end{aligned}
 \tag{3.39}$$

де  $H_{max1}$ ,  $H_{max2}$ ,  $H_{ск1}$ ,  $H_{ск2}$  – відповідно максимальні та середні квадратичні висоти нерівностей поверхонь контакту.

У цьому випадку для побудови моделі контактної сфери можна використати формулу (3.39), прийнявши, що

$$s_j = \frac{H_{max}^{екв} - 2d_j}{H_{ск}^{екв}}. \quad (3.40)$$

Тепер, крім методу обробки поверхні, відомо клас чистоти поверхонь контакту. Згідно з [12] приймемо, що

$$H_{max} = 6H_{ск}, \quad \lg H_{max} = 0,79 + 0,98R_a, \quad (3.41)$$

де  $R_a$  – константа, яка залежить від класу шорхуватості поверхні.

Ймовірність існування в контактному шарі заповнених рідиною ділянок, що мають однакову товщину  $d_j$ , дорівнює різниці ймовірностей існування рідини на  $j$ -му та  $j+1$ -му рівнях, які розташовані відповідно від границі контакту на відстані  $d_j$  та  $d_j \pm \Delta d$ .

Тепер контактний шар можна змоделювати шаром, який складається з плоскопаралельних ділянок, кожна з яких має визначену товщину  $d_j$  і довжину  $L_j$ , що чисельно дорівнює різниці ймовірностей  $P(d_j)$  та  $P(d_{j+1})$ . Причому число таких ділянок дорівнює числу розбиттів контактної сфери на горизонтальні рівні. Наприклад, для нормального закону розподілу нерівностей на поверхні контактної сфери

$$L_j = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{s_j} e^{-\frac{s^2}{2}} ds - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{s_{j+1}} e^{-\frac{s^2}{2}} ds. \quad (3.42)$$

Таким чином, при відомих методах обробки і класах чистоти поверхонь контакту, тобто при відомих видах розподілу нерівностей і величинах  $R_a$  або  $H_{max}$ , модель контактної сфери може бути побудована без експериментального вивчення поверхонь контакту.

Скористаємось моделлю контактної сфери для дослідження його впливу на передачу пружних коливань. Розв'язок шукатимемо в геометричному наближенні при виконанні наступних умов:

- поверхні контакту мають плавні нерівності;
- хвильове поле досліджується в зоні Фраунгофера, коли точка спостереження достатньо віддалена від контактної сфери, тобто накладання фаз від різних плоскопаралельних ділянок до точки спостереження є однаковим.

Дві ці умови, як правило, виконуються при експериментальних дослідженнях стінок трубопроводів.

Нехай на контактний шар падає нормально плоска хвиля:

$$P_{над} = P_0 e^{i(K_3 z - \omega \cdot s)}, \quad (3.43)$$

де  $P_0$  – амплітуда хвилі;  $K_3 = 2\pi/\lambda_3$  – хвильове число;  $\lambda_3$  – довжина хвилі пружних коливань у тілі, з якого падає хвиля.

Вирази для пройденої і відбитої хвиль за аналогією для проходження хвиль через плоскопаралельний шар з врахуванням нерівностей контактної поверхні запишемо наступним чином:

$$P_{прой} = \bar{C} P_0 e^{i(K_1 z - \omega \cdot s)}, \quad (3.44)$$

$$P_{від} = \bar{D} P_0 e^{i(K_1 z - \omega \cdot s)},$$

де  $K_1 = 2\pi/\lambda_1$ ;  $\lambda_1$  – довжина хвилі пружних коливань у тілі, на яке падає хвиля;  $\bar{C}$  та  $\bar{D}$  – відповідно усереднені коефіцієнти проходження і відбиття, що враховують мікрогеометрію поверхонь контакту.

Отже, задача врахування впливу контактної сфери на розповсюдження пружних коливань полягає в розрахунку коефіцієнтів  $\bar{C}$  та  $\bar{D}$ .

Для розрахунку припустимо, що нам відомі коефіцієнти проходження і відбиття кожної ділянки шару  $C_j$  та  $D_j$ . Вони можуть бути визначені за відомими формулами для плоскопаралельного шару [27]:

$$C_j = \frac{4z_1 z_2}{(z_1 - z_2)(z_2 - z_3)e^{iK_2 d_j} + (z_1 + z_2)(z_2 + z_3)e^{iK_2 d_j}}, \quad (3.45)$$

$$D_j = \frac{(z_1 + z_2)(z_2 + z_3)e^{iK_2 d_j} + (z_1 + z_2)(z_2 + z_3)e^{iK_2 d_j}}{(z_1 + z_2)(z_2 + z_3)e^{iK_2 d_j} + (z_1 - z_2)(z_2 - z_3)e^{iK_2 d_j}},$$



де  $K_2 = 2\pi/\lambda_2$ ,  $\lambda_2$  – довжина пружної хвилі в речовині, що створює акустичний контакт.

Розподіл нерівностей на поверхнях контакту має випадковий характер, отже, розподіл ділянок у моделі також є випадковим. Тоді коефіцієнти відбиття і проходження можна розрахувати, скориставшись відомою формулою теорії ймовірності для середнього значення дискретної випадкової величини:

$$\begin{aligned}\bar{C} &= \sum_{j=1}^N C_j P(C_j) , \\ \bar{D} &= \sum_{j=1}^N D_j P(D_j) ,\end{aligned}\tag{3.46}$$

де  $P(C_j)$  та  $P(D_j)$  – ймовірності існування в контактному шарі ділянок, що мають відповідно коефіцієнт проходження  $C_j$  і коефіцієнт відбиття  $D_j$ .

Повертаючись до моделі шару, відмітимо, що ймовірність існування плоскопаралельної ділянки з коефіцієнтами  $C_j$  та  $D_j$  є не що інше, як ймовірність існування ділянки шару з довжиною  $L_j$ , оскільки сума цих коефіцієнтів завжди дорівнює одиниці, тобто

$$P(C_j) \equiv P(D_j) = L_j.\tag{3.47}$$

Звідси

$$\begin{aligned}\bar{C} &= \sum_{j=1}^N C_j L_j = \sum_{j=1}^N |C_j| e^{i\varphi_j} L_j , \\ \bar{D} &= \sum_{j=1}^N D_j L_j = \sum_{j=1}^N |D_j| e^{i\psi_j} L_j ,\end{aligned}\tag{3.48}$$

де  $\varphi_j = \arctg \frac{\text{Im} C_j}{\text{Re} C_j}$ ,  $\psi_j = \arctg \frac{\text{Im} D_j}{\text{Re} D_j}$  - відповідно до фази коефіцієнтів проходження і відбиття.

Отже, коефіцієнти проходження і відбиття, що враховують мікрогеометрію поверхонь контакту, відповідно дорівнюють сумі коефіцієнтів проходження чи відбиття від всіх можливих плоскопаралельних ділянок моделі шару, помножених на відповідні довжини цих ділянок.

Нами досліджено коефіцієнт проходження при поширенні поздовжньої хвилі ультразвуку частотою 5 МГц за модулем і фазою (матеріал хвилеводу досліджуваного об'єкту – сталь Ст20, з якої виготовлені трубопроводи АГНКС, контактна рідина – трансформаторне масло) табл. 3.1.

Таблиця 3.1 –

Еквівалентна товщина плоскопаралельного шару при нормальному законі розподілу.

$H_{max} / \lambda_2$	$ \bar{C} $	$\frac{\sum_{j=1}^N \varphi_j}{N}$
0,05	2,1	2,3
0,10	2,1	2,7
0,15	2,2	3,3
0,20	2,2	3,9
0,25	2,2	2,9
0,30	2,1	2,3
0,35	2,1	2,1
0,40	2,1	1,9

З табл. 3.1 видно, що еквівалентна товщина шару, яка визначена за модулем або за фазою коефіцієнта проходження, має різну величину і змінюється при зміні чистоти поверхні, частоти ультразвуку і методу обробки поверхні контакту.

При луноімпульсному методі вимірюванні швидкості ультразвуку фаза коефіцієнтів проходження і відбиття впливає на точність вимірювання. Визначимо похибки, що будуть мати місце при запропонованій моделі, беручи до уваги, що плоскопаралельний шар має товщину, яка дорівнює півсумі висот нерівностей.

В ідеальному випадку поверхні перетворювача і досліджуваного металу є гладкими, і тому час проходження коливань через контактний шар буде мати форму прямої лінії 1, кут нахилу якої залежить від типу рідини (рис. 3.17) [49].

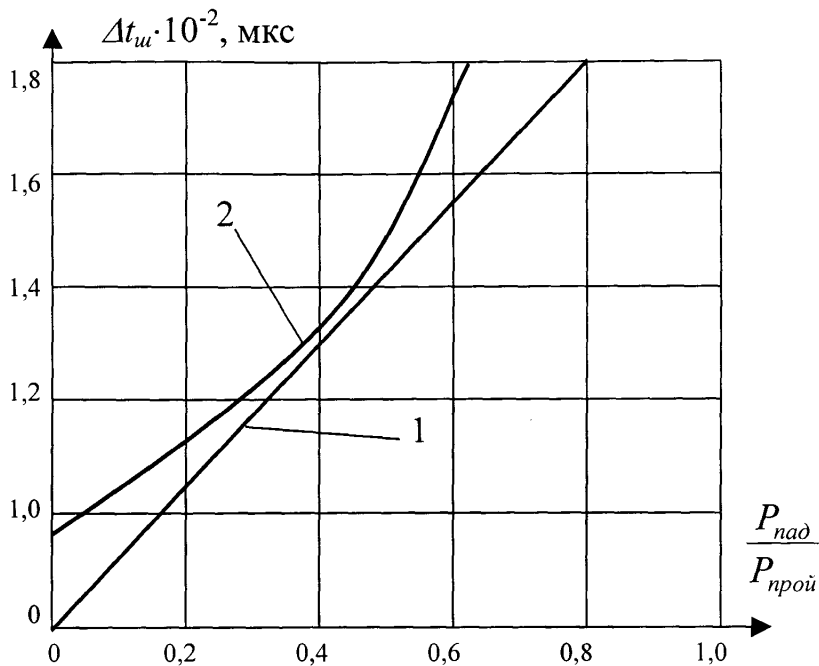


Рис. 3.17. Похибка вимірювання часу проходження пружних коливань в об'єкті контролю

З врахуванням нерівностей поверхонь контакту виникає додаткова похибка, викликана фазовими зміщеннями хвилі.

Похибка, з врахуванням вищевказаного, визначається часом проходження коливань через контактний шар, тобто

$$\Delta t_u = \frac{\bar{\varphi}}{2\pi f} = \frac{1}{2\pi f} \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im} \bar{C}}{\operatorname{Re} \bar{C}}, \quad (3.49)$$

де  $f$  – частота коливань,  $\bar{\varphi} = \frac{\sum_{j=1}^N \varphi_j}{N}$  – середнє значення фази коефіцієнта проходження плоскопаралельного шару.

Як приклад, на рис. 3.17 (крива 2) наведені результати розрахунку сталюого хвилеводу, який контактує з кварцовим перетворювачем ( $z_3 = 13,0 \cdot 10^6 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ , частота коливань  $f = 5 \text{ МГц}$ , поверхні контакту оброблені за 7 класом точності, довжина зразка 100 мм).

З наведених графіків видно, що різниця між похибками, яка визначена з врахуванням мікрогеометрії поверхонь контакту й оцінена за затримкою в

плоскопаралельному шарі, складає в середньому  $1,6 \cdot 10^{-3}$  мкс. Це важливо при визначенні напружено - деформованого стану трубопроводів АГНКС. Набуті деформації трубопроводу під дією зовнішніх факторів (просідання фундаментів, температурні деформації тощо) призводять до зміни параметрів металу на мікроструктурному рівні, які впливають на зміну швидкості ультразвуку. Врахування затримки в контактному шарі може підвищити абсолютну точність вимірювання швидкості ультразвуку для стінок трубопроводу товщиною 4...12 мм, які використовуються на (АГНКС) до 0,004 %.

Похибка з'єднання з вторинним пристроєм впливає на збільшення завад. Оскільки при реалізації пристрою ми вибрали другий луноімпульс та другий період коливань, то дана похибка не впливатиме на результати вимірювань.

Визначення сумарної інструментальної похибки проведемо згідно структурної схеми (рис. 3.10). Для цього визначимо сумарну похибку ПЕП:

$$\delta_{ПЕП} = \Delta t_{\theta} + \Delta t_m + \Delta t_{ш} = 0,28 \% . \quad (3.50)$$

Загальна інструментальна похибка розробленого пристрою буде дорівнювати  $\delta_{ш} = 0,28 \%$ .

### 3.3.2. Аналіз методичних похибок розробленої методики

Методичну похибку визначення сумарного напруження розробленої методики з (2.18) визначимо за схемою накопичення (рис. 3.12).

При визначенні статичних напружень в (2.58), коефіцієнти  $A$  та  $B$  визначаються за спрощеним методом за допомогою тензометричних вимірювань (2.60). При такому методі визначення даних констант ми нехтуємо постійними Ляме та вносимо похибки від тензометричного пристрою. Враховуючи, що похибка тензометричного приладу (ИДЦ-1) становить 0,1 %, похибка визначення коефіцієнтів дорівнюватиме  $\delta_A = \delta_B = 0,2 \%$ .

Похибка вимірювання температури газу складає  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При визначенні температури потрібно вважати, що температура газу не є сталою по довжині ділянки трубопроводу, на якій визначається НДС, варіація її складає  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Методична від температури дорівнює  $\delta_T=0,9\%$ .

Вимірювання тиску та витрати газу проводиться приладами, які є частиною технологічного обладнання АГНКС, тому похибки їх вимірювання відрізняються на кожному АГНКС. Найбільша похибка становить  $1,5\%$ . Отже, методичні похибки тиску та витрати газу дорівнюють  $\delta_{Tuc}=0,8\%$ ,  $\delta_{Bum}=0,8\%$ .

В (2.5) ми користуємося коефіцієнтом стиску газу, який визначається графічним методом. Похибка визначення даного коефіцієнту становить  $1,0\%$ . Методична похибка від коефіцієнту стиску газу складатиме  $\delta_{kc}=0,6\%$ .

При визначенні динамічних навантажень на стінки технологічних трубопроводів АГНКС ми вважаємо, що збуджуюча сила підлягає гармонійному закону. Проте внаслідок розбалансування роботи поршнів компресора, амплітуда коливань може змінюватись на  $3\%$ . Методична похибка амплітуди розробленої методики дорівнює  $\delta_{Am}=1,1\%$ .

Для визначення динамічних навантажень розробленою методикою ми користуємося даними про товщину стінки труби (2.13). Товщину стінки труби визначаємо розробленим пристроєм з похибкою  $0,28\%$ . Похибка від товщини стінки труби складатиме  $\delta_D=0,5\%$ .

Сумарна методична похибка визначення напружень буде дорівнювати:

$$\delta_{мет} = \delta_A + \delta_B + \delta_T + \delta_{Tuc} + \delta_{Bum} + \delta_{kc} + \delta_{Am} + \delta_D = 5,1\% . \quad (3.51)$$

## Висновки до розділу

1. Проведено аналіз матеріалів за їх електричними та акустичними параметрами. На основі результатів досліджень визначені вимоги до матеріалів

конструктивних вузлів п'єзоперетворювача оптимізувати їх акустичні характеристики, що дозволяє робити прогноз його експлуатаційних параметрів.

2. У результаті теоретичних досліджень поведінки отриманих еквівалентних схем в імпульсному режимі роботи, які супроводжуються експериментальними дослідженнями розробленого перетворювача. Отримані математичні залежності, що дозволяють проводити в робочому діапазоні частот точні розрахунки основних його параметрів - чутливості та АЧХ акустичного тракту.

3. Отримані дані, а саме: залежність власної частоти чутливого елемента п'єзоакселерометра від проектних параметрів, таких як: п'єзомодуль, відношення товщини шарів, п'єзоелектричного до металічного, радіуса пластини, інерційної маси дозволяють скоротити терміни проектування п'єзоакселерометрів і знаходити шляхи до покращення існуючих конструкцій, дозволяють змінювати параметри таким чином, щоб отримати необхідні значення власної частоти і змінювати робочий частотний діапазон давача.

4. Розроблена конструкція первинного п'єзоперетворювача. Досліджено вплив зміни швидкості поширення ультразвуку від температури.

5. Розроблена структурна схема пристрою високоточного визначення часу поширення ультразвуку. Визначені конкретні умови отримання луноімпульсу при переході через часову вісь, незалежно від величини амплітуди отриманого сигналу.

6. Розроблена методика визначення методичної похибки, виконаний аналіз інструментальної та сумарної похибок розробленого пристрою, який реалізує запропоновану методику контролю напружено-деформованого стану трубопроводів. Встановлено, що методична похибка становить 5,1 %, інструментальна 0,28 %.

## РОЗДІЛ 4

### ЛАБОРАТОРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ КОНТРОЛЮ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

#### 4.1 Підготовка і проведення лабораторних досліджень напружено-деформованого стану трубних сталей

##### 4.1.1 Вибір зразків для контролю напружено-деформованого стану металу

Для визначення механічних властивостей сталей у лабораторних умовах застосовується метод випробування на розтяг зразків, виготовлених з даного металу. Умови виконання таких досліджень регламентуються стандартом [25], проте процедура вимірювання напружень допускає певні відхилення від стандартних методик при використанні певних пристроїв (тип розривної машини, первинних перетворювачів і т. ін.). Основні положення даного стандарту регламентують наступне:

- вимоги до обладнання випробувальних машин;
- опис форми та розмірів зразків;
- дають означення основних понять;
- наводять порядок процедури випробування;
- вказують методи розрахунку тих величин, які не підлягають безпосередньому вимірюванню.

Згідно з вказівками стандарту, вибрано короткий плоский зразок, який представлено на рис. 4.1.

Робочу частину зразка вибирають такою, що б його центральна частина перебувала в умовах одноосного розтягу, а повздовжні розтягувальні напруження були рівномірно розподілені по площі поперечного перерізу. Таким чином, у центральній частині зразка будуть діяти лише нормальні напруження, а на поверхнях – дотичні.

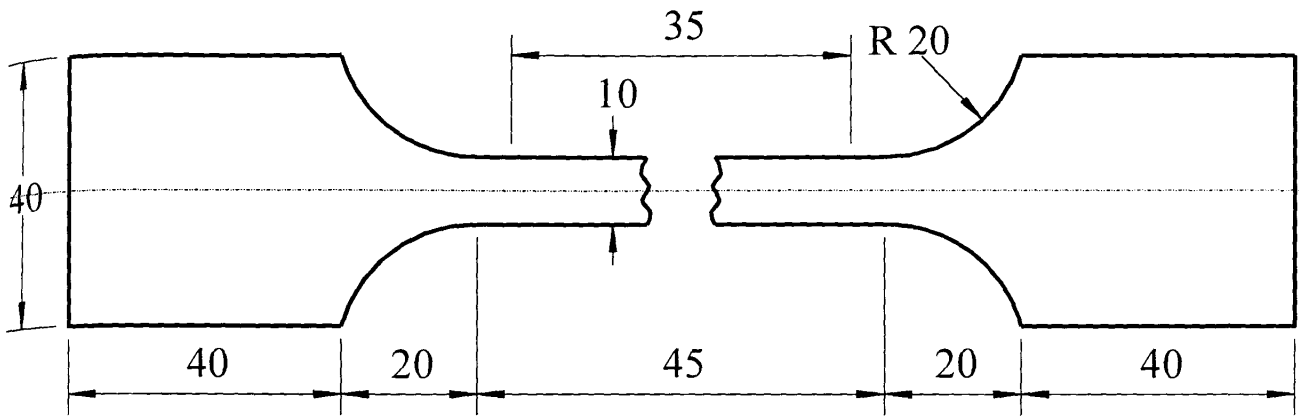


Рис. 4.1 Зразок для випробування на розтяг.

Зразок вирізається з частини труби товщиною 8 мм, яка не знаходилась під напруженням. При його виготовленні метал може набути певних напружень із-за температурних і механічних деформацій. Тому після виготовлення зразка його піддають відпуску. Місце вирізання зразка, напрямок повздовжньої осі та векторів головних напружень показано на рис. 4.2.

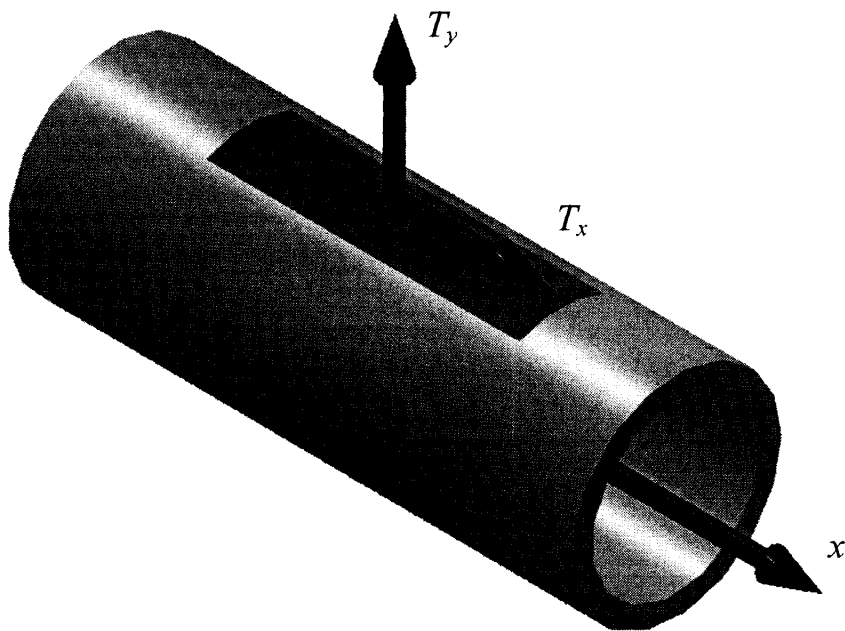


Рис. 4.2 Схема напрямку осей поляризації трубних сталей.



Трубні сталі поділяються на дві групи: вуглецеві малолеговані та низьковуглецеві малолеговані з вмістом вуглецю до 0,12 %. До першої групи відноситься трубна сталь типу Ст20, до другої – Ст10.

Для виробництва технологічних трубопроводів АГНКС використаний метал марки Ст20 із наступними характеристиками:

- випробовування на розтяг ГОСТ 1497-84;
- границя текучості 358 МПа;
- часовий опір розриву 676 МПа;
- відносне видовження 23,3%;
- випробовування на твердість НВ-143;
- випробовування на ударну в'язкість [22];

Термічна обробка зразка має наступні характеристики:

- температура нагріву 900 °С;
- гартування в повітрі;
- відпуск 660 °С.

Для визначення достовірності результатів досліджень акустичним методом використовуємо теоретичний розрахунок напружень і тензометричний метод визначення деформацій. Вважаємо при цьому, що напруження металу визначається через деформації з врахуванням механічних постійних першого і другого порядків.

#### **4.1.2 Аналіз параметрів тензодавачів, використаних при лабораторних дослідженнях**

Для визначення деформацій використовуються різні типи давачів і матеріали, з яких вони виготовляються. Найбільш часто використовуються при дослідженні НДС металу напівпровідникові тензодавачі. Основними перевагами напівпровідникових тензодавачів, якими вони відрізняються від дротяних чи фольгових, є їх малі габарити та велика тензочутливість (на два порядки більша, ніж у дротяних).

Така велика чутливість у напівпровідникових давачів викликає і додаткові проблеми при вимірюванні НДС, у порівнянні з дротяними чи фольговими, – це залежність їх опору не тільки від деформації, але й від температури. Характер даної залежності може відрізнятись від одного типу давача до іншого і змінюється від властивостей матеріалу тензочутливого елемента (тип напівпровідника, кристалографічний напрямок його осей, питомий опір). Тому необхідно оцінити величину похибок, які можуть виникнути при застосуванні тензочутливого елемента, та визначити найбільш ефективні способи їх компенсування.

В загальному, залежність зміни опору тензоелемента від деформації можна розглядати як рівняння поверхні в трьохвимірному просторі з осями – деформація, температура і зміна опору. Для аналізу такого рівняння найкраще розглядати його перерізи при різних температурах. Найбільшу цікавість викликає аналіз тензоелемента при кімнатній температурі 25 °С, оскільки при такій температурі проводиться більшість лабораторних досліджень [33]:

$$\frac{\Delta R}{R_{d0}} = C_1(\rho_0)\varepsilon + C_2(\rho_0)\varepsilon^2 + C_3(\rho_0)\varepsilon^3, \quad (4.1)$$

де  $\Delta R$  – зміна опору тензодавача;  $R_{d0}$  – опір ненавантаженого давача;  $\varepsilon$  - рівень деформації;  $\rho_0$  – питомий опір не навантаженого давача;  $C_1, C_2, C_3$  – коефіцієнти, що дорівнюють тангенсу кута нахилу дотичної до кривої  $\Delta R / R_{d0} = f(\varepsilon)$  і називаються коефіцієнтами тензочутливості даного матеріалу при 25 °С. Третім членом (4.1) можна знехтувати, так як його величина не перевищує 1 % від загального значення. Оскільки коефіцієнт  $C_1$  є тангенсом кута нахилу дотичної до кривої відносної зміни опору в точці, де деформація дорівнює нулю, то його називають основним коефіцієнтом тензочутливості. Враховуючи вищесказане, коефіцієнт тензочутливості в загальному вигляді буде дорівнювати:

$$K = \frac{d(\Delta R / R_{d0})}{d\varepsilon} = C_1(\rho_0) + 2C_2(\rho_0)\varepsilon. \quad (4.2)$$

Як видно з (4.2) коефіцієнт тензочутливості є функцією деформації, що робить недоцільним його використання в практичних розрахунках. Тому проведемо аналіз залежності відносної зміни опору від деформації для різних типів напівпровідників.

Так для кремнію  $p$ -типу з високим питомим опором  $\rho_0=0,6$  Ом·см формула (4.1) матиме вигляд [33]:

$$\frac{\Delta R}{R_{d0}} = 175\varepsilon + 72625\varepsilon^2, \quad (4.3)$$

а для кремнію  $n$ -типу ( $\rho_0=0,7$  Ом·см) (4.1) набуде вигляду:

$$\frac{\Delta R}{R_{d0}} = -125\varepsilon + 26000\varepsilon^2. \quad (4.4)$$

Рівняння кремнієвих тензодавачів  $p$ -типу із питомим опором 0,02 Ом·см та  $n$ -типу із питомим опором 0,03 Ом·см, враховуючи (4.1) відповідно будуть мати вигляд:

$$\frac{\Delta R}{R_{d0}} = 119.5\varepsilon + 4000\varepsilon^2, \quad \frac{\Delta R}{R_{d0}} = -110\varepsilon + 10000\varepsilon^2. \quad (4.5)$$

В додатку В та додатку. Д наведені криві залежності відносної зміни опору тензодавача  $p$ -типу та  $n$ -типу від деформацій відповідно.

Як видно з представлених графіків, тензодавачі мають різні форми залежностей відносної зміни опору від деформації, причому лінійна частина кривих розташована в різних діапазонах зміни деформації. Це дозволяє вибирати відповідні давачі в залежності від поставлених задач для вимірювання НДС металу. Оскільки лінійна ділянка характеристики давача  $p$ -типу є більшою при розтягу, ніж  $n$ -типу, то доцільніше використовувати напівпровідники  $p$ -типу.

Для визначення величини нелінійності зміни відносного опору тензодавачів від деформацій побудовано залежності коефіцієнта тензочутливості для різних типів кремнію (додаток Е, додаток Ж). Як видно з представлених графіків, напівпровідникові тензодавачі при кімнатній температурі мають нелінійні характеристики.

Для металу трубних сталей в області границі текучості доцільніше вибирати тензодавачі з більшою чутливістю, тобто напівпровідники з більшим питомим опором.

Вплив температури на характеристики напівпровідникового тензодавача описується наступною залежністю [33]:

$$\frac{\Delta R}{R_{d0}} = \frac{298}{T} C_1(\rho_0)\varepsilon + \left(\frac{298}{T}\right)^2 C_2(\rho_0)\varepsilon^2, \quad (4.6)$$

де  $T$  – абсолютна температура, при якій проводяться вимірювання.

Графік залежності (4.6) для кремнієвого тензочутливого елементу з високим питомим опором (додаток З) та низьким (додаток К) показує, що вплив температури має складний і нелінійний характер, який не можна не враховувати при проведенні вимірювань в температурному полі.

Крім нелінійної зміни опору від температури для напівпровідникових тензодавачів, коефіцієнт лінійного розширення  $\alpha = 4 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$  є значно меншим, аніж коефіцієнти лінійного розширення сталі ( $\alpha = 10 \dots 17 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ).

Вибираємо тензодавач типу "HeTISTOP-2", параметри якого представлені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 -

Характеристики тензодавача типу "HeTISTOP-2".

Назва характеристики	Номінальне значення
Матеріал	кремній р-типу
Номінальний опір, Ом	100
Коефіцієнт тензочутливості	175
Розміри, мм	7x0,4x0,05
Максимальне видовження при розриві, %	0,31
Матеріал під'єднуваних проводів	срібло
Матеріал підкладки	бакелітова плівка

Для компенсації температурних впливів використаємо схему з включенням тензодавачів у різні плечі моста. Така схема дозволяє підвищити чутливість в два рази, здійснити компенсацію впливу температури на результати вимірювань (додаток Л). В даній схемі плече  $R_2$  представляє собою опір недеформованого тензодавача, який наклеєний на зразку з досліджуваного матеріалу і знаходиться в однаковому температурному полі з досліджуваним зразком. Таким чином проходить компенсація впливу температури на вимірювання деформації.

Розглянута схема використовується в приладі ИДЦ-1 з класом точності 0,1.

#### 4.2 Проведення дослідження металу труб у лабораторних умовах

В якості розтягуючої машини було використано модель типу Р-50 з точністю встановлення навантаження 1 %.

При проведенні досліджень були виконані умови, які описані в державному стандарті [21].

Підготовку дослідної машини Р-50 до вимірювань проведено у відповідності з технічним описом та інструкцією з експлуатації [72].

Підготовку поверхні досліджуваного зразка з метою забезпечення рівномірного прилягання п'єзоелементу пластини ультразвукового перетворювача в заданій точці вимірювання проведено з допомогою ручного шліфування.

Перевірку придатності відшліфованої поверхні під ультразвукові вимірювання проведено при допомозі “аплікатора чистоти поверхні”, що є сталним кубиком з ручкою, торцева грань якого відшліфована з чистотою шорохуватості за класом R6.

На рис. 4.3 зображено проведення вимірювань в лабораторних умовах НДС зразка за допомогою розробленого пристрою.

Підготовку і настроювання вимірювальної системи проведено в такій послідовності:

- на підготовлені зразки наклеюємо тензодавачі вибраного типу (табл. 4.1), які встановлюємо в двох взаємоперпендикулярних площинах – вздовж дії сили розтягу і перпендикулярно до неї. Для наклеювання тензодавачів на поверхню зразків використовуємо клей типу БФ-2;
- встановлюємо досліджуваний зразок в розривну машину;
- встановлюємо ПЕП в обойму кріплення;
- витримуємо давач в обоймі протягом 1-2 хв., з метою повного витискування акустоконтактора з-під його поверхні;

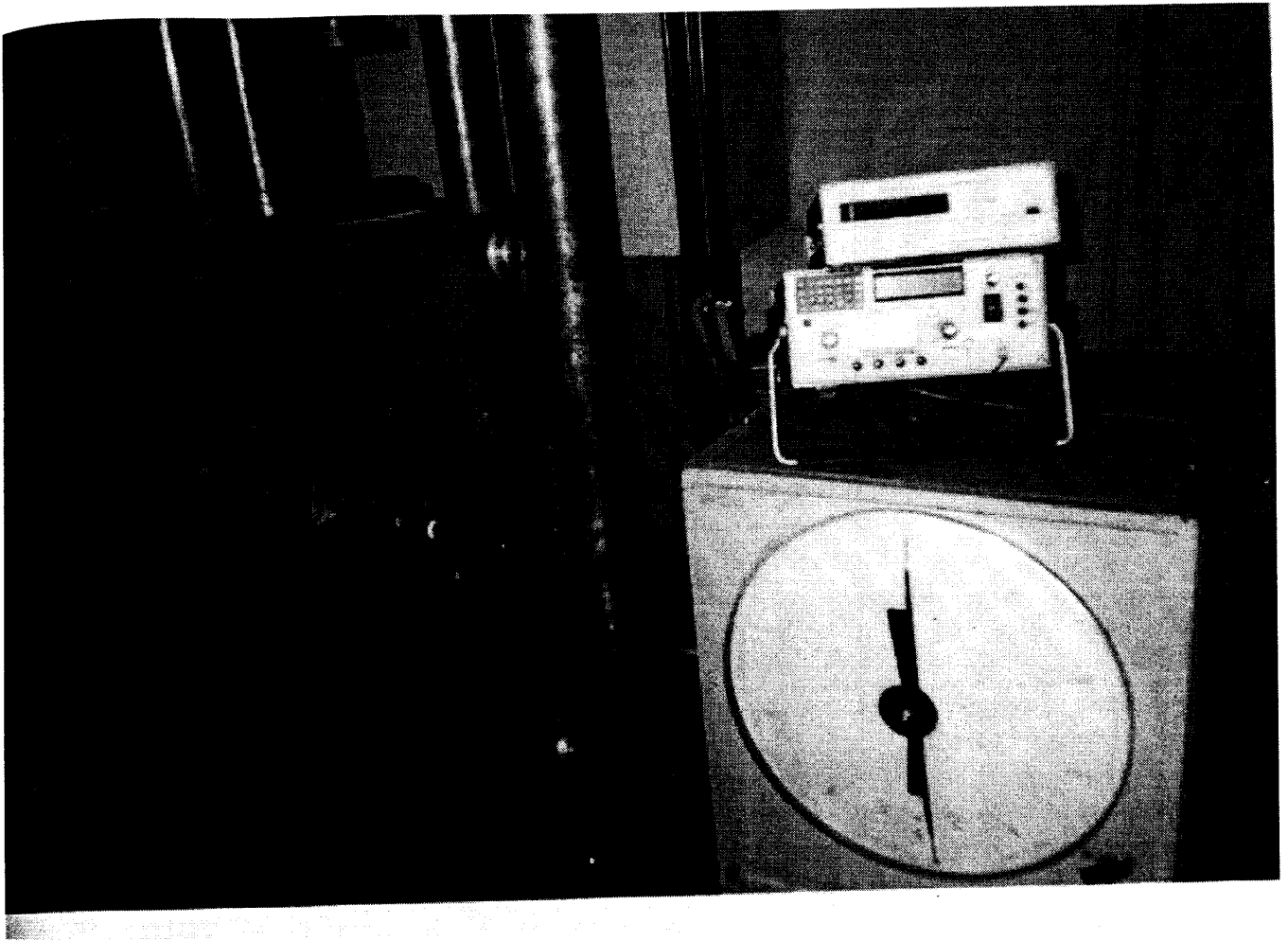


Рис.4.3. Проведення досліджень напружено-деформованого стану металу зразка в лабораторних умовах.

- з'єднуємо ПЕП з пристроєм "Сігма-5" з допомогою кабелю;
- досягаємо чітких луносигналів при орієнтації ПЕП у двох взаємно-перпендикулярних напрямках;
- фіксуємо покази пристрою "Сігма-5" та ИДЦ-1;
- навантажуюємо зразок з дискретністю 3 кН і знімаємо покази пристрою "Сігма-5" та ИДЦ-1.

### 4.3 Порівняльний аналіз результатів досліджень

Для порівняльного аналізу результатів досліджень використовуємо теоретичний і тензометричний методи.

Розраховуємо напруження теоретично [21]:

$$\sigma_m = \frac{F}{S}, \quad (4.7)$$

де  $F$  – прикладене зусилля до зразка,  $S$  – площа поперечного перерізу зразка, яка дорівнює  $80 \text{ мм}^2$ .

Напруження через деформації визначаємо:

$$\sigma_\delta = \frac{E}{\mu} \varepsilon, \quad (4.8)$$

де  $E$  – модуль Юнга,  $\mu$  - модуль Пуассона,  $\varepsilon$  - рівень деформації.

Для розрахунку напружень ультразвуковим методом використовуємо аналітичні залежності (2.56).

Експеримент проводився на п'яти зразках. Усереднені дані випробувань показані в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 –

Результати визначення напруження першого зразка теоретичним, тензометричним та ультразвуковим методами.

Навантаження, кН.	$\sigma_{теор}$ , МПа	$\sigma_{тенз}$ , МПа	$\sigma_{ультр}$ , МПа
0	0	0	0
3	37,5	12,5	29,3
6	75,0	18,9	50,1
9	112,5	51,0	90,2
12	150,0	100,1	129,6
15	187,5	144,3	160,3
18	225,0	195,5	121,4
21	262,5	239,6	253,2
24	300,0	288,4	291,0
27	337,5	332,3	321,6

Таблиця 4.3 –

Результати визначення напруження другого зразка теоретичним,  
тензометричним та ультразвуковим методами.

Навантаження, кН.	$\sigma_{теор}$ , МПа	$\sigma_{тенз}$ , МПа	$\sigma_{ультр}$ , МПа
0	0	0	0
3	37,5	11,6	26,1
6	75,0	18,6	48,4
9	112,5	50,2	90,5
12	150,0	103,4	128,4
15	187,5	140,5	159,6
18	225,0	190,6	211,3
21	262,5	233,1	250,4
24	300,0	276,4	287,0
27	337,5	311,2	316,4

Таблиця 4.4 –

Результати визначення напруження третього зразка теоретичним,  
тензометричним та ультразвуковим методами.

Навантаження, кН.	$\sigma_{теор}$ , МПа	$\sigma_{тенз}$ , МПа	$\sigma_{ультр}$ , МПа
0	0	0	0
3	37,5	10,5	28,6
6	75,0	11,3	50,1
9	112,5	49,0	92,3
12	150,0	98,4	132,5
15	187,5	132,1	165,1
18	225,0	185,4	220,3
21	262,5	229,8	259,4
24	300,0	275,3	296,0
27	337,5	316,1	320,3



Результати визначення напруження четвертого зразка теоретичним,  
тензометричним та ультразвуковим методами.

Навантаження, кН.	$\sigma_{теор}$ , МПа	$\sigma_{тенз}$ , МПа	$\sigma_{ультр}$ , МПа
0	0	0	0
3	37,5	13,6	26,9
6	75,0	21,3	50,8
9	112,5	54,2	90,6
12	150,0	103,6	133,3
15	187,5	147,2	170,1
18	225,0	199,4	225,4
21	262,5	244,3	260,1
24	300,0	294,6	294,0
27	337,5	338,5	322,1

Таблиця 4.6 –

Результати визначення напруження п'ятого зразка теоретичним,  
тензометричним та ультразвуковим методами.

Навантаження, кН.	$\sigma_{теор}$ , МПа	$\sigma_{тенз}$ , МПа	$\sigma_{ультр}$ , МПа
0	0	0	0
3	37,5	14,0	26,9
6	75,0	22,0	51,1
9	112,5	51,0	91,6
12	150,0	101,2	130,2
15	187,5	145,6	169,2
18	225,0	200,1	218,9
21	262,5	243,2	259,1
24	300,0	289,9	293,2
27	337,5	340,5	325,4

З усереднених даних побудовані графіки залежностей напружень від прикладених зусиль для різних методів (рис. 4.10).

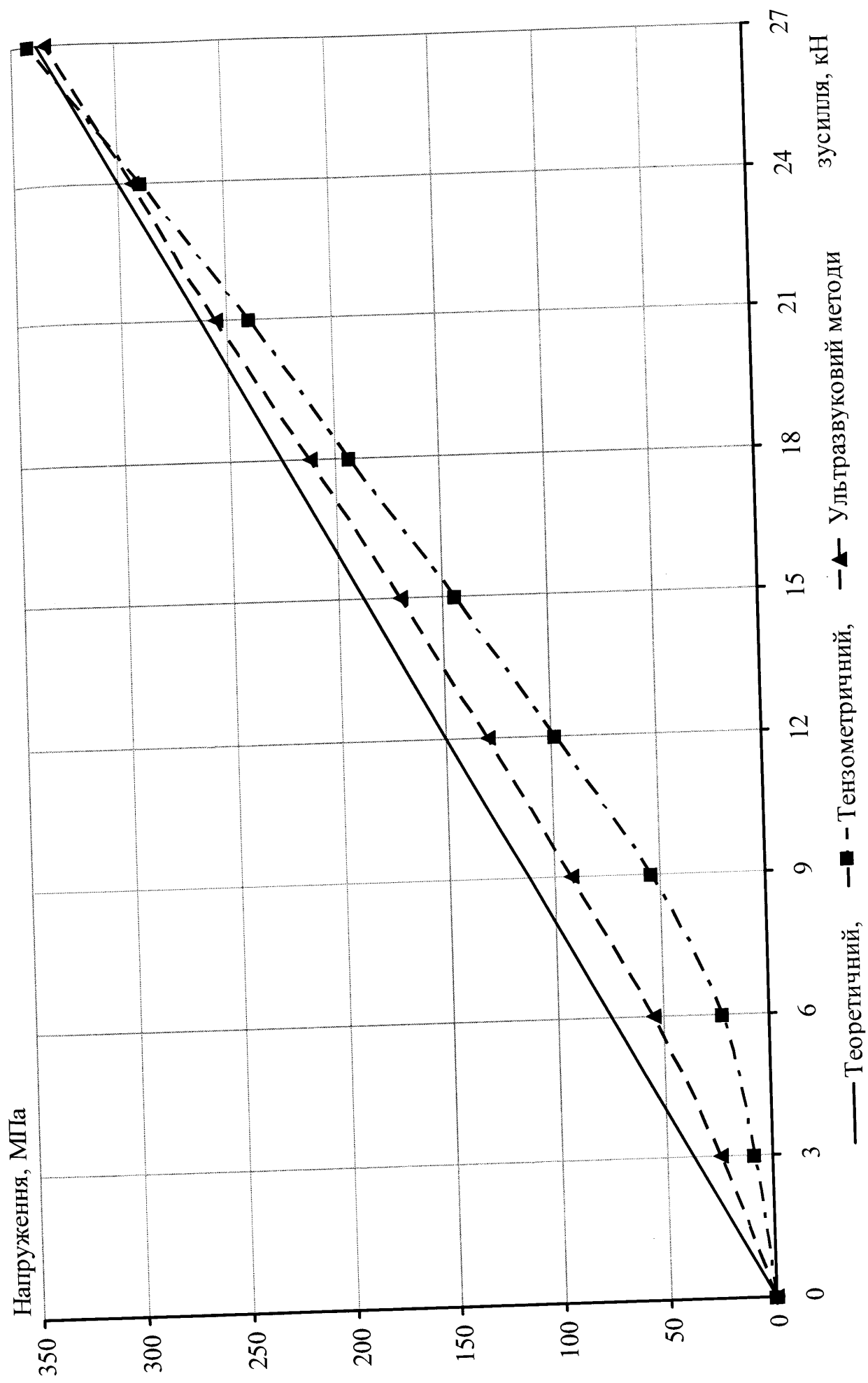


Рис. 4.10 Залежність напруження від прикладеного зусилля, визначене різними методами.

## Висновки до розділу

1. Проведені лабораторні дослідження зразків виготовлених із металу технологічних трубопроводів, які використовуються на АГНКС, підтвердив теоретичні висновки про залежність часу поширення ультразвуку в металі від величини його напружень.
2. Показано, що найбільш ефективним методом контролю НДС є комплексне використання тензометричного і ультразвукового методів.
3. Використання тензодавачів для визначення деформацій має той недолік, що за допомогою їх не можна виміряти залишкові напруження, а використання ультразвукового методу контролю дає можливість визначити як залишкові, так і набуті в процесі експлуатації напруження.
4. Доказано, що тензометричний метод є не чутливий на початку шкали вимірювань, що є додатковою похибкою із-за нелінійності характеристики.
5. При досягненні текучості металу час проходження ультразвуку в двох взаємноперпендикулярних напрямках змінює знак, що свідчить про початок зони текучості. Таким чином, з високою точністю можна визначати границю текучості металу.
6. Доказано, що ультразвуковий метод з визначення НДС металу труб є більш точним у порівнянні з тензометричним, так як значення напруження, визначене ультразвуковим методом для сталі Ст20, є ближче до теоретичного значення, ніж тензометричним методом.

## РОЗДІЛ 5

**ПРОВЕДЕННЯ НАТУРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАПРУЖЕНО-  
ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВОДІВ  
АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ**

**5.1. Визначення місць концентрації напруження в технологічних трубопроводах автомобільної газонаповнюючої компресорної станції**

Внутрішній тиск газу технологічних трубопроводів АГНКС є одним із основних силових чинників, що визначає режим їх експлуатації. Тому при розрахунку товщини стінки труб виходять, насамперед, із величини допустимих напружень, які визначаються заданим внутрішнім тиском газу.

Поряд із тангенціальними напруженнями  $\sigma_t$  внутрішній тиск газу викликає також і поздовжні розтягуючі напруження  $\sigma_z$ . Технологічні трубопроводи АГНКС у місцях стиків із сепараторами, холодильником, циліндрами компресора та ін. є защемленими і не можуть вільно переміщатись у повздовжньому напрямку, що зумовлює виникненню напружень.

Значним є і третє головне напруження  $\sigma_r$ , з напрямком дії перпендикулярно до  $\sigma_t$  та  $\sigma_z$ . Таким чином, в технологічних трубопроводах кожної ступені АГНКС діють об'ємні напруження різної величини і напрямку.

Як критерій рівня напруженого стану в експлуатаційних умовах приймається величина інтенсивності напружень  $\sigma_i$ , яка, в загальному, матиме вигляд [22]:

$$\sigma_i = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2}, \quad (5.1)$$

Згідно з технічними умовами при проектуванні і експлуатації, труби для технологічних трубопроводів АГНКС виготовляються з марок сталей Ст10 та Ст20 із границею міцності  $\sigma_e=520$  МПа. Таким чином, інтенсивність напружень у стінках трубопроводів не повинна перевищувати:

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_e}{\kappa_e}, \quad (5.2)$$

де  $\kappa_e$  – узагальнений коефіцієнт безпеки, який для технологічних трубопроводів АГНКС дорівнює 2,5;  $\sigma_e$  - граничне значення напруження текучості для марки сталі труби, яка використовується в експлуатаційних умовах.

Особливим чинником в нерівномірній концентрації напружень трубопроводів АГНКС має форма перерізу труби і визначення таких місць має важливе практичне значення, оскільки технологічні трубопроводи АГНКС мають різну геометричну форму.

По-перше, вдається врахувати додаткові напруження, які виникають із-за різного радіуса кривизни трубопроводів, їх форми і величини і, по-друге, визначити перерізи, в яких напруження досягають максимального значення.

НДС труби з круглою оболонкою під дією внутрішнього тиску значно відрізняється від НДС при відхиленні її поперечного перерізу від правильної геометричної форми згідно теоретичних досліджень [15, 69]. При відхиленні у вигляді симетричної овальності, що визначається як відношення різниці найбільшого  $d_{max}$  і найменшого  $d_{min}$  діаметрів труби до номінального діаметра  $d$ , виникають згинні моменти по великій і малій осі овалу (рис. 5.1).

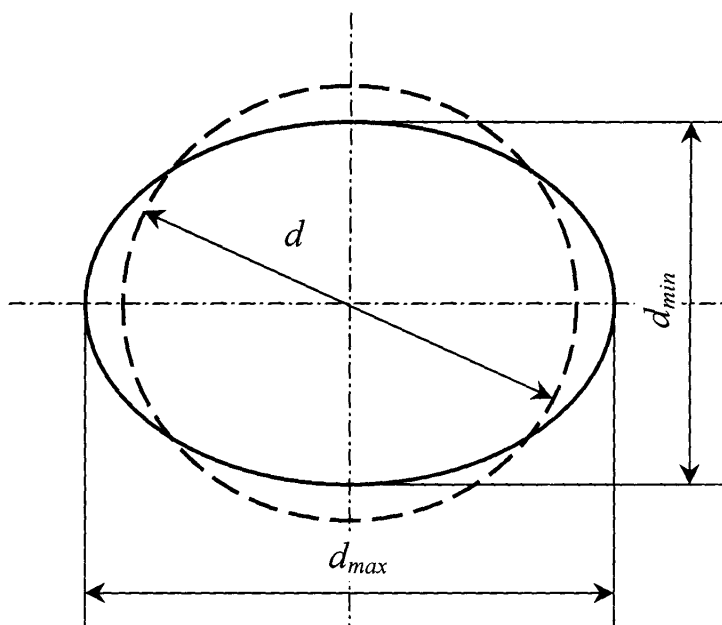


Рис. 5.1. Відхилення поперечного перерізу труби від правильної геометричної форми.

Використання теоретичних рішень, отриманих за допомогою теорії тонких оболонок, у кожному конкретному випадку для практичного застосування визначення рівня максимальних напружень у трубі з невеликою овальністю (в межах 10 %) є досить громіздкою і трудною задачею.

У роботах [71, 78, 62] наводяться розраховані значення згинних моментів для кільця з овальністю до 10 %. При 10-ти процентній овальності згинні моменти за великою та малою віссю овалу протилежні за знаком, а абсолютні значення їх відрізняються лише на 5 %.

В даних роботах наведена формула для згинних моментів при значеннях овальності (до 10 %) з врахуванням деформації овалу від дії внутрішнього тиску у вигляді:

$$M_{z2} = \pm \frac{E \cdot I \cdot K}{1 - \mu^2} (C - C_0), \quad (5.3)$$

де  $I$  – момент інерції перерізу кільця одиничної ширини,  $K$  – номінальна кривизна труби,  $C_0$  – параметр початкової кривизни серединної поверхні даної труби,  $C$  – параметр кривизни серединної поверхні труби, що знаходиться під тиском,  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона,  $E$  – модуль пружності.

Різними авторами пропонувався ряд інженерних рішень, які враховують підвищення напружень у трубах від овальності їх перерізу. Так, наприклад, згідно методики розрахунку трубопроводів за номінальним станом максимальне напруження визначалось за формулою Аржанникова – Булгакова, згідно з якою для овальної труби з постійною товщиною стінки  $\delta$  маємо [68]:

$$\sigma_{max} = \frac{Pd}{2\delta} \left( 1 + 1.5 \frac{d}{\delta} u \right), \quad (5.4)$$

де  $\delta$  – товщина стінки труби,  $u$  – коефіцієнт овальності, приймається за технічними умовами як постійний (1,5-2,0 %) для різних значень внутрішнього тиску,  $P$  – внутрішній тиск газу.

Експериментальні дослідження [11] показали, що дійсні значення максимальних напружень в овальних трубах сягають 9,2 %, що значно перевищує розрахункові. При цьому початкова овальність труб зменшується з ростом внутрішнього тиску. Ця обставина не враховувалась розробленими методиками і призводить до розходжень розрахункових та експериментальних даних. Фактичні напруження були нижчими, ніж теоретичні значення, розраховані з врахуванням первинної овальності до 1,8 разу.

Це дозволило на основі методу К. Інгерле отримати просту з достатнім ступенем точності формулу для розрахунку максимальних напружень у трубах з невеликою овальністю (до 10 %), яка відповідає запитам інженерної практики [11]:

$$\sigma_t^{max} = \frac{PR}{\delta} \left( 1 + \frac{3u}{\frac{\delta}{R} \left( 1 + 4(1 - \mu^2) \frac{P}{E} \left( \frac{R}{\delta} \right)^3 \right)} \right), \quad (5.5)$$

де  $R$  – номінальний радіус труби.

Коефіцієнт овальності матиме значення:

$$u = \frac{d_{max} - d_{min}}{d}. \quad (5.6)$$

Отриману розрахункову формулу (5.5) можна використовувати для аналізу початкової овальності перерізу напружено-деформованого стану труб. Так, на основі формули (5.5) отримані номограми залежності величини відношення максимальних тангенціальних напружень до тангенціальних кругового циліндру від внутрішнього тиску при різних відношеннях  $\delta/R$  і різних значеннях овальності (рис. 5.2, рис. 5.3).

Із наведених кривих видно, що при експлуатаційних тисках овальність суттєво впливає на напружено-деформований стан труби, а саме: збільшує напруження в її стінці до 8,4 % при  $u=1.5$  %, та до 10,2 % при  $u=2$  %.

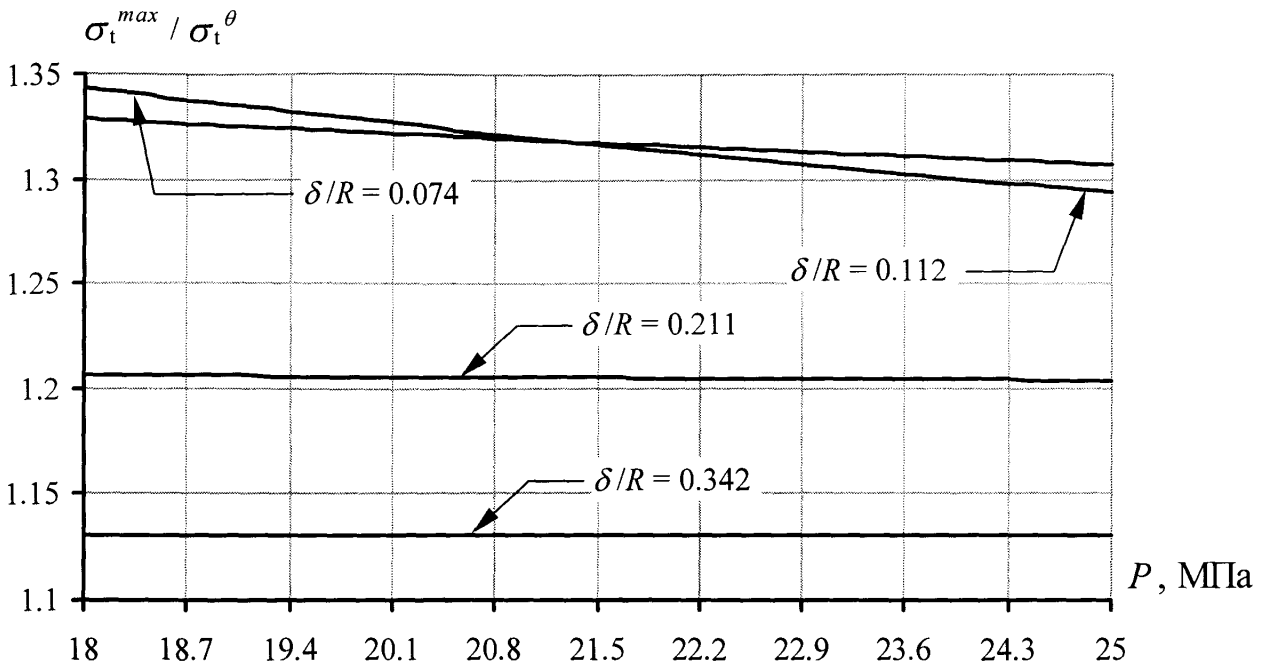


Рис. 5.2. Залежність  $\sigma_t^{max} / \sigma_t^\theta$  від внутрішнього тиску газу при різних значеннях  $\delta / R$  для  $u=1.5 \%$  ( $\sigma_t^\theta = PR \delta$ ).

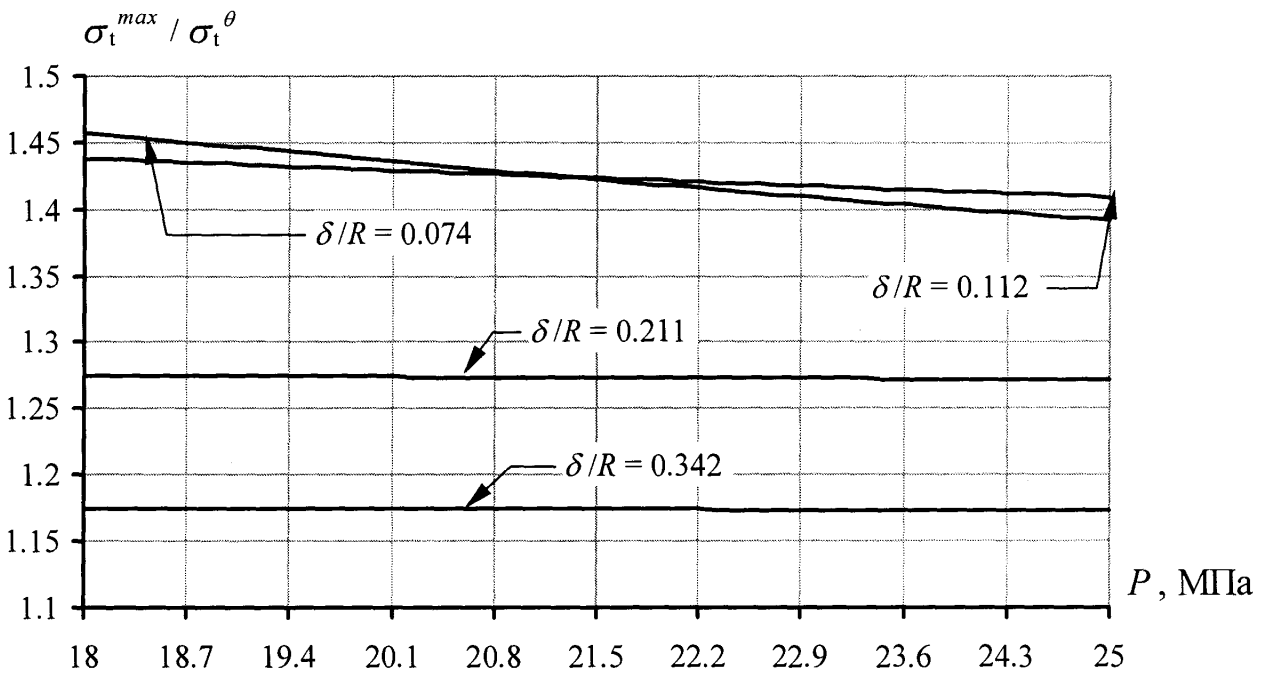


Рис. 5.3. Залежність  $\sigma_t^{max} / \sigma_t^\theta$  від внутрішнього тиску газу при різних значеннях  $\delta / R$  для  $u=2 \%$  ( $\sigma_t^\theta = PR \delta$ ).



У табл. 5.1 представлено дані за результатами тензOMETричних вимірювань напружень технологічних трубопроводів АГНКС з овальністю в допустимих межах. Для порівняння в даній таблиці дано значення тангенціальних напружень на поверхні труби по великій і малій осях овалу, крім того, в ній представлено значення коефіцієнтів, визначених експериментально  $\alpha_e$  та теоретично  $\alpha_m$  за допомогою залежності (5.5).

Таблиця 5.1 –

Вплив овальності перерізу труб на їх напружено-деформований стан.

Розмір труби, мм $u, \%$	$P, \text{МПа}$	$\sigma_t^{min}, \text{МПа}$	$\sigma_t^{max}, \text{МПа}$	$\alpha_e$	$\alpha_m$
108x4, $u=1.89$	1,2	9	27	1.66	1.63
108x4, $u=1.89$	1,8	12	39	1.62	1.59
89x5, $u=1.12$	3,4	14	45	1.52	1.47
89x5, $u=1.12$	5,1	20	67	1.49	1.46
76x8, $u=0.55$	9,6	16	59	1.29	1.25
76x8, $u=0.55$	14,5	27	85	1.24	1.20
70x12, $u=0.37$	18	21	53	1.02	0.01
70x12, $u=0.37$	25	29	73	1.01	1.01

При експериментальному дослідженні напружено-деформованого стану від овальності труби, перехід від зміни головних деформацій  $\varepsilon_1$  та  $\varepsilon_2$  до значення напружень проводився із застосуванням співвідношень пружності з узагальненого закону Гука, при умові  $\sigma_r=0$ :

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2),$$

$$\sigma_z = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_2 + \mu\varepsilon_1).$$
(5.7)

У пружній зоні при деформаціях, які не перевищують деформації границі текучості, значення отриманих таким чином напружень співпадають з дійсними. В свою чергу, тангенціальні напруження  $\sigma_t$ , отримані тензOMETруванням зовнішньої поверхні по малій та великій осях овальної труби, складаються з напружень від розтягу і додаткових напружень від моментів згину  $\sigma_t^{32}$  [11]:

$$\begin{aligned}\sigma_t^{max} &= \sigma_t^M + \sigma_t^{32} , \\ \sigma_t^{min} &= \sigma_t^M - \sigma_t^{32} ,\end{aligned}\tag{5.8}$$

де  $\sigma_t^M$  – тангенційні мембранні (номінальні) напруження, що мають місце в безмоментній зоні на серединній поверхні труби.

Так як для невеликих значень овальності моменти згину (5.3) по осях овалу можна вважати однаковими, то з (5.8) отримуємо:

$$\begin{aligned}\sigma_t^M &= \frac{\sigma_t^{max} + \sigma_t^{min}}{2} , \\ \sigma_t^{32} &= \frac{\sigma_t^{max} - \sigma_t^{min}}{2} .\end{aligned}\tag{5.9}$$

В додатках М, Н, П, Р представлені графіки тангенціальних і напружень згину від овальності в технологічних трубопроводах 1-ї – 4-ї ступенів.

При розвантаженні зі зменшенням внутрішнього тиску в технологічному трубопроводі тангенціальні напруження зменшуються за тією ж кривою, яка мала місце при навантаженні до робочого тиску. Таким чином, овальність перерізу труби після розвантаження зберігається. Тангенціальні напруження при робочих тисках у всіх технологічних трубопроводів АГНКС були близькі за значенням до  $0,1\sigma_m$ , проте максимальні напруження в стінках труб перевищують дану величину в залежності від ступеня овальності  $u$ .

## **5.2. Порядок проведення контролю напружено-деформованого стану технологічних трубопроводів автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій**

Перед початком проведення контролю технічного стану технологічних трубопроводів АГНКС, визначаємо місця концентрації напружень (защемлення,

місця згинів). Для попередньої оцінки величини напружень в вибраних точках визначаємо їх максимальні значення з використанням (5.5).

Таким чином, ми отримуємо масив точок з попередньою інформацією про розподіл напружень по довжині технологічних трубопроводів. Отримані дані допомагають більш точно визначити місця концентрації напружень, оптимізувати кількість точок контролю та їх місцеположення.

Для вибраних точок контролю визначаємо статичні та динамічні напруження згідно алгоритмів зображених на рис. 5.5 та рис. 5.6

Дані алгоритми реалізовано в розробленому пристрої "Сігма-5" На рис. 5.4 зображено передню панель пристрою, який реалізовує запропоновану методику контролю. На екрані 9 ми спостерігаємо форму зондуючого імпульсу та форму сигналів на виходах підсилювача та схеми обробки луноімпульсів. Для вибору даних блоків використовуємо перемикач 5. Регулювання форми сигналу здійснюємо ручкою 4.

Таким чином ми можемо коректувати форму акустичного поля ПЕП при вимірюванні часу проходження ультразвуку, а також вибирати період коливань луноімпульсу для визначення часу переходу його через нуль.

За допомогою клавіатури 1 ми вибираємо наступні опції роботи пристрою "Сігма-5":

- ввід констант  $A$  та  $B$  для даного матеріалу труби;
- ввід даних про вібрацію (частоту та амплітуду);
- ввід команд для обчислення статичних, динамічних і сумарних напружень;
- номер точки контролю НДС трубопроводу та номер точки в перерізі;
- запис виміряних і обчислених даних у внутрішню пам'ять розробленого пристрою;
- передачу даних на персональний комп'ютер для їх кінцевої обробки та візуалізації.

На рідкокристалічному текстовому екрані 2 відображаються дані, які введені з клавіатури чи персонального комп'ютера, а також результати обчислень.

Кнопки 8 використовуються для вибору тривалості і величини зворотного зв'язку синхрокільця.

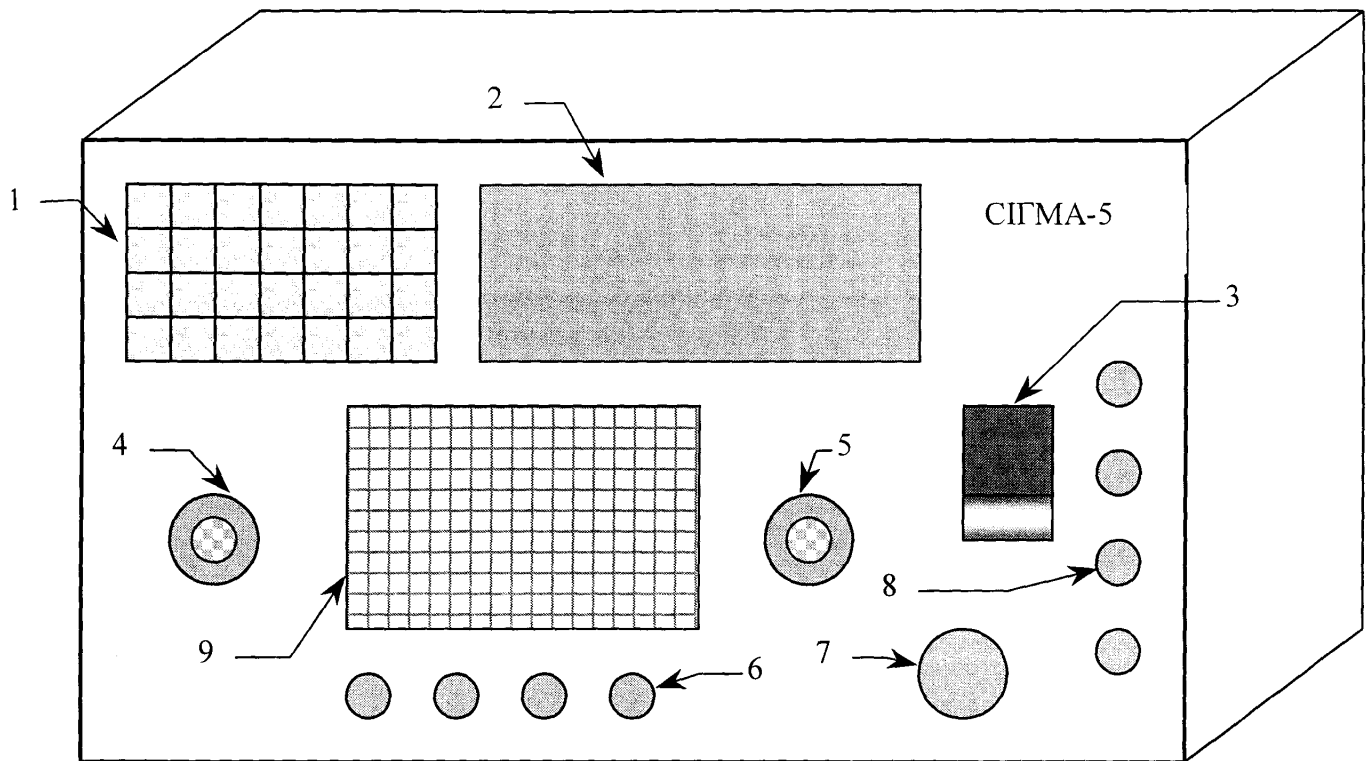


Рис. 5.4. Схема розміщення засобів індикації і управління на лицевій панелі розробленого пристрою "Сігма-5":

1 – кнопки управління, 2 – текстовий індикатор, 3 – вимикач, 4 – ручка регулювання форми сигналу, 5 – переключач вибору блоку, 6 – ручки настроювання зображення, 7 – роз'єм з'єднувального кабелю, 8 – кнопки вибору параметрів вимірювання часу проходження ультразвуку, 9 – індикатор форми сигналу.

Пристрій виготовлений по блочній структурі і має можливість тестування основних функціональних вузлів.

ПЕП з'єднується із вторинним пристроєм за допомогою коаксіального кабелю.

Розроблений пристрій має нормалізований вихід для зв'язку із комп'ютером.

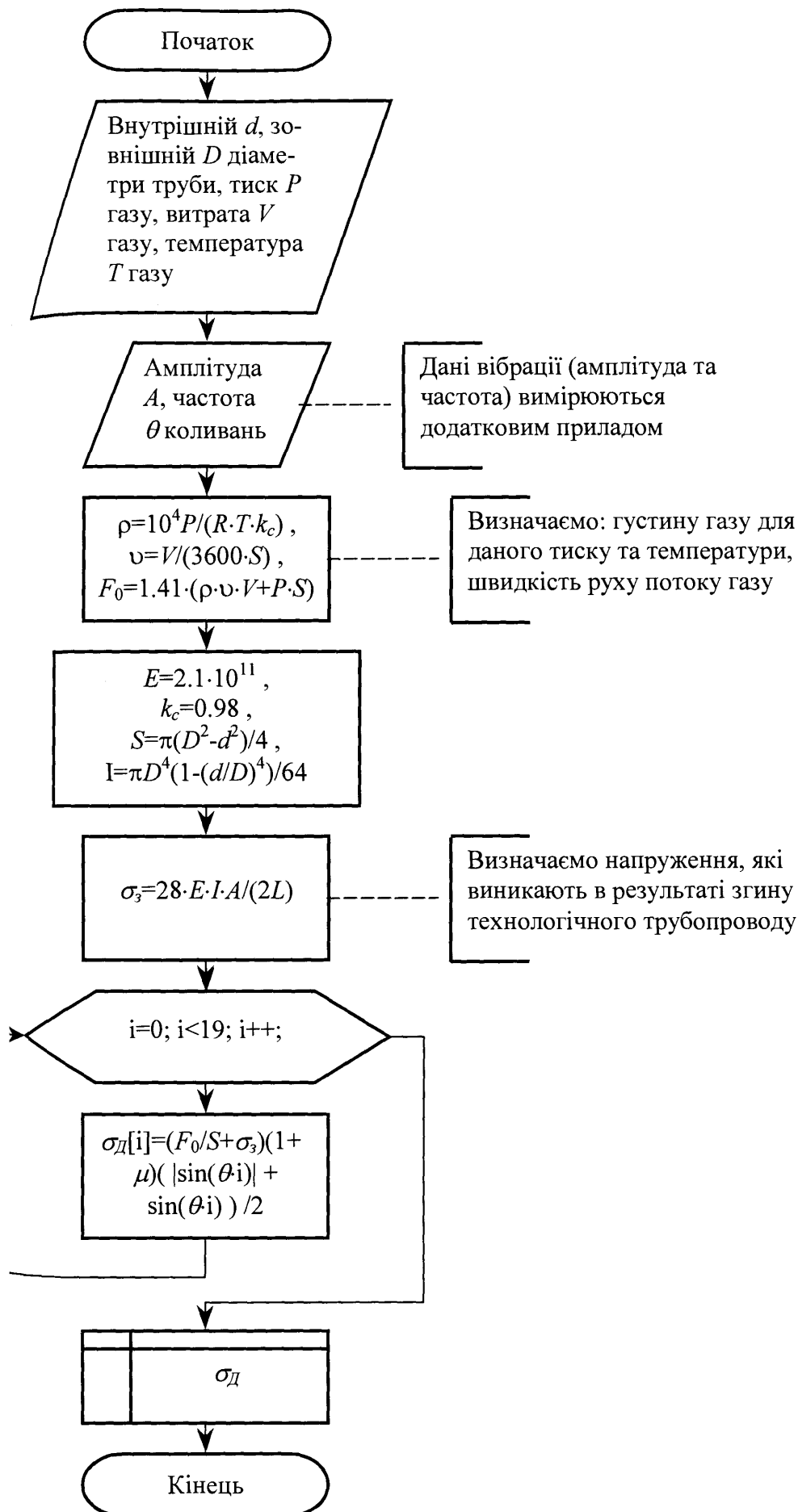


Рис. 5.5. Алгоритм визначення динамічних напружень.

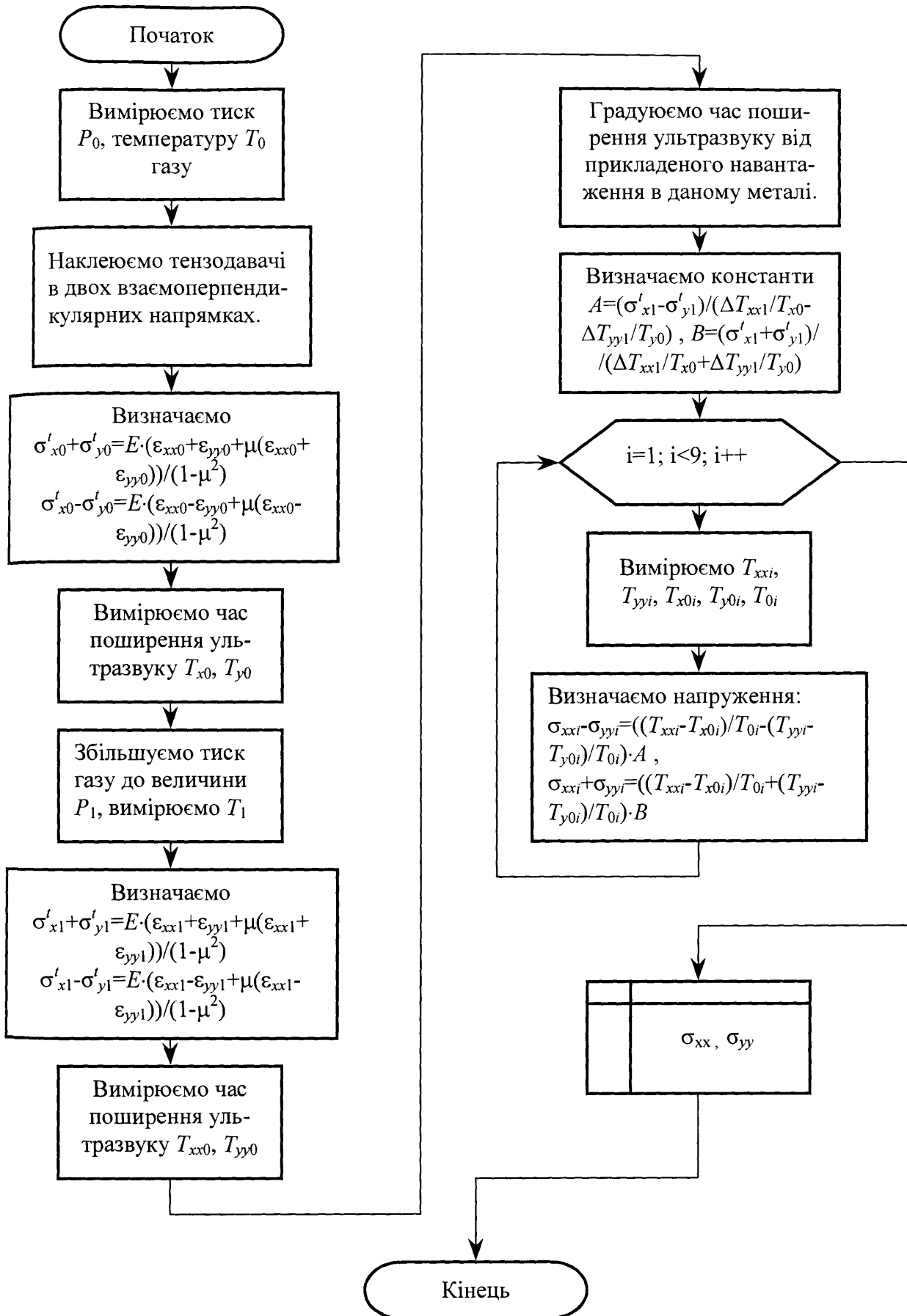


Рис. 5.6. Алгоритм визначення статичних напружень.

### 5.3. Обробка результатів діагностування технічного стану трубопроводів

Для обробки вимірних даних ми використали персональний комп'ютер. Програми, які обробляють вимірні дані приведені в додатку С і додатку Т.

На рис. 5.7 зображено результати роботи програми по візуалізації отриманих даних, складеної мовою програмування C++, при контролі перерізу труби 4-ї ступені. Епюра напружень перерізу труби будується для кожної точки обстеження технологічного трубопроводу АГНКС. Дані зберігаються в пам'яті програми і можуть бути відтворені в будь-який момент часу. В програмі передбачена можливість друкування графічних зображень.

Епюра будується за 8-ма вимірами в критичних перерізах труби по її довжині. Точками показано вимірні значення, які апроксимуються сплайнами для отримання кривої розподілу напружень по довжині перерізу.

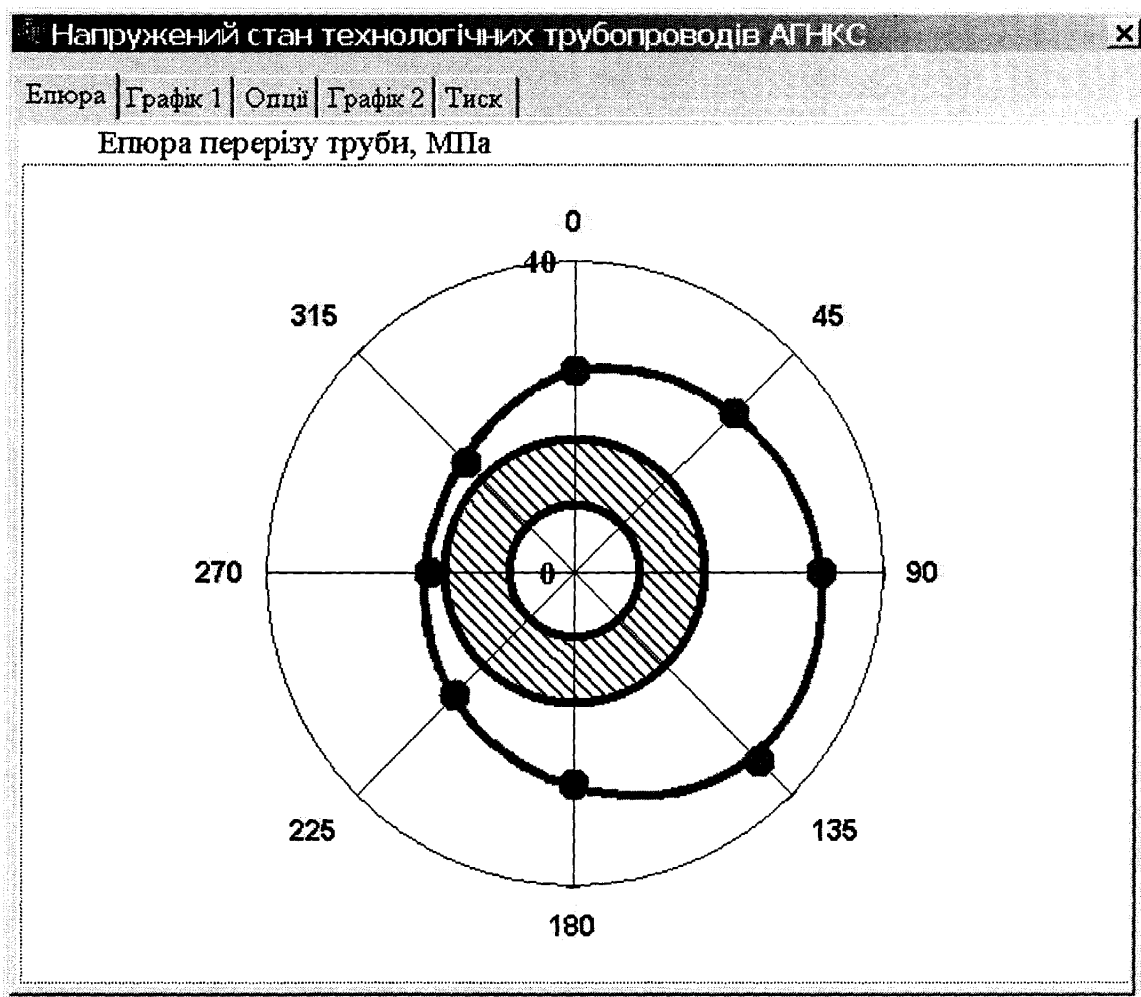


Рис. 5.7. Епюра напружень перерізу трубопроводу.

Для наглядного порівняння розподілу напружень по точках контролю технологічних трубопроводів АГНКС в розробленій програмі будується діаграма напружень (рис. 5.8).

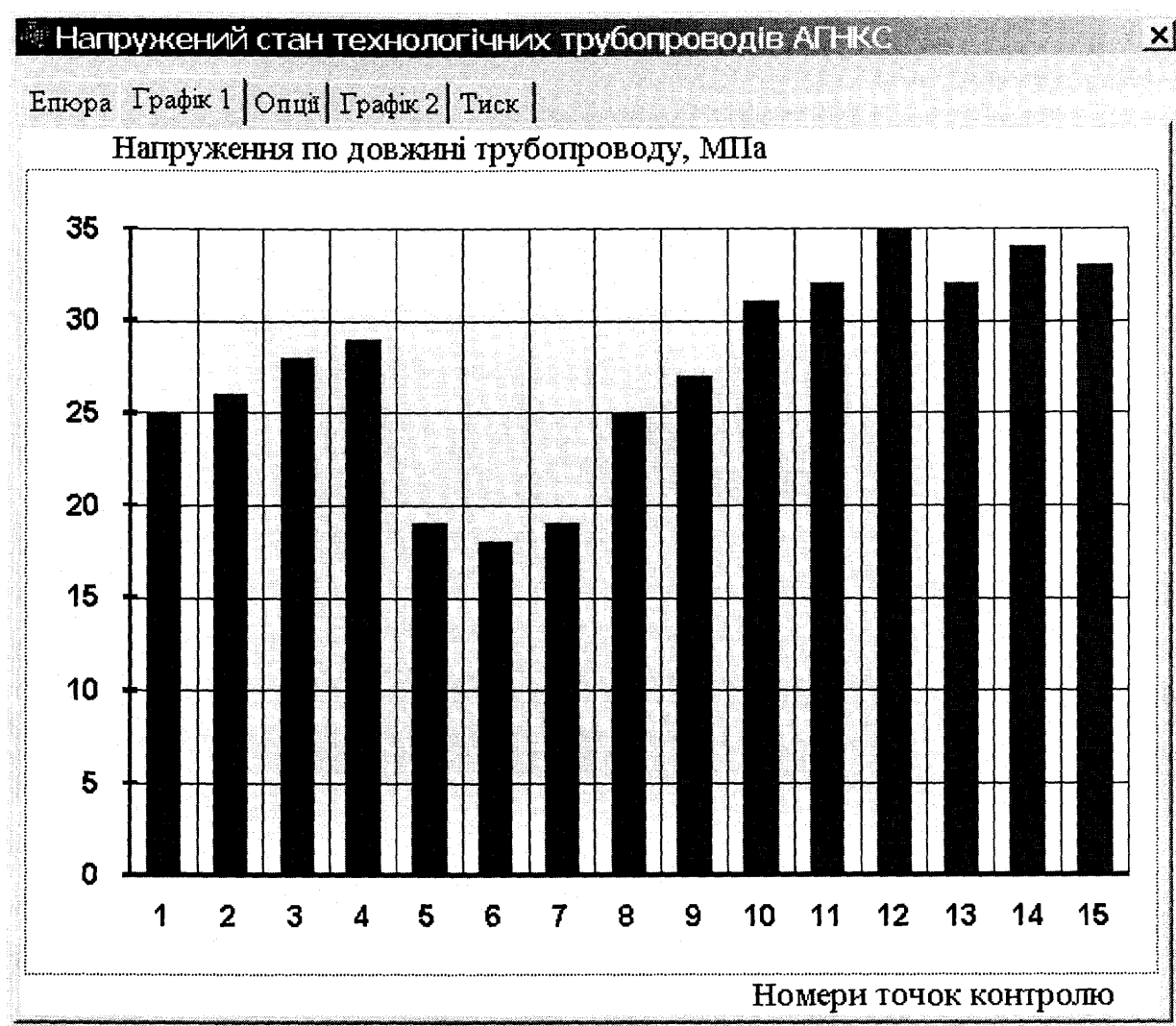


Рис. 5.8. Розподіл напружень по точках контролю.

За побудованим графіком можна визначити найбільш небезпечні точки та місця технологічних трубопроводів. Дана діаграма будується для вибраних точок перерізу трубопроводу, а також і для найбільших значень перерізу.

На рис. 5.9 побудовано за результатами вимірювань графіки динамічних напружень для двох періодів.

На рис. 5.10 представлено графік прогнозованого напруження від тиску газу для четвертої ступені АГНКС.



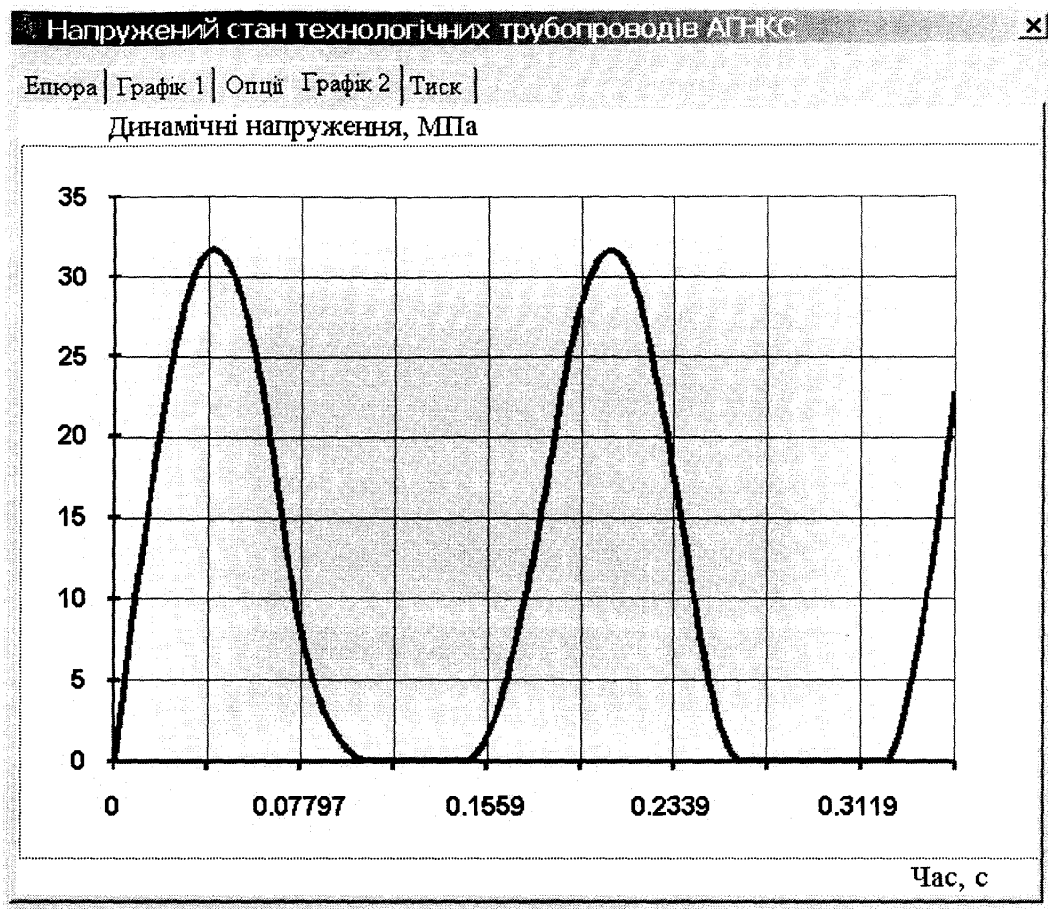


Рис. 5.9. Графік динамічних напружень.

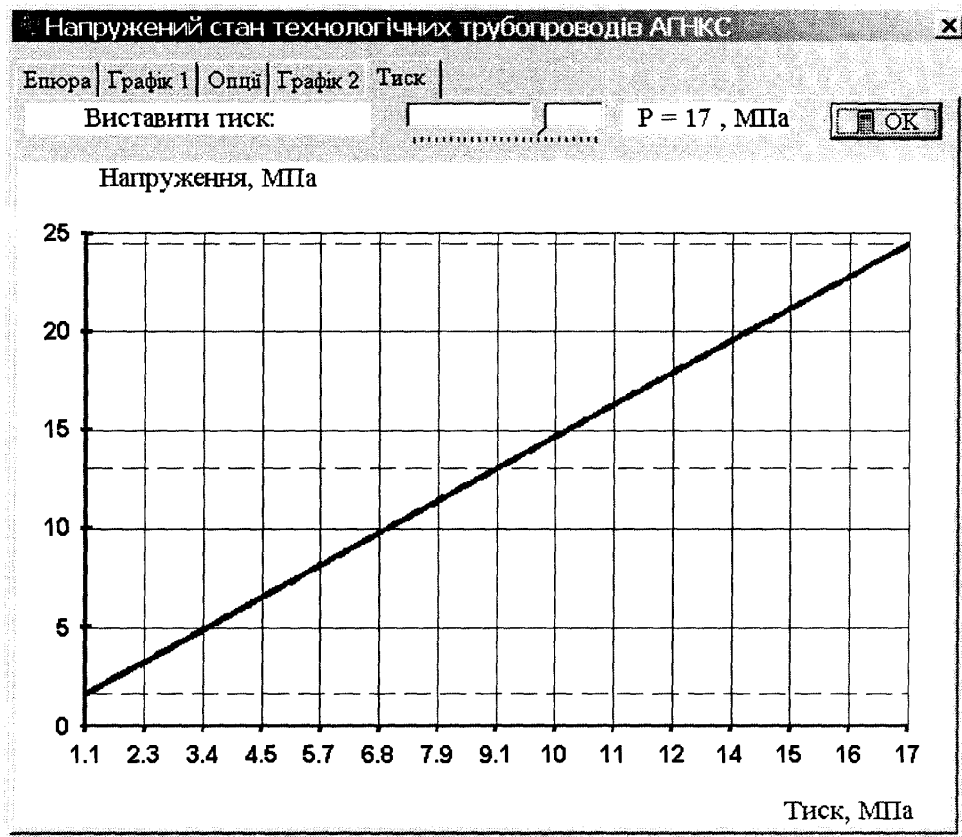


Рис. 5.10. Графік залежності напружень від тиску газу.

За допомогою опцій програми (рис. 5.11) пристрій зв'язується через інтерфейс RS232 із комп'ютером та передає всі дані з внутрішньої пам'яті. В даному вікні програми вибирається точки та параметри побудови графіків.

**Напружений стан технологічних трубопроводів АГНКС** [X]

Етюра | Графік 1 | Опції | Графік 2 | Тиск |

COM Port:  COM A  COM A Вибрано COM A

Точка перерізу:  Т. 1  Т. 2 Вибрано Т.1 перерізу

Точка трубопроводу:  Т. 1  Т. 2 Вибрано переріз № 2

Амплітуда вібрації, мм  Частота, Гц

Зовнішній діаметр D, м  Внутрішній діаметр d, м

Довжина стійки L, м  Тиск газу P, МПа

Ступень АГНКС (графік тиску)

**Читати дані із пристрою**

Таблиця напружень вибраного перерізу

1	2	3	4	5	6	7	8
26	29	32	34	27	22	19	20

OK

Рис. 5.11. Вікно програми задавання параметрів роботи програми.

Проведення вимірювань НДС технологічних трубопроводів АГНКС розробленим пристроєм в експлуатаційних умовах показано на рис. 5.12.

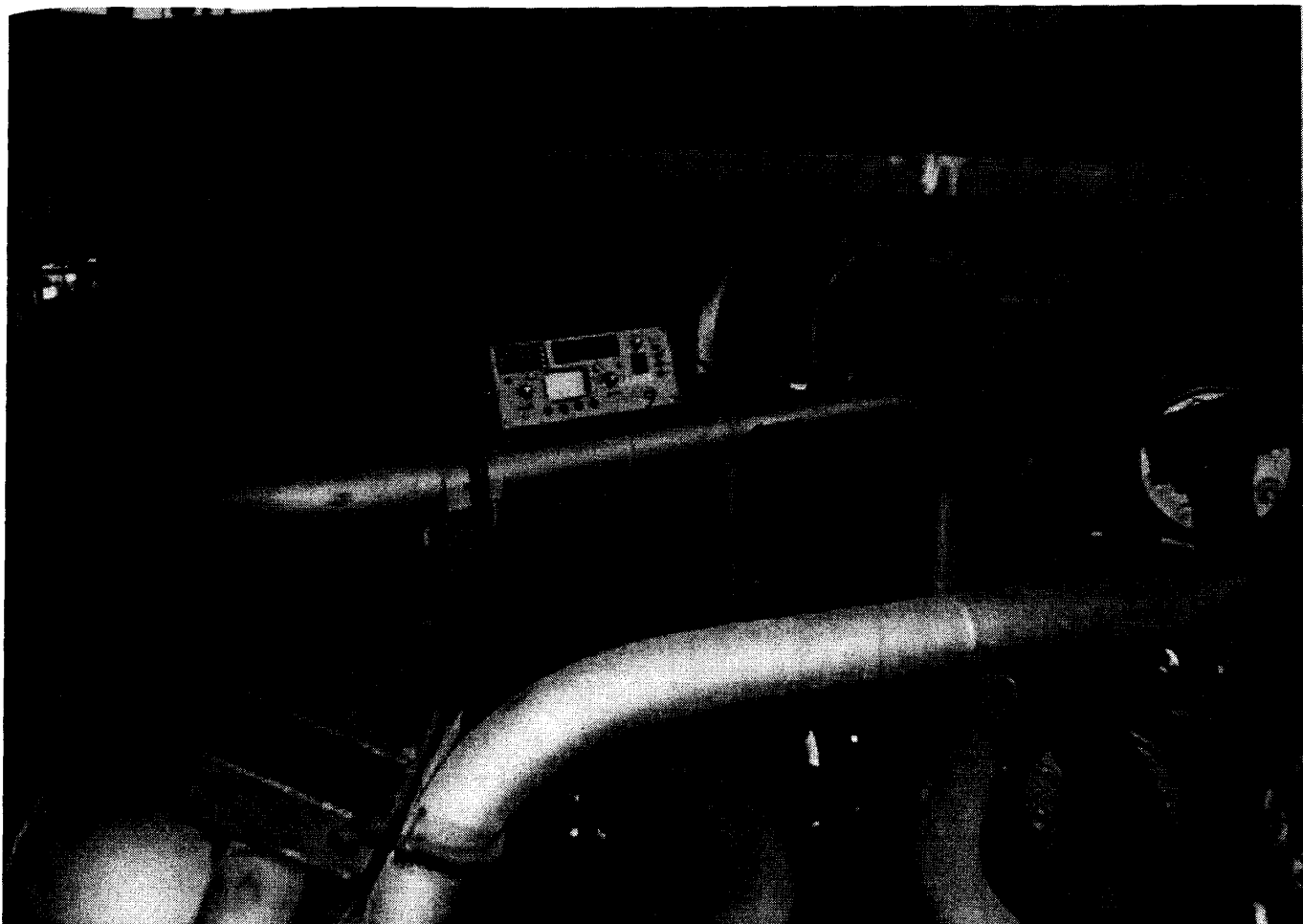


Рис. 5.12. Контроль напружено-деформованого стану технологічних трубопроводів АГНКС розробленим пристроєм "Сігма-5" в експлуатаційних умовах.

#### **5.4. Результати контролю величини напружень у технологічних трубопроводах автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій № 1 та № 2 м. Кременчук управління магістральних газопроводів "Черкаситрансгаз"**

Дослідження проводились на трубопроводах обв'язки першого і другого компресорів. Вибір точок в перерізах приводився по схемі (додаток У). Епюра напружень четвертої ступені стиску газу показана в додатку Ф. Товщина стінок трубопроводів визначалась вибірково. Перерізи вибрані на колінах трубопроводів обв'язки компресора. Дані занесені в таблиці 5.2.

Контроль товщини стінки технологічних трубопроводів АГНКС № 1.

№ перерізу	№ точки і товщина мм						$\delta_{\text{сер}}$ , мм
	1	2	3	4	5	6	
1	3.8	4.0	3.9	3.9	4.0	3.9	3.91
2	3.8	3.8	3.9	3.9	4.0	3.9	3.88
3	4.0	4.1	3.9	3.9	3.8	3.9	3.93
4	3.9	3.9	3.8	3.8	3.9	3.9	3.86
5	3.9	4.0	4.0	3.4	4.0	4.0	3.96
6	7.9	8.0	8.0	7.9	7.8	7.8	7.9
7	7.9	7.9	8.0	8.0	7.8	7.7	7.88
8	7.8	7.8	7.9	8.0	8.0	7.9	7.9
9	7.9	7.8	7.9	7.9	7.8	7.8	7.85
10	8.0	7.9	7.9	8.0	8.1	8.0	7.96
11	12.0	11.9	11.8	11.8	11.7	11.9	11.83
12	11.8	12.0	11.8	11.8	11.8	11.8	11.86
13	11.7	11.3	11.8	11.8	11.8	11.8	11.80
14	11.9	12.0	11.9	11.8	12.0	12.0	11.93
15	11.8	11.9	11.8	11.7	11.8	11.9	11.88
16	12.0	11.9	11.9	11.8	12.0	12.0	11.93
17	11.9	11.8	11.8	11.8	11.8	11.9	11.83
18	11.9	12	12	11.9	11.9	11.9	11.93

Дані обчислення напружень занесені в таблицю 5.3. Напруження визначались на колінах трубопроводів обв'язки компресора згідно схеми (дод. 2).

Таблиця 5.3. –

Контроль напружень розробленим пристроєм технологічних трубопроводів АГНКС № 1.

№ трубопроводу	№ точки	$\sigma_{xx}$ теор., МПа	$\sigma_{yy}$ теор., МПа	$\sigma_{xx}$ вимір., МПа	$\sigma_{yy}$ вимір., МПа	$\sigma_{\text{дин}}$ , МПа	$\sigma_{\Sigma}$ , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8
Б-2 108×4	1	22,8	7,29	12,6	18,6	2,79	16,40
	2	22,8	7,29	13,9	12,0	1,81	13,05
	3	22,8	7,29	13,1	-9,1	1,37	19,30
	4	22,8	7,29	12,0	13,1	1,97	12,58

Продовження табл. 5.3

Б-2 89×4	5	50,6	15,8	41,6	14,3	2,15	36,60
	6	50,6	15,8	39,8	11,6	1,74	35,40
	7	50,6	15,8	40,4	-4,5	0,67	40,60
	8	50,6	15,8	42,0	19,6	2,94	36,40
Б-3 76×8	9	53,0	16,5	48,1	17,4	2,61	42,18
	10	53,0	16,5	46,4	12,0	1,82	41,70
	11	53,0	16,5	49,2	-7,6	1,14	53,40
	12	53,0	16,5	46,1	14,5	2,18	40,80
Б-4 70×12	13	44,0	13,6	38,6	20,3	3,05	33,40
	14	44,0	13,6	40,1	19,8	2,97	34,70
	15	44,0	13,6	42,1	20,4	3,06	36,40
	16	44,0	13,6	39,6	18,7	2,81	34,30
68×12 (m)	1	58,3	18,0	54,3	16,8	2,52	48,15
	2	58,3	18,0	55,0	15,9	2,39	49,00
	3	58,3	18,0	56,6	17,1	2,57	50,20
	4	58,3	18,0	54,9	16,3	2,45	48,80
68×12 (m)	1	58,3	18,0	55,1	23,4	3,51	47,90
	2	58,3	18,0	54,2	22,1	3,32	47,20
	3	58,3	18,0	53,3	-3,2	0,48	54,90
	4	58,3	18,0	54,6	21,7	3,56	47,60
68×12 (n)	1	58,3	18,0	57,6	18,9	2,84	50,80
	2	58,3	18,0	56,4	17,6	2,64	49,90
	3	58,3	18,0	57,0	14,9	2,24	51,20
	4	58,3	18,0	56,9	18,1	2,72	50,30
68×12 (n)	1	58,3	18,0	54,6	25,4	3,87	47,30
	2	58,3	18,0	55,9	21,6	3,24	48,80
	3	58,3	18,0	56,3	29,4	4,01	48,70
	4	58,3	18,0	55,4	20,3	3,12	48,50

Висновки і рекомендації для АГНКС № 1.

Напруги в досліджуваному перерізі трубопровода Б-2 обв'язки компресора А 108×4 становлять від 12,6 до 19,3 МПа.

Напруги в трубопроводі обв'язки компресора А 89×4 становить від 35,4 до 40,6 МПа.

Напруги в трубопроводі Б-3 76×8 становлять від 41,7 до 53,4 МПа.

Напруги в трубопроводі Б-4 70×12 становлять від 33,4 до 36,4 МПа.

Напруги в трубопроводі між клапаном П9 і колонками знаходяться в границях від 47,2 до 54,9 МПа.

Напруги в трубопроводі між клапаном В3-103 і акумуляторами становить від 47,3 до 50,8 МПа.

Величини напруг в досліджуваних трубопроводах не перевищують допустимих норм, що забезпечує придатність їх до подальшої експлуатації.

Результати контролю НДС технологічних трубопроводів АГНКС № 2 розробленим пристроєм "Сігма-5" представлено в табл. 5.4-5.7

Точки виміру в перерізах вибирались за годинниковою стрілкою починаючи з твірної і позначені цифрами. В табл. 5.4-5.5 занесені дані вибірково вимірювання товщини стінок металу технологічних трубопроводів ультразвуковим товщиноміром УТ-93П. Всі технологічні трубопроводи виготовлені із сталі марки Ст20.

Таблиця 5.4. –

Характеристики технологічних трубопроводів першого компресора  
АГНКС № 2

Назва трубопроводу і номер	Діам. труби, мм	Товщина, мм	Загальна характеристика трубопроводу	№ перерізу	№ точки
1	2	3	4	5	6
Газопровід від II ступені до III ступені (1)	89 76 31,8	5 5 3,2	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A,B,C F D	1-6 1-6 1,2
Газопровід від I ступені до II ступені (2)	108 89 89	4 4 4	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A-D F	1-6 1-6
Газопровід від IV ступені до мережі (3)	70 70	12 12	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A-D E,F,M N	1-6 1-6

Продовження табл. 5.4

Газопровід від III ступені до IV ступені (4)	76	8	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A	1-6
	70	8		D	1-6
	76	8		B	1-6
Газопровід пониження тиску (5)	76	4	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A	1-2
	89	4		B	1-2
	70	12		F	1-2
	57	4		C	1-6
	89	5		D	1-2
Блок осушки газу (6)			Труби покриті теплоізоляційним матеріалом.		1-3
Зовнішня мережа (7)	68	12	Під хомутами на трубопроводах спостерігається корозія	A	1-6
	25	5		D	

Таблиця 5.5 –

Характеристики технологічних трубопроводів другого компресора

АГНКС № 2.

Назва трубопроводу і номер	Діам. труби, мм	Товщина, мм	Загальна характеристика трубопроводу	№ перерізу	№ точки
1	2	3	4	5	6
Газопровід від II ступені до III ступені (1)	89	5	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A,B,C	1-6
	76	5		F	1-6
	31,8	3,2		D	1,2
Газопровід від I ступені до II ступені (2)	108	4	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A-D	1-6
	89	4		F	1-6
	89	4			

Газопровід від IV ступені до мережі (3)	70	12	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A-D	1-6
	70	12		E,F,M N	1-6
Газопровід від III ступені до IV ступені (4)	76	8	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A	1-6
	70	8		D	1-6
	76	8		B	1-6
Газопровід пониження тиску (5)	76	4	Труба катана. Зовнішніх дефектів не виявлено. Поверхня гладка, фарбована, корозія відсутня	A	1-2
	89	4		B	1-2
	70	12		F	1-2
	57	4		C	1-6
	89	5		D	1-2

В табл. 5.6-5.7 занесені максимальні значення напружень або знакозмінні значення напружень в вибраному перерізі технологічного трубопроводу АГНКС № 2.

Таблиця 5.6. –

Контроль напружень розробленим пристроєм технологічних трубопроводів першого компресора АГНКС № 2.

№ трубопроводу	№ перерізу	№ точки	$\sigma_{xx}$ вимір., МПа	$\sigma_{yy}$ вимір., МПа	$\sigma_{дин}$ , МПа	$\sigma_{\Sigma}$ , МПа
1	2	3	4	5	6	7
1	A	4	34,5	76,3	9,16	66.1
	B	4	34,9	41,4	4,97	38.5
	C	1	38,7	39,6	4,75	39.1
	D	1	37,9	69,4	8,33	60.1
	F	4	40,3	40,1	4,81	40.2
2	A	3	17,3	58,7	7,04	52.2
	B	2	16,9	33,2	3,98	28.6
	C	6	16,8	49,4	5,92	43.5
	D	6	15,0	63,4	7,61	43.8
	F	3	8,0	27,1	3,25	24.1



3	A	4	38,4	50,3	6,03	45.3
	B	2	39,6	76,8	9,22	66.5
	C	2	41,1	59,7	7,16	52.9
	D	3	42,0	84,1	10,09	72.8
	E	3	32,1	48,9	5,87	43.0
	F	6	33,3	59,4	7,12	51.5
	M	6	32,6	-14,5	1,74	41.7
4	N	6	35,0	-26,4	3,17	46.3
	A	1	43,6	42,1	5,05	42.8
	B	1	45,1	39,6	4,75	39.1
	D	5	44,3	79,4	9,56	68.9
5	C	5	42,1	68,2	8,18	59.3
	A	4	41,6	63,4	7,61	55.7
	B	2	49,4	81,6	9,79	71.1
	C	2	48,7	54,0	6,48	51.5
	D	5	42,6	53,0	5,36	48.6
6	F	5	42,9	48,1	5,77	42.7
		1	39,6	-43,2	5,18	71.7
		2	34,3	37,4	4,48	35.9
7		3	31,6	-39,4	4,73	61.6
	A	3	33,4	41,4	4,97	38.0
	B	3	35,1	36,8	4,41	35.9
7	C	2	36,1	42,2	5,06	39.5
	D	3	36,2	40,0	4,80	38.2

Таблиця 5.7. –

Контроль напружень розробленим пристроєм технологічних трубопроводів  
другого компресора АГНКС № 2.

№ трубопров оду	№ перерізу	№ точки	$\sigma_{xx}$ вимір., МПа	$\sigma_{yy}$ вимір., МПа	$\sigma_{дин}$ , МПа	$\sigma_{\Sigma}$ , МПа
1	2	3	4	5	6	7
1	A	4	35,4	81,6	9,79	70.8
	B	4	36,0	50,3	6,03	44.8
	C	3	36,4	51,2	6,14	45.6
2	A	3	17,1	60,4	7,24	53.9
	B	6	18,1	41,3	4,95	35.8
	F	3	10,4	19,4	2,32	16.8

3	B	2	34,9	54,4	6,53	47,7
	D	2	38,6	83,2	9,98	72,1
	F	6	37,4	80,1	9,61	60,7
	N	6	35,1	54,3	6,51	47,7
4	A	5	42,7	-47,3	5,67	77,9
	B	5	45,0	36,4	4,36	41,3
	D	1	46,0	80,1	9,61	69,4
5	A	4	44,3	49,6	5,95	48,1
	B	4	43,9	73,8	8,85	64,3
	D	1	45,0	51,6	6,16	48,3
	F	1	8,7	44,3	5,31	40,6

Висновки і рекомендації для АГНКС № 2.

Перший компресор.

Величина напруження в трубопроводі від 2 до 3 ступені максимально становить в перерізі А 66,1 МПа.

Величина напруження в трубопроводі від 1 до 2 ступені максимально становить в перерізі А 52,2 МПа.

Величина напруження в трубопроводі від 4 ступені до мережі максимально становить D 72,8 МПа.

Величина напруження в трубопроводі від 3 до 4 ступені максимально становить в перерізі D 68,9 МПа.

Величина напруження в трубопроводі пониження тиску максимально становить в перерізі В 71,1 МПа.

Напруження в точках 1, 2, 3 в трубопроводах до адсорбера А 1 і клапана максимально становить в точці 1 - 71,7 МПа.

Величина напруження в трубопроводі зовнішньої мережі максимально становить С 39,5 МПа.

Величини напружень в досліджуваних трубопроводах не перевищують допустимих норм.

Другий компресор

Величина напруження в трубопроводі від 2 до 3 ступені максимально становить в перерізі А 70.8 МПа.

Величина напруження в трубопроводі від 1 до 2 ступені максимально становить в перерізі А 53.9 МПа.

Величина напруження в трубопроводі від 4 ступені до мережі максимально становить D 72.1 МПа.

Величина напруження в трубопроводі від 3 до 4 ступені максимально становить в перерізі А 77.9 МПа.

Величина напруження в трубопроводі пониження тиску максимально становить в перерізі В 64.3 МПа.

Величини напружень в досліджуваних трубопроводах не перевищують допустимих. Провести інспекцію трубопроводів зовнішньої мережі в зв'язку з тим, що в місцях закріплення трубопроводів хомутами є корозія.

Замінити вертикальний трубопровід, який під'єднаний до колонки № 5.

Виконати роботи по осушуванні бункера акумуляторів газу, перевірити товщини в бункері з метою забезпечення їх міцності.

Закріпити відвідні труби до щита контролю.

## **Висновки до розділу**

1. Доказано, що в експлуатаційних умовах визначення швидкості поширення ультразвуку є проблемним, оскільки швидкість поширення ультразвукових хвиль залежить від температури, від нерівномірності товщини стінок трубопроводу, структури тощо, а піддати технологічний трубопровід обв'язки компресорної станції руйнуванню для виготовлення зразка з метою визначення швидкості поширення ультразвуку недопустимо. Тому в запропонованій методиці для градування часу поширення ультразвукових коливань і визначення коефіцієнтів  $A$  і  $B$ , що характеризують механічні властивості металу досліджуваного трубопроводу, проводиться контроль параметрів трубних сталей при зміні тиску газу з використанням тензометричних вимірювань.

Провівши градування часу поширення ультразвукових коливань, ідентифікуємо його параметри, які характеризують напружено-деформований стан трубопроводу в експлуатаційних умовах, що підвищує точність контролю.

2. Розроблено і розрахунково-експериментально обґрунтовано метод визначення малоциклічної міцності елементів трубопроводів АГНКС з врахуванням наявності характерних зон концентрації напружень, конструктивних особливостей, експлуатаційних режимів навантажень.

3 Проаналізовано вплив технологічних чинників на НДС трубопроводів високого тиску АГНКС. Виявлено нерівномірний характер розподілу навантажень по периметру труби через згин, зумовлених просторовою конфігурацією трубопроводу й умовами монтажу. Значення отриманих у натурних умовах технологічних напруг досягає  $\sigma = 81$  МПа.

4. Розроблена блок-схема алгоритму роботи пристрою і відповідне програмне забезпечення, які реалізують запропоновану удосконалену методику визначення напружень у трубопроводах.

## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. На основі проведеного аналізу відомих методів і приладів контролю технічного стану технологічних трубопроводів сформульовані невирішені задачі. Встановлено, що використання існуючих методик унеможливило визначити залишкові напруження трубопроводів, які виникають внаслідок технології виготовлення трубних сталей і зварювання трубопроводів, а також набутих в процесі їх експлуатації. Розглянуто засоби контролю НДС трубопроводів, у результаті чого виявлені недоліки, серед яких слід відмітити низьку точність вимірювання часу поширення ультразвуку для ультразвукових приладів, низька чутливість приладів, зокрема коерцетиметрів, що не дає можливості визначати напружено-деформований стан трубопроводів АГНКС.

2. Розроблена математична модель визначення сумарних - статичних та динамічних напружень технологічних трубопроводів АГНКС дозволяє оцінити їх співвідношення. В результаті досліджень встановлено, що величина динамічних напружень співрозмірна із статичними, і при розрахунках НДС трубопроводів її обов'язково потрібно враховувати. Доведено, що динамічні напруження, які виникають внаслідок руху стиснутого газу досягають максимальної величини при відповідному співвідношенні збуджуючої сили до частоти власних коливань технологічних трубопроводів АГНКС, що важливо при визначенні місць з'єднань трубопроводів для зміни їх частоти коливань.

3. Розроблена методика контролю НДС технологічних трубопроводів, яка дозволяє визначати в них діючі напруження ультразвуковим методом для оцінки міцності й залишкового ресурсу без використання зразків із уточнення фізико-механічних параметрів трубних сталей і градуювання швидкості поширення ультразвуку, так як їх виготовлення із експлуатаційних трубопроводів недопустима.

4. Доказано, що найбільш точним методом визначення напружень металу трубопроводів АГНКС в експлуатаційних умовах є ультразвуковий луноімпульсний метод контролю з обробкою отриманого сигналу за методом синхрокільця та ідентифікацією параметрів контролю в умовах зміни тиску газу досліджуваних

трубопроводів. Для реалізації методу розроблений ПЕП, досліджені його характеристики, що дало можливість оптимізувати його експлуатаційні параметри і підвищити чутливість контролю.

5. Розроблений пристрій контролю часу поширення ультразвуку і програмне забезпечення, яке реалізує запропоновану методику визначення НДС трубопроводів АГНКС. Вказаний пристрій є предметом одноособового патенту, на видачу якого отримано рішення ДП "Український інститут промислової власності".

6. Проведений метрологічний аналіз розробленого пристрою "Сігма-5" контролю НДС технологічних трубопроводів АГНКС. Здійснено аналіз схеми нагромадження похибок, визначено величину кожної з складових інструментальної та методичної похибок. Сумарна похибка визначення напружень складає 5,4 %.

7. Розроблено ультразвуковий первинний перетворювач. Проведено аналіз і класифікацію матеріалів чутливого елемента ПЕП за їх акустичними характеристиками.

8. Досліджені характеристики п'єзоакселерометра дозволили оптимізувати його проектування із заданими параметрами та отримати необхідні значення власної частоти чутливого елемента, а також змінити робочий частотний діапазон давача і показати шляхи до покращення існуючих конструкцій. Це дало можливість підвищити точність контролю параметрів вібрації (частоти та амплітуди) та більш точно визначити динамічні напруження технологічних трубопроводів АГНКС.

9. Проведені лабораторні дослідження методики та пристрою контролю напружено-деформованого стану технологічних трубопроводів, а також промислова їх апробація на АГНКС №1 та №2 м. Кременчук Управління магістральних газопроводів "Черкаситрансгаз", результати яких підтвердили їх високу ефективність.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. А. с. 815562 СССР, МКИ<sup>3</sup> G 01 M 15 / 00. Способ вибрационного контроля технического состояния машин / В. Д. Гусев (СССР). - № 2769497 / 25-28; Заявлено 17.05.79; Оpubл. 23.03.81, Бюл № 11 // Открытия. Изобретения. - 1981. - № 11. - С. 180.

2. А. с. 1224669 СССР, МКИ<sup>4</sup> G 01 H 3/56. Устройство для диагностики зубчатых колес / К. А. Шестериков, В. Г. Рыгалин, Д. А. Гречинский и др. (СССР). - № 3764097/24-28; Заявл. 26.06.88; Оpubл. 15.04.89, Бюл. № 14.

3. А. с. 1252673 СССР, МКИ<sup>4</sup> G 01 H 1/00. Способ контроля износа зубчатых колес / Д. А. Гречинский, В. Г. Рыгалин, К. А. Шестериков и др. (СССР). - № 3706672/24-28; Заявл. 29.08.88; Оpubл. 23.08.89, Бюл. № 31.

4. А.с. 1415168 СССР, МКИ<sup>4</sup> G 01 N 29/00. Способ определения модуля упругости анизотропных материалов. / Р. Г. Шарипов, А. Л. Поляк.- № 4101073/25-28; Заявл. 05.08.86; Оpubл. 07.08.88, Бюл. № 29.

5. А.с. 284394 СССР, МКИ<sup>1</sup> G 01 N 29/00. Способ ультразвуковой импульсной эхолокации сред / В. М. Лубэ, П. О. Липовко-Половинец, Б. П. Титков. - Оpubл. № 14.10.70, Бюл. № 32.

6. А.с. 402734 СССР, МКИ<sup>2</sup> G 01 B 17/00. Устройство для измерений скорости ультразвуковых колебаний в образцах. / Т. С. Лебедев, В. Т. Лахтанов, Д. В. Корниец. - № 1621188/18-10; Заявл. 16.11.71; Оpubл. 19.10.73, Бюл. № 42.

7. А.с. 446824 СССР, МКИ<sup>1</sup> G 01 N 29/00. Цифровое устройство для измерения скорости распространения ультразвуковых колебаний. / В. М. Мусонов, В. И. Чижигов. -№ 1776893/18-10; Заявл. 24.04.72; Оpubл. 15.10.74, Бюл. № 38.

8. А.с. 868365 СССР , МКИ<sup>3</sup> G 01 H 5/00. Способ измерения скоростей распространения акустических колебаний в средах / А. А. Балодис.- № 2877537/18-28; Заявл. 24.01.80; Оpubл. 30.09.81, Бюл. № 33.

9. Аронов Б. С. Электромеханические преобразователи из пьезоэлектрической керамики. - Ленинград: Энергоатомиздат, 1990.- 269 с.

10. Бабилов О. И. Ультразвук и его применение в промышленности.- М.: Госиздат физ.-математ. лит., 1958.- 260 с.

11. Бильгер И. А. Техническая диагностика.- М.: Машиностроение, 1989.- 239 с.
12. Бреховских Л. М. Волны в слоистых средах.- М.: Наука, 1983.- 343 с.
13. Брех Е.Т. Применение измерительных систем фирмы "Брюль и Кьер" для измерения механических колебаний и ударов.- Дания: Брюль и Кьер, 1973.- 308 с.
14. Васильев Ю.Н., Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А. и др. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов.- М.: Недра, 1987.- 197 с.
15. ВБН 012-200. Відомчі будівельні норми "Будівництво магістральних і промислових трубопроводів. Контроль якості і приймання робіт".-Київ: Український науково-дослідний інститут з будівництва магістральних трубопроводів, 2000.- 109 с.
16. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф. Я. Балицкий, М. А. Иванова, А. Г. Соколова, Е. И. Хомяков. – М.: Наука, 1994.- 119 с.
17. Власенко В. А., Лампа Ю. М., Шабля А. Н. Анализ погрешностей в процессорах Фурье и Хартли с фиксированной и плавающими запятыми. // Акустика и ультразвуковая техника. – 1993.- № 28.- С. 39-43.
18. Влияние механических, тепловых и электрических воздействий на показания пьезоэлектрических акселерометров / В.П.Дунаевский, М.И.Субботин, А.Н.Вуколов и др. - В кн.: Вибрационная техника.- М.: МДНТП им. Ф.Э. Дзержинского, 1976.- с. 15 - 27.
19. Голодаев Б. Г. Ультразвуковой контроль металлических крупногабаритных полуфабрикатов и изделий.- М.: Машиностроение, 1968.- 40 с.
20. Голубев В.С. К оценке измерительных свойств акселерометров линейных ускорений.- В кн.: Виброакустические процессы в машинах и присоединенных конструкциях.- М.: Наука, 1974.- с. 83 - 98.
21. ГОСТ 1497-84. Металлы. Методы испытания на растяжение.- М.: Изд-во стандартов, 1985.- 111 с.



22. ГОСТ 25.505-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Метод испытаний на малоцикловую усталость при термомеханическом нагружении.- М.: Изд-во стандартов, 1985.- 184 с.

23. Гречинский Д. А., Рыгалин В. Г., Шашкина Н. И. Современное состояние и перспективы развития аппаратуры для формирования и анализа случайных вибраций. – М.: 1994. – 40 с.

24. Гузь А. Н., Махорт Ф. Г., Гуща О. И., Лебедев В. К. Основы ультразвукового неразрушающего метода определения напряжений в твердых телах.- К.: “Наукова думка”, 1974.- 108 с.

25. Гутников В. С. Интегральная электроника в измерительных устройствах.- Ленинград: Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1998.- 304 с.

26. Гуща О. И., Лебедев В. К. Влияние напряжений на скорости распространения ультразвуковых волн в металлах.- Прикладная механика, 1968.- № 4.- вып. 2.- с. 89-92.

27. Демкин Н. Б. Контактное шероховатых поверхностей.- М.: Наука, 1974.- 227 с.

28. Домаркас В. Й. Пилецкас Э. Л. Ультразвуковая эхоскопия.- Л.: Машиностроение, 1972.- № 3.- с. 45-52.

29. Евдокимов Н. А., Касаткин Б. А., Мельканович А. Ф. Оптимальные режимы в ультразвуковой дефектоскопии // Дефектоскопия.- 1982.- № 1.- с. 5-10.

30. Ермолов И. Н. Теория и практика ультразвукового контроля.- М.: Машиностроение, 1981.- 240 с.

31. Ермолов И. Н. Ультразвуковые преобразователи для неразрушающего контроля.- М.: Машиностроение, 1986.- 280 с.

32. Испытательная техника. Справочник. Под ред. В. В. Ключева.- М.: Машиностроение, 1982.- т. 2.- 523 с.

33. Карандеев К. Б. Специальные методы электрических измерений.- М.: Госэнергоиздат, 1963.- 231 с.

34. Кісіль І. С. Метрологія, точність і надійність засобів вимірювань.- Івано-Франківськ: Факел, 2002.- 399 с.

35. Каталог компанії BAFCO Inc.- 2001.- 97 с. США.
36. Каталог компанії BBN Instruments Corp.-2000.- 305 с. США.
37. Каталог компанії Brüer and Kjaer.-2001.-718 с. Данія.
38. Каталог компанії Comef.- 1996.- 161 с. Франція.
39. Каталог компанії Hewlett-Packard Co.-2000.- 912 с. США.
40. Каталог компанії IMV Corp.- 2001.- 231 с. Японія.
41. Каталог компанії Inter technique.- 1994.- 87 с. Франція.
42. Каталог компанії Nicolet Scientific Corp.-2000.-230 с. США.
43. Каталог компанії NORLAND Corp.- 2001.- 45 с. США.
44. Каталог компанії Ono Sokki Co. Ltd.- 2000.- 232 с. Японія.
45. Каталог компанії Prodera. –2001. – 76 с. Франція.
46. Каталог компанії Solartron Schlumberger.-2000.-142 с. Великобританія.
47. Каталог компанії Wavetek Rockland Scientific.- 2000.- 106 с. США.
48. Каталог корпоації Data Physics. – 2001.- 55 с. США.
49. Королев М. В. Широкополосные ультразвуковые пьезопреобразователи.- М.: Машиностроение, 1986. -156 с.
50. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки.- М.: Высшая школа, 1979. - 254 с.
51. Ланге Ю. В. Исследование отдельно – совмещенного преобразователя импедансного дефектоскопа методом электрического моделирования // Дефектоскопия. – 1983. - № 7. –С.53-69.
52. Лютак З. П., Ніколаєв О, В., Лютак І. З. Метод визначення напруженого стану магістральних трубопровідних конструкцій // Міжнародний науково-технічний журнал "Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах".- № 1.- 2001.- С. 185-186.
53. Лютак З. П., Ніколаєв О, В., Лютак І. З. Пристрій для контролю технічного стану газопровідних систем в експлуатаційних умовах // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. - № 37. – Т. 6 – С. 166-170.
54. Лютак І. З. Особливості експлуатації трубопроводів високого тиску автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. - № 38. – Т. 8 – С. 123-127.

55. Лютак І. З., Кісіль І. С. Визначення частотних характеристик двошарового п'єзоелектричного чутливого елемента при осеметричному згині // Методи та прилади контролю якості. – 2000. - № 6. – С. 21-24.

56. Лютак І. З., Кісіль І. С. Дослідження імпульсного режиму роботи ультразвукового перетворювача // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2003. - № 1 – С. 42-45.

57. Лютак І. З., Кісіль І. С. Оцінка впливу контактної шару рідини на точність визначення параметрів трубних сталей акустичним методом // Методи та прилади контролю якості. – 2002. - № 8. – С. 10-13.

58. Лютак І. З., Лютак З. П. Вплив фізичних факторів на параметри механічних коливань трубопроводів // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1996. - № 33. – С. 130-134.

59. Мельгуй М. А., Пиунов В. Д. ДАН БССР.-М.: Наука, т. 14.- № 7.- 1980.- 598 с.

60. Михайлов И. Г., Соловьев В. А., Сырников Ю. П. Основы молекулярной акустики.- М.: Наука, 1964.- 514 с.

61. Михеев М. Н., Горкунов Э. С. Использование необратимых магнитных характеристик при перемагничивании ферромагнетиков в магнитном структурном анализе сталей и сплавов // В кн. Электромагнитные методы измерений и неразрушающего контроля.- Свердловск: ИФМ, 1982.- С. 3-10.

62. Мосгалевский А. В., Гаскаров Д. В. Техническая диагностика (непрерывные объекты).- М.: Высшая школа, 1985.- 207 с.

63. Нормативний акт про охорону праці п. 6 “Технічне обслуговування компресорних установок, вимоги безпеки при їх експлуатації” регламентуються основні вимоги щодо безпечної експлуатації.- Київ: Держнагляд охорони праці, 2000.- 24 с.

64. Пат. 32304 А, G 01 C 5/04, G 01 C 9/22. Спосіб визначення відносної зміни висоти і кута нахилу об'єкта / З. П. Лютак, М. Контіала, І. З. Лютак., М. В. Катрич - № 99031287, Заявл. 09.03.1999 Опубл. 15.12.2000, Бюл. № 7-II.

65. Пат. 50914 А, G 01 H 5/00. Пристрій для вимірювання швидкості ультразвуку / І. З. Лютак. - № 2001021357, Заявл. 27.02.2001 Опубл. 15.11.2002, Бюл. № 11.

66. Петровский А. А. Методы и микропроцессорные средства обработки широкополосных и быстропротекающих процессов в реальном времени / Под ред. Г. В. Римского. – Минск: Наука и техника, 1988.- 272 с.

67. Полішко С. П., Трубенюк О. Д. Точність засобів вимірювань.- К.: Вища школа, 1992.- 173 с.

68. Правила технічної експлуатації і безпечного обслуговування обладнання АГНКС.” Затверджено Державним комітетом нафтової, газової та нафтопереробної промисловості України. Наказ № 203 від 15.11.96 р.

69. Проведення робіт з оцінки залишкової роботоздатності технологічного обладнання нафтопереробних, нафтохімічних і хімічних виробництв. Затверджений “Держнаглядохоронпраці” 19 травня 1993 р. м. Київ.

70. С. Г. Сандомирский. Магнитный контроль физико – механических свойств изделий массового производства в движении (обзор) // Дефектоскопия. – 1996.- № 7. – С.25-30.

71. СНиП 3.05.02-87. Испытание на прочность и герметичность труб.- М.: Изд-во стандартов, 1987.- 78 с.

72. Р-50 2.773.061 ТО. Техническое описание и инструкция по эксплуатации разрывной машины.- М.: Изд-во стандартов, 1962.- 122 с.

73. Трубопроводы поршневых компрессорных машин. /А. П. Владиславлев, А. А. Козобоков, В. А. Малышев и др.- М.: Машиностроение, 1967.- 321 с

74. Труэлл Р., Эльбаум Ч., Чик Б. Ультразвуковые методы в физике твердого тела. – М.: Мир. – 1972. – 308 с.

75. Физическая акустика т. 1 ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Мезон Н.- М.: Мир, 1966.- 592 с.

76. Хасаяка Т. Электроакустика.- М.: Мир, 1982.- 216 с.

77. Шрайбер Д. С. Ультразвуковая дефектоскопия.- М.: Металлургия, 1965.- 391 с.

78. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений. Справочное пособие / Под ред. Б. С. Касаткина.- Киев: Наукова думка, 1981.- 584 с.

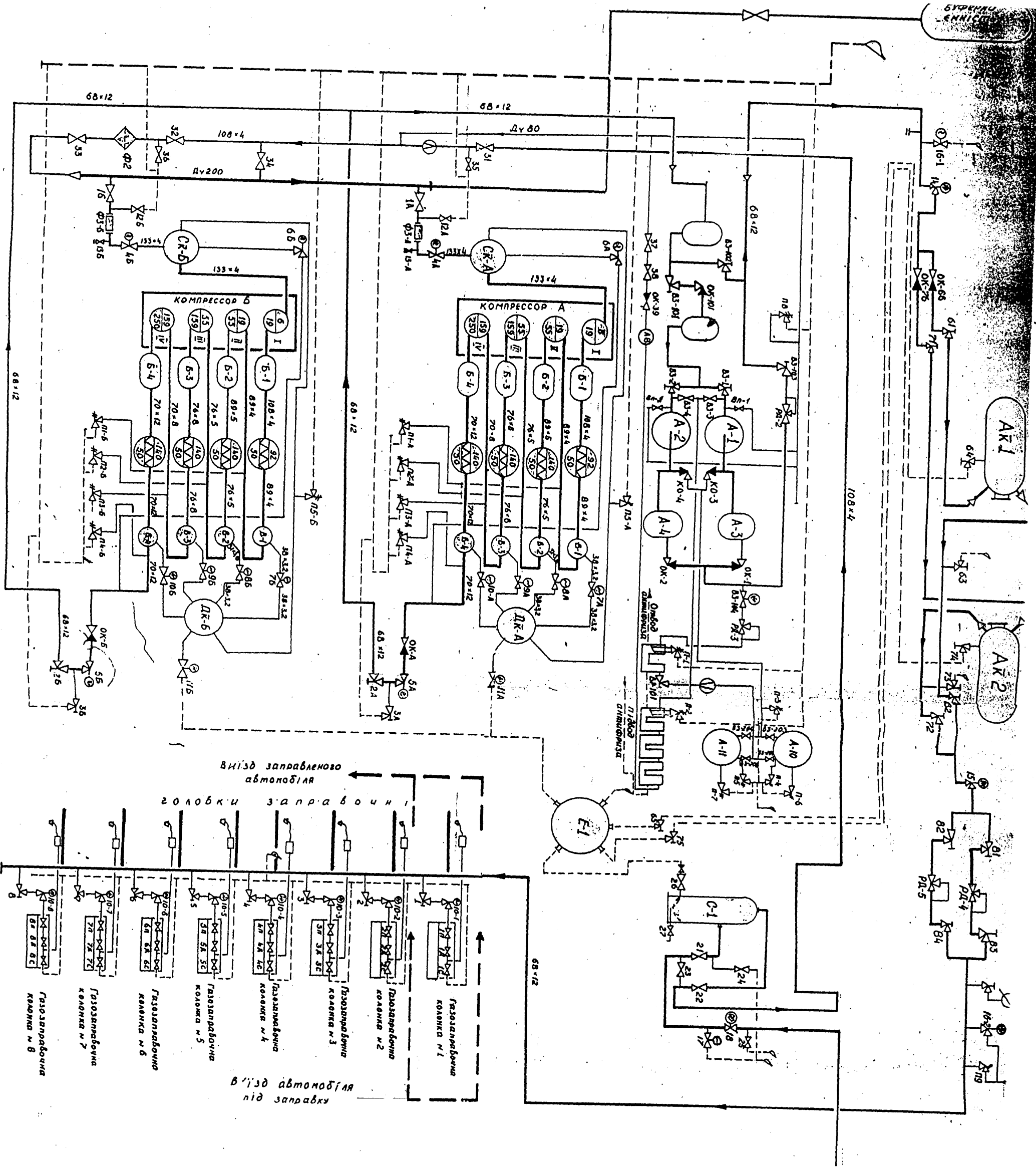
79. Allen D. R., Sayers C. M. The Measurement of Residual Stress in Textured Steel Using an Ultrasonic Velocity Combination Technique // Ultrasonics.- 2001.- v.22.- N 2.- P. 179-188.
80. Andreazi M., Denis R. F. Ultrasonic Velocity and Attenuation Measurements on creeped Specimens // Eur. Conf. NDT Proc. Techn. Sess. – Florence.- 2001.- v.4.- P. 305-318.
81. Bergman R. N. Shabbender R. A. Effect of Statically applied stresses on the velocity of propagation of ultrasonic waves.- J. Appl. Phys., 1958, 29, N 12, P. 1736-1739.
82. Clark A. V., Mignogna R. B. The Use of Off-axis SH-waves to Map out Three Dimensional Stresses in Orthotropic Plates // Rev. Progr Quant. NDE.- 2000.- v.4B.- P1095-1107.
83. E. Skudrzyk, The foundations of acoustics. New York: Springer-Verlag, 1971, ch. 23.
84. Egle D. M., Bray D. E., Application of the Acousyoelastic Effect to Rail Stress Measurement // US Dep. Commer. Nat. Bur. Stand. Spec. Publ. – 2001. – N 361.- P. 213-225.
85. F. Lalande, B. Childs, Z. Chaudhry, C. A. Rogers, “High-Frequency Impedance Analysis for NDE of Complex Precision Parts,” Proceedings of SPIE Smart Structures and Materials 1999, San Diego, CA, vol. 2717, P. 237-245, 1999.
86. Heyman J. S. F CW Ultrasonic Bolt-Strain Monitor // Experimental Mechanics.- 2000 v. 17. N 5.- P.183 – 187.
87. Heyman J. S., Chern E. J. Ultrasonic Measurement of Axial Stress // Journ. Of Test. and Evaluation. – 2000.- v. 10.- NS.- P. 202-211.
88. Hirao M., Tomizava A., Fukuoka H. Nonlinear Resonance Interaction of Ultrasonic Waves under Applied Stress // Journ. Appl. Phys.- 2001.- v.56.- N 1.- P. 235-237.
89. I. Malecki, Physical Foundations of Technical Acoustics. Oxford: Pergamon Press, 1969, ch. 5.
90. Imamura J. Non-contact Ultrasonic Velocity Measurement of Plastics by Sing – Around Method: Stress Effect and Anisotropy // Ball. Of NRLM.- 2001.- v.34.- N 3.- P. 35-37.

91. Johnson G. S. Acoustoelastic Responce of Polycrystalline Aggregate with Orthotropic Texture // Trans. ASME: J. Appl. Mech. – 2000. –v.52 – P.659-664.
92. Kino G. S. Acoustoelasticity // Elastic Waves and Nondestructive Testing of Materials. Ed. Y.-H Pao. – New York: American Society of Mechanical Engineers, 2000. – v. 29. – P. 129-139.
93. Miller W. G. Schwingungsme sverfahren zur Prüfung von CFK-Strukturen // Kunststoffberater. – 1992. V. 27, N 3. – S. 41-42.
94. Murao M., Iwashimizu Y. Measurement of Acoustoelastic Effect by Spectrum Analysis of Ultrasonic Waves. // Journal Society Material Sci. Jap.-2001.- v.34.- N387.- P.1472-1477.
95. Noronha P. J., Chapmen J. R., Wert J. J., Residual Stress Measurement and Analysis Using Ultrasonic Technics // Journal of Testing and Evaluation.- 2000.- v.1.- N3.- P. 209-214.
96. R. L. Goldberg and S. W. Smith, “Multilayer piezoelectric ceramics for two-dimensional array transducers,” IEEE Trans. Ultrason. Ferroelec. Freq. Contr. 41, 761-771, 1994.
97. Schnieder E., Pitsch H., Hirsekork S. Non-destructive Detection and Analysis of Stress States with Polarised Ultrasonic Waves // Rev. Progr. Quant. NDE.- 2001.- v.4B.- P. 1079-1088.
98. Toupin R., Bernstein B. Sound waves in deformed perfectly elastic materials. Acoustoelastic effect.- J. Acoust. Soc. Am., 1961, 33, N 2, P. 216-225.

## **ДОДАТКИ**

Додаток А

БІЛАНС ЕНЕРГІЇ



Вхід заправлено автомобіля

ГОЛОВКИ ЗАПРАВЧІ

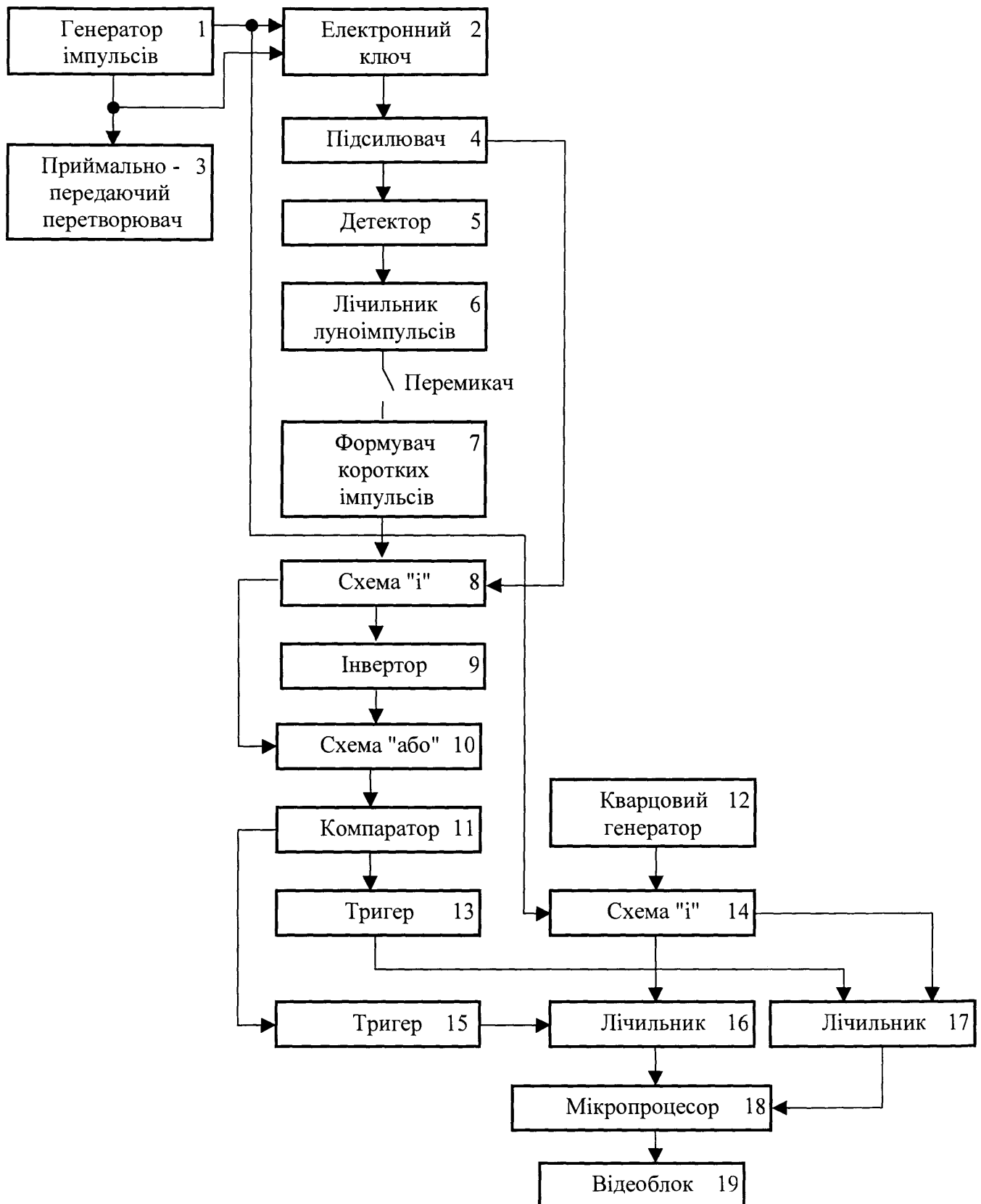
В'їзд автомобіля під заправку

- Газопровідна колонка № 1
- Газопровідна колонка № 2
- Газопровідна колонка № 3
- Газопровідна колонка № 4
- Газопровідна колонка № 5
- Газопровідна колонка № 6
- Газопровідна колонка № 7
- Газопровідна колонка № 8



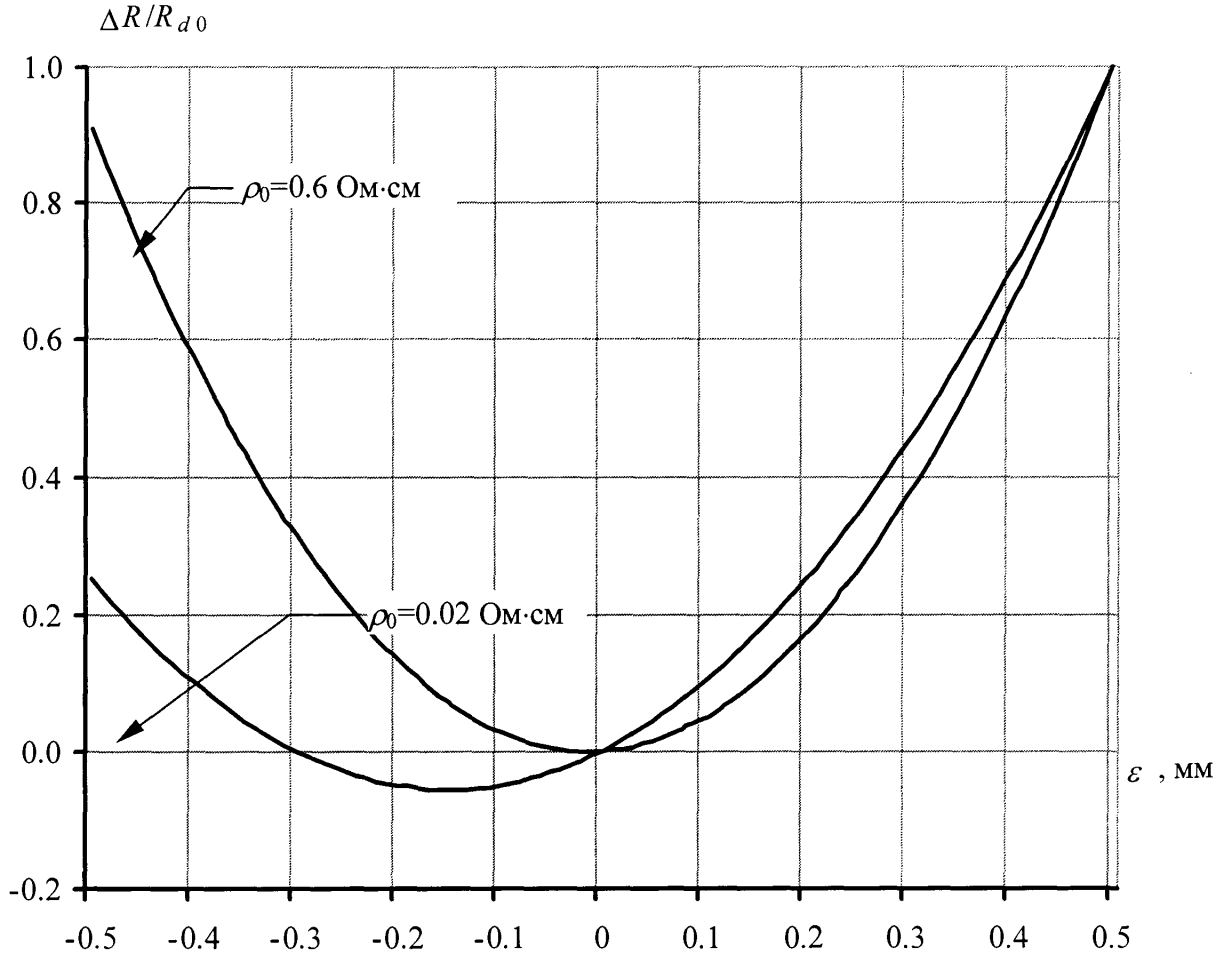
## Додаток Б

Структурна схема пристрою для вимірювання часу поширення  
ультразвуку



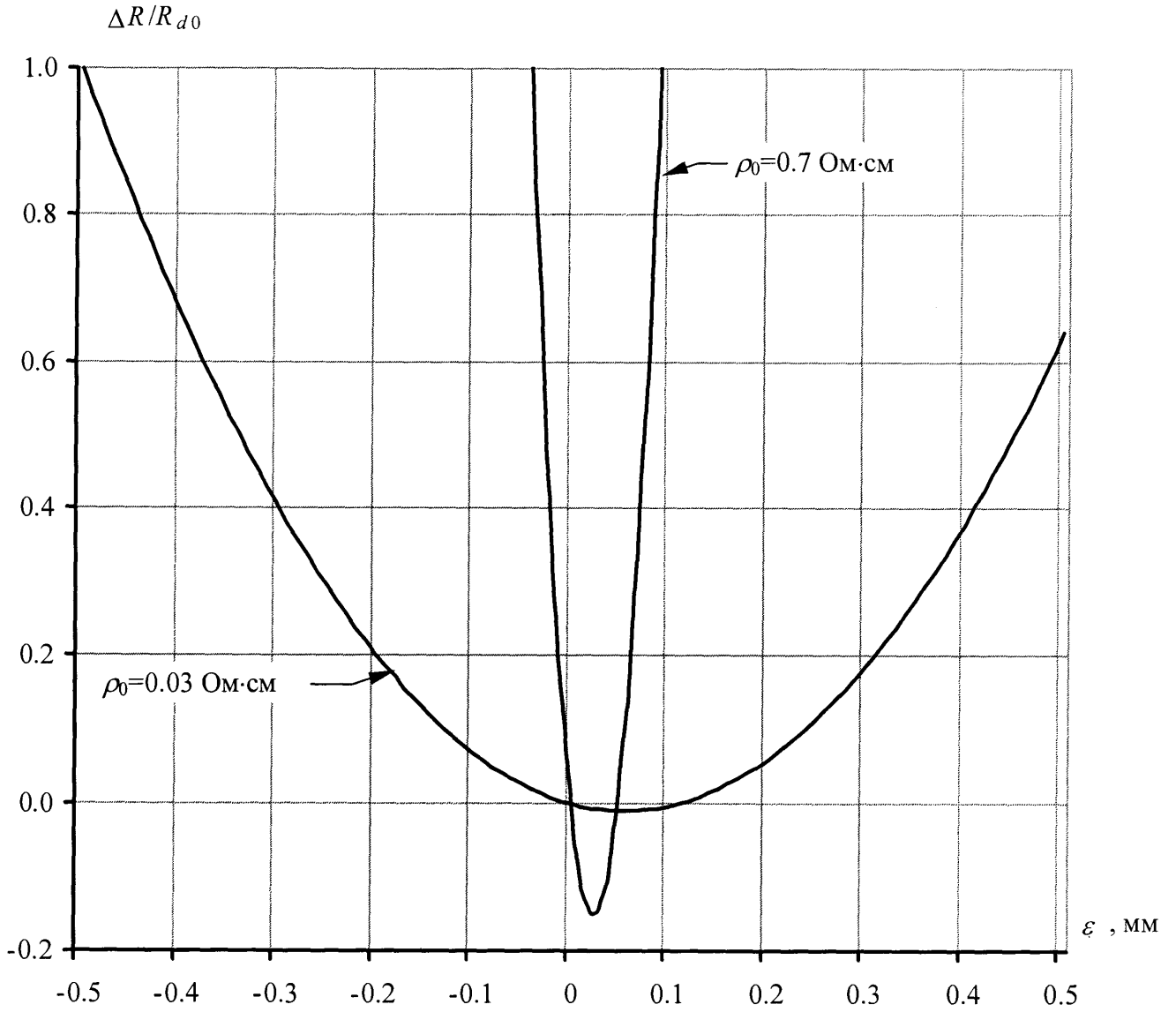
## Додаток В

Залежність нормованої відносної зміни опору кремнієвого тензодавача  $p$ -типу від деформації



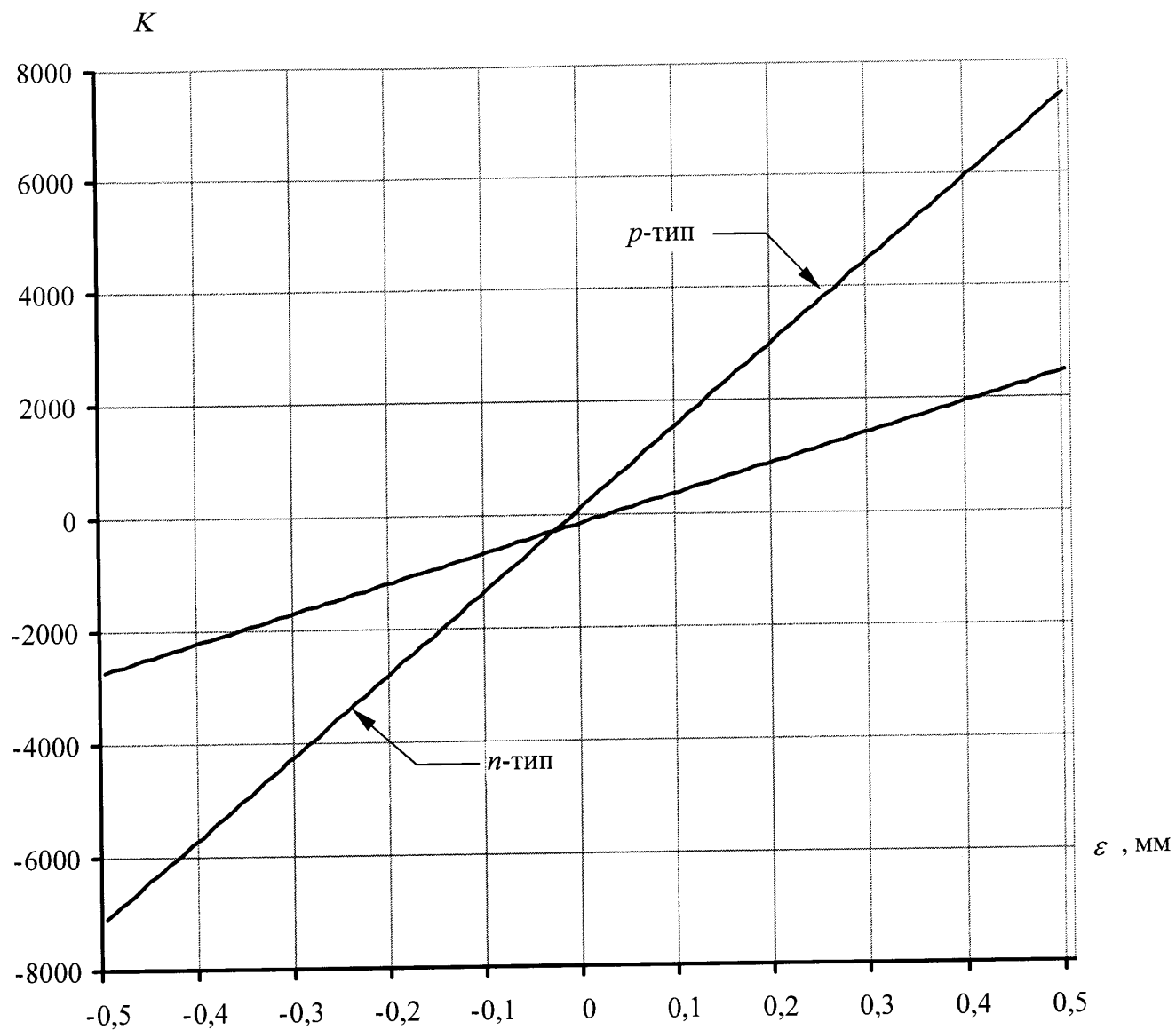
## Додаток Д

Залежність нормованої відносної зміни опору кремнієвого тензодавача *n*-типу від деформації.



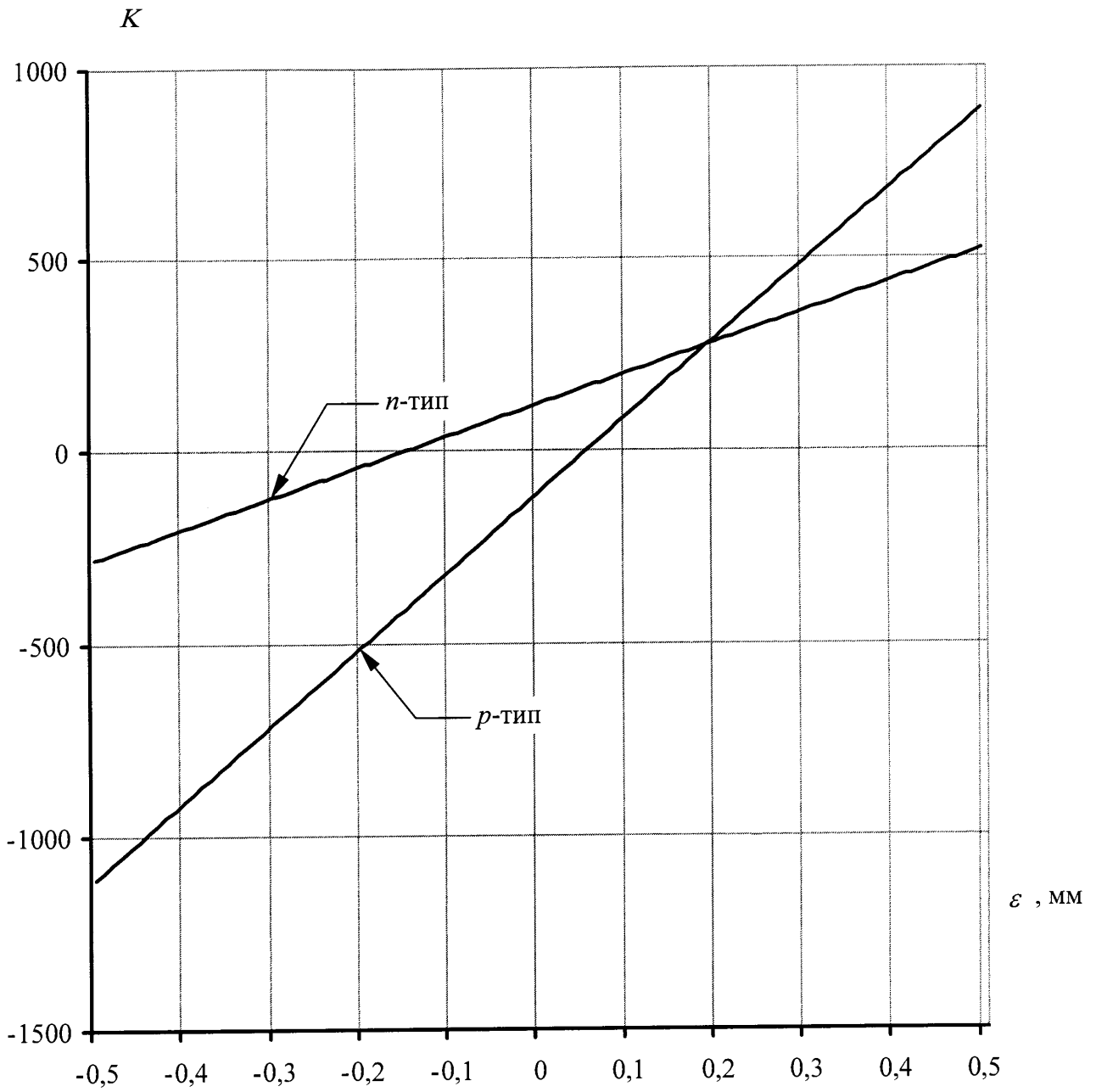
## Додаток Е

## Тензочутливість кремнію з високим питомим опором.



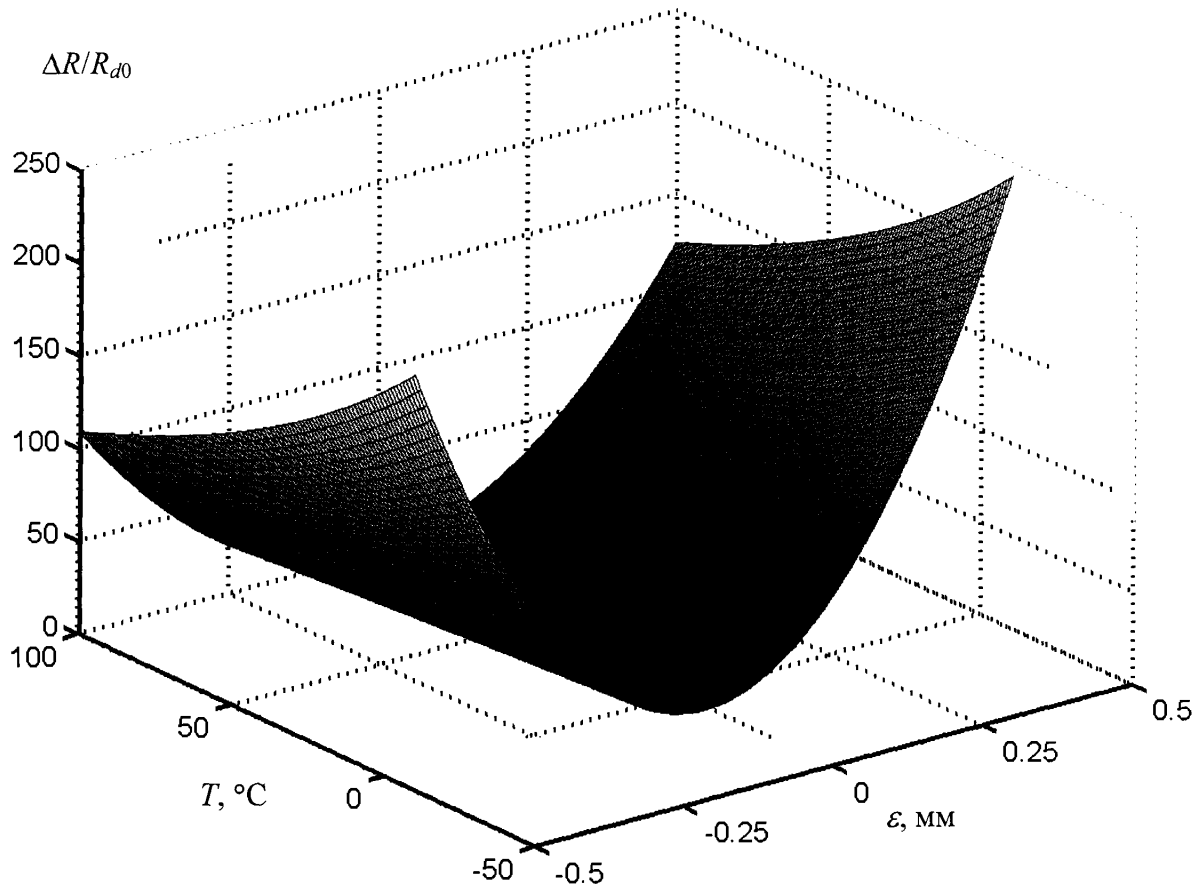
## Додаток Ж

## Тензочутливість кремнію з низьким питомим опором.



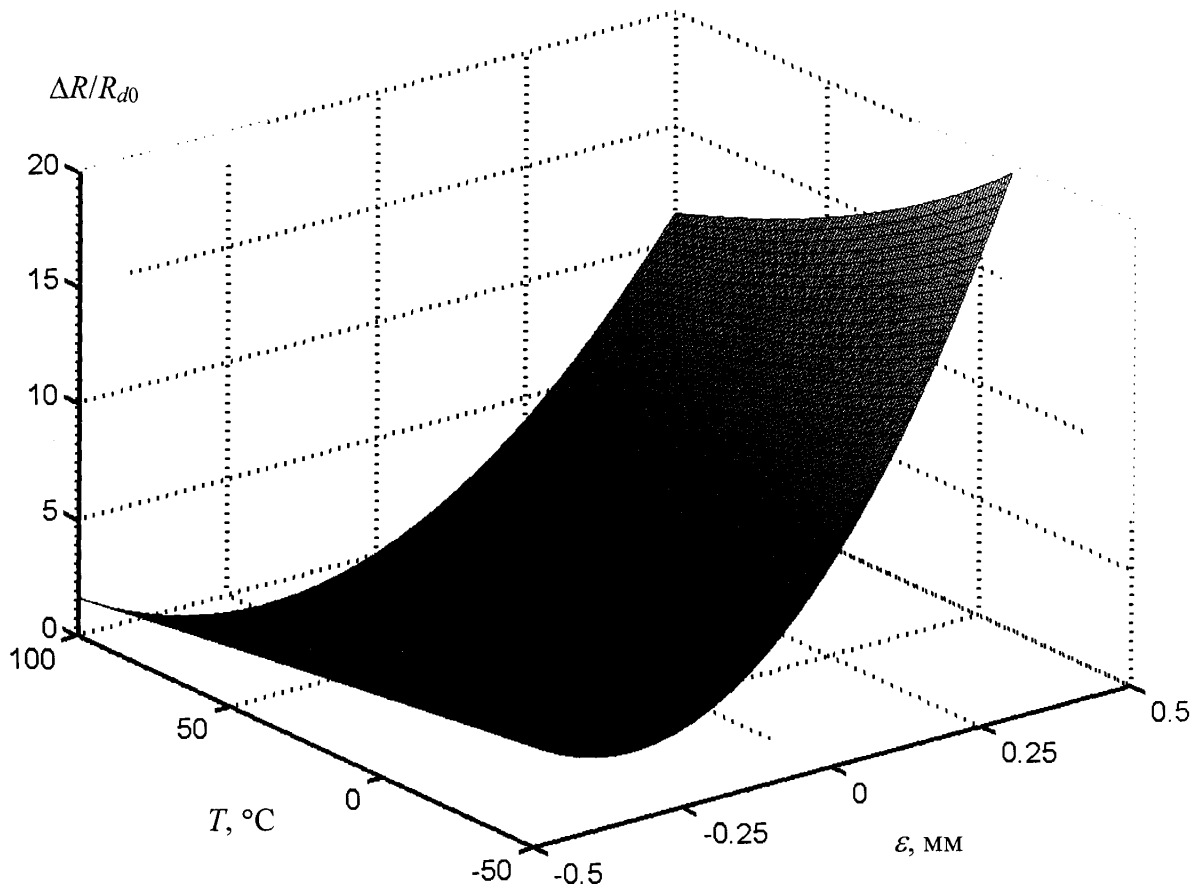
## Додаток 3

Залежність відносної зміни опору від температури та деформації для кремнієвого тензoeлементу *p*-типу з високим питомим опором.



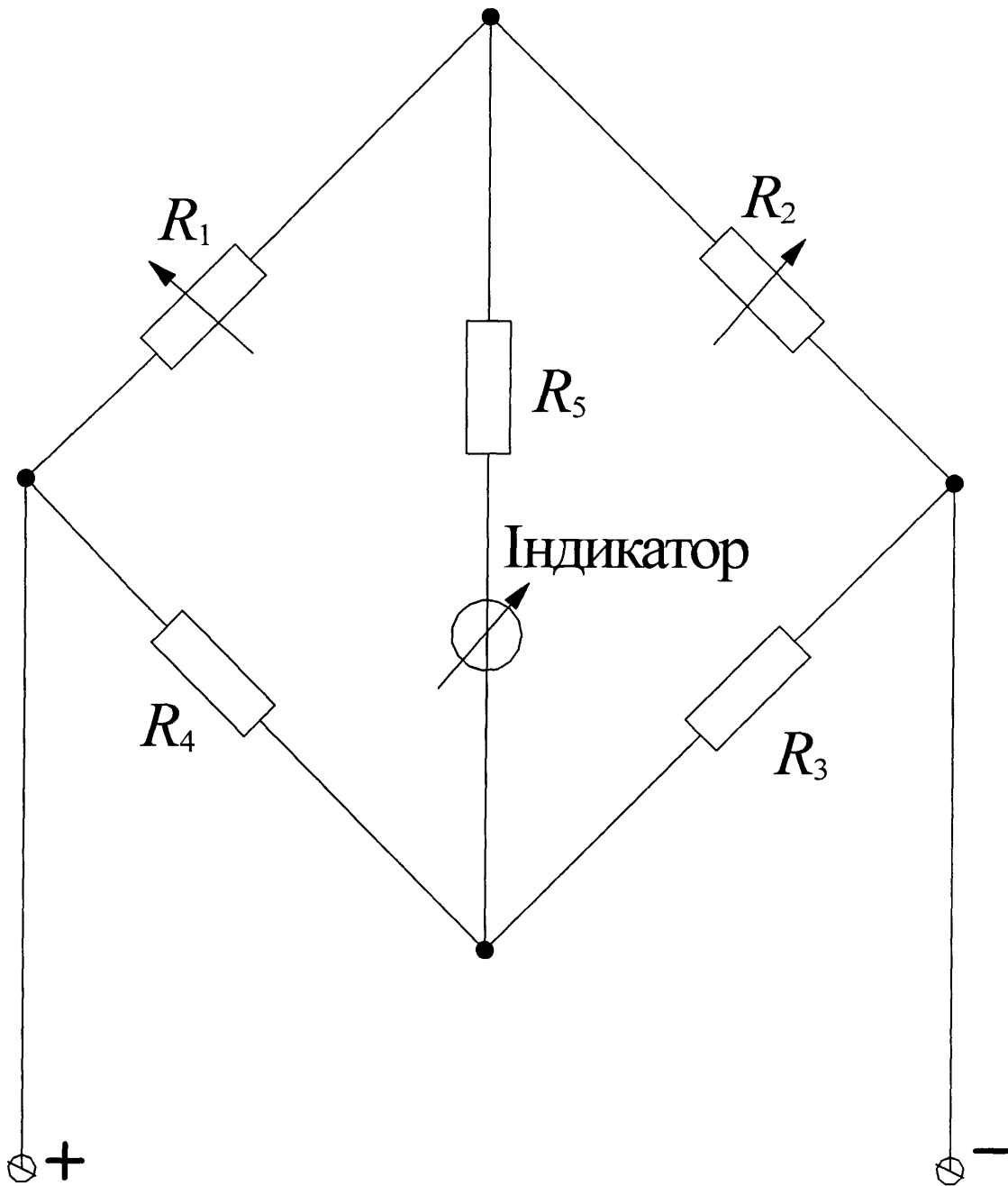
## Додаток К

**Залежність відносної зміни опору від температури та деформації для кремнієвого тензоелементу  $p$ -типу з низьким питомим опором.**



## Додаток Л

Мостова схема з включенням тензодавача в два плеча.





## Додаток М

## Напруження першої ступені АГНКС

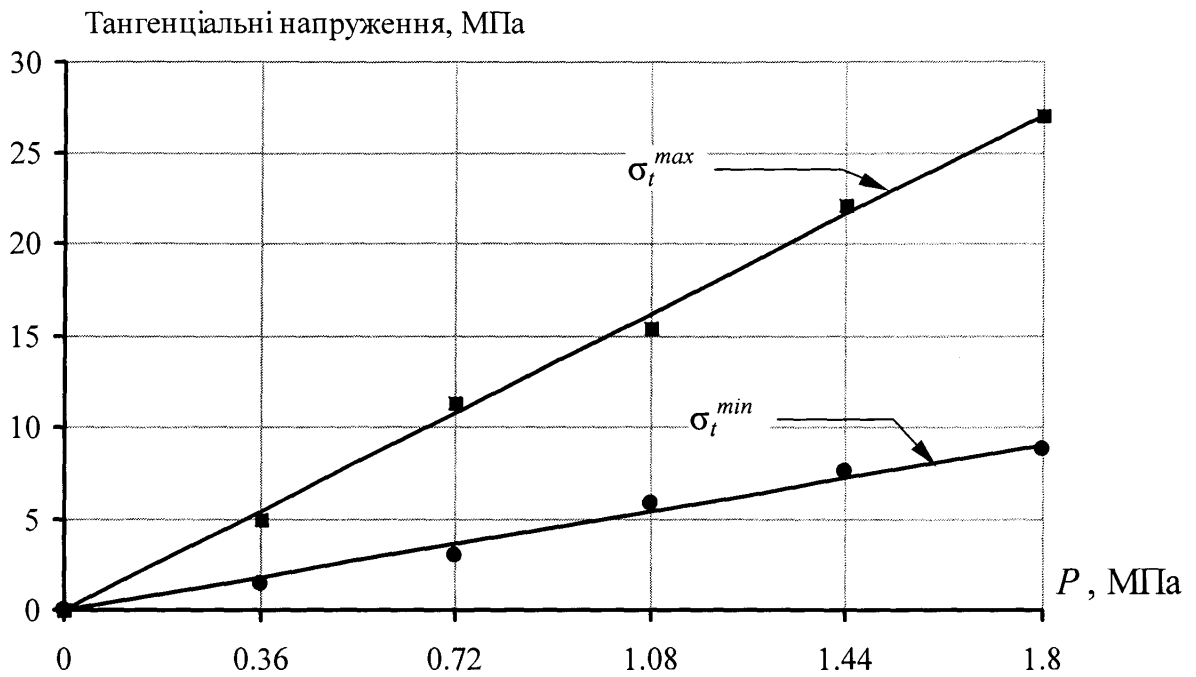


Рис. М.1 Поверхні напруження технологічного трубопроводу.

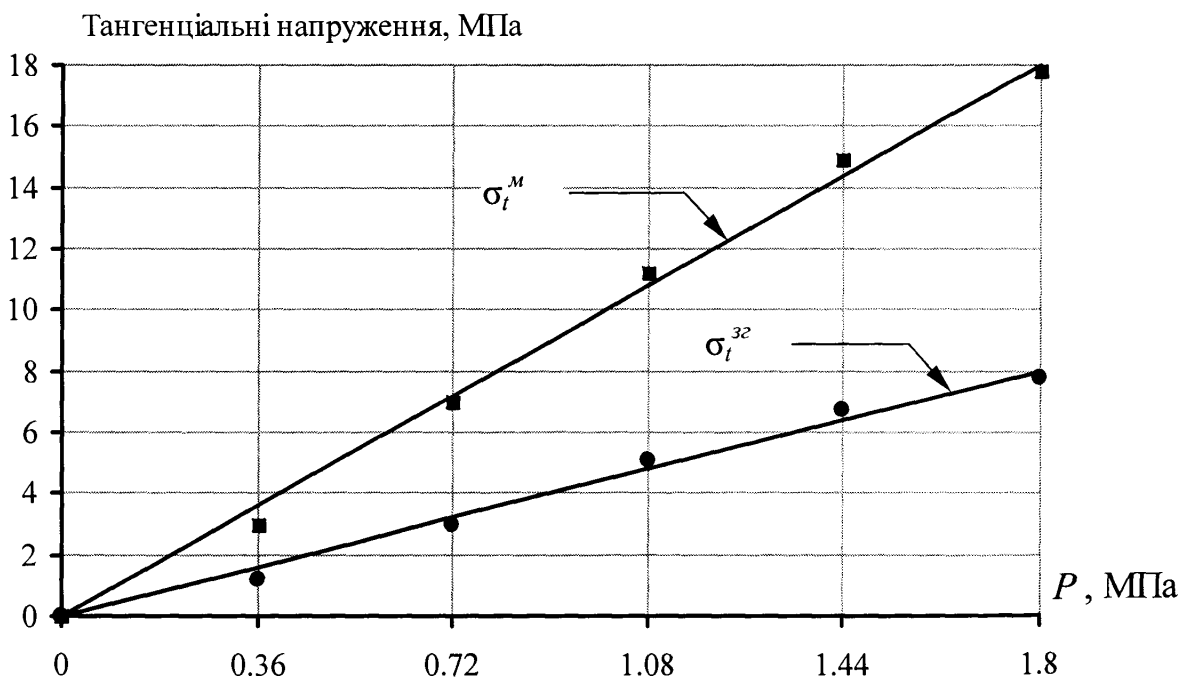


Рис. М.2 Мембранні напруження згину технологічного трубопроводу.

## Додаток Н

## Напруження другої ступені АГНКС

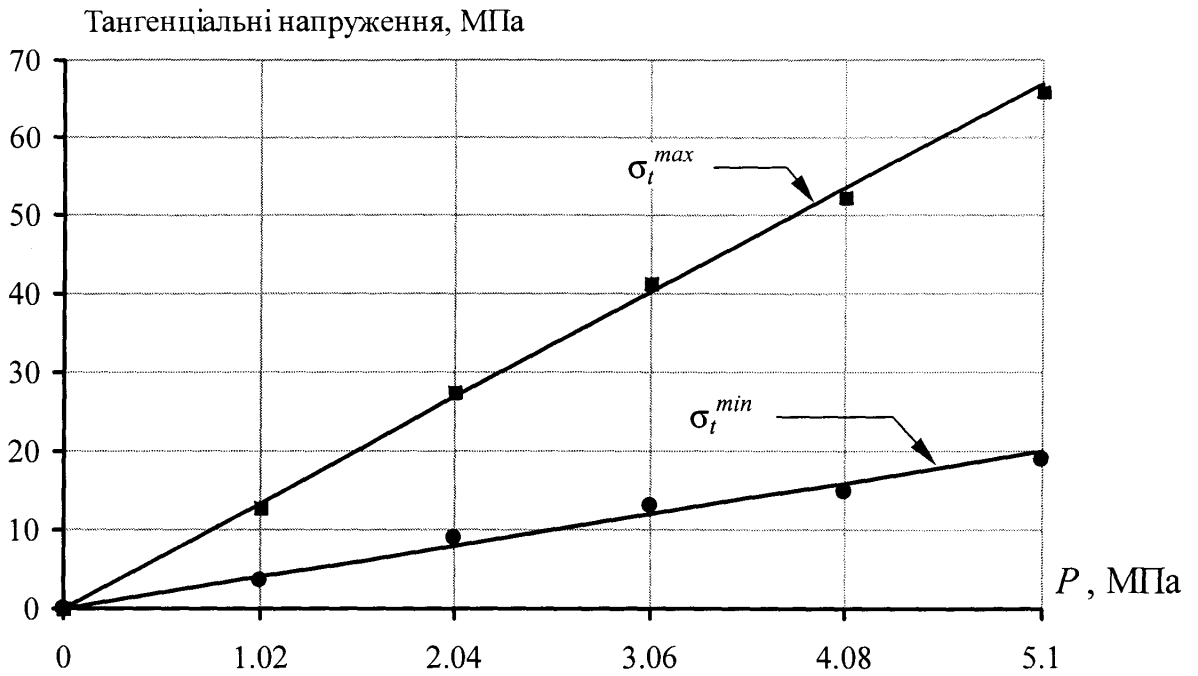


Рис. Н.1 Поверхневі напруження технологічного трубопроводу.

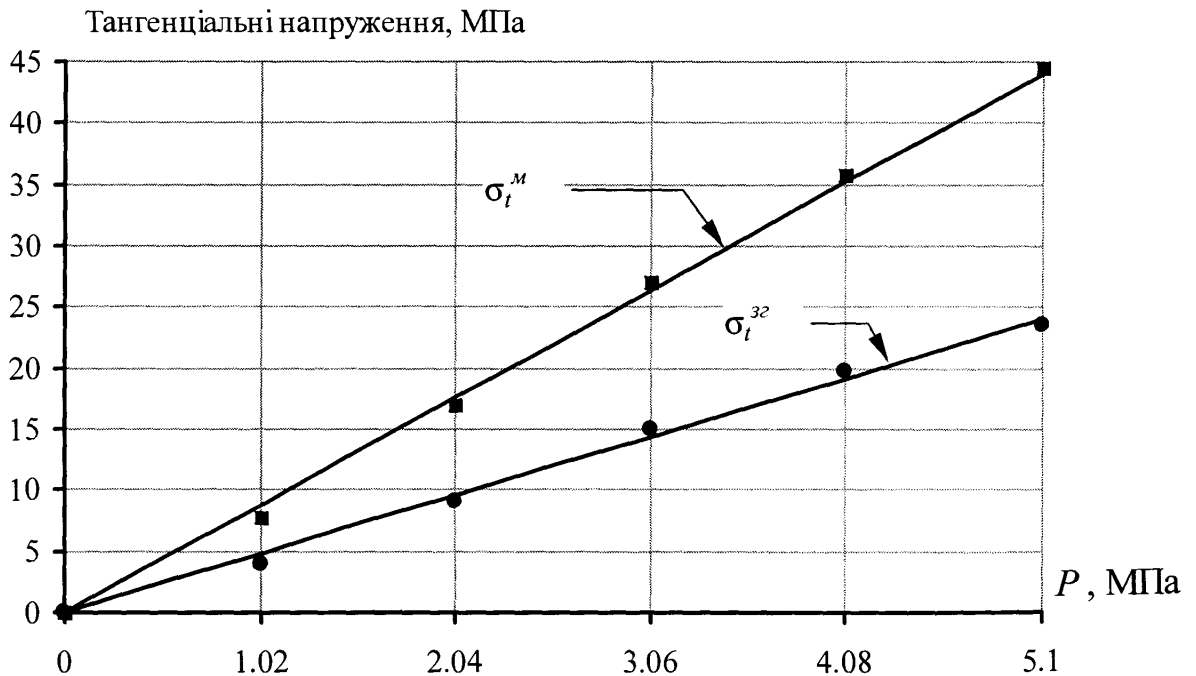


Рис. Н.2 Мембранні та напруження згину технологічного трубопроводу.

## Додаток П

## Напруження третьої ступені АГНКС

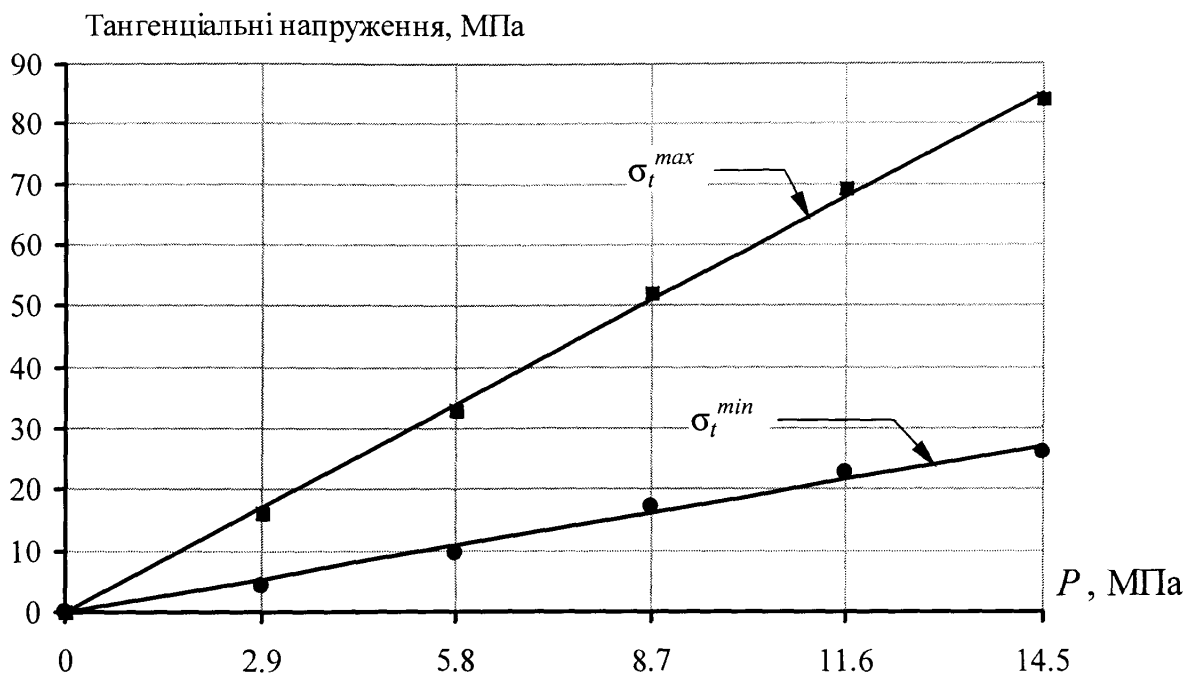


Рис. П.1 Поверхневих напружень технологічного трубопроводу.

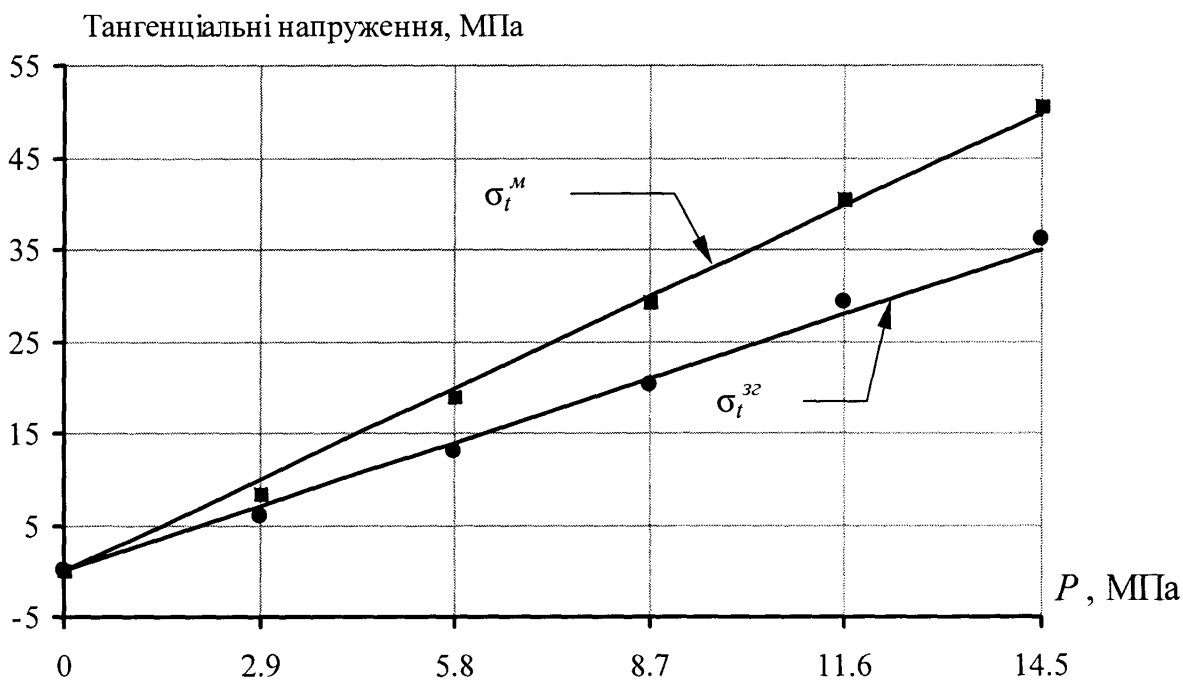


Рис. П.2 Мембранні напруження згину технологічного трубопроводу.

## Додаток Р

## Напруження четвертої ступені АГНКС

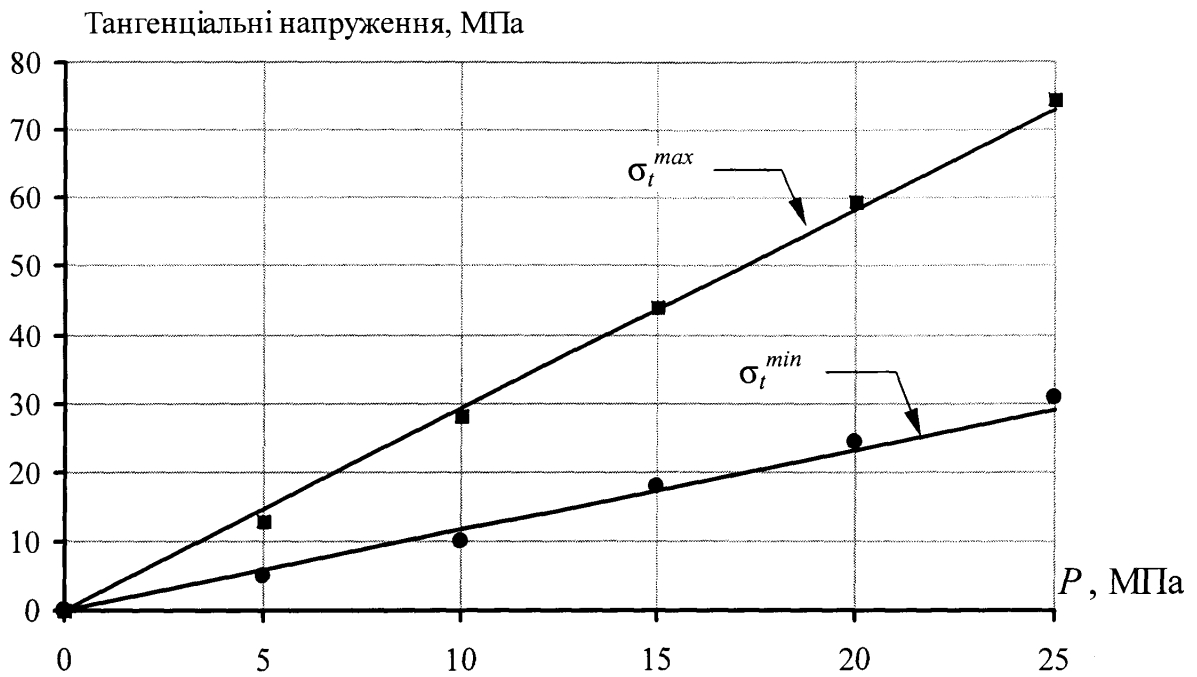


Рис. Р.1 Поверхні напруження технологічного трубопроводу.

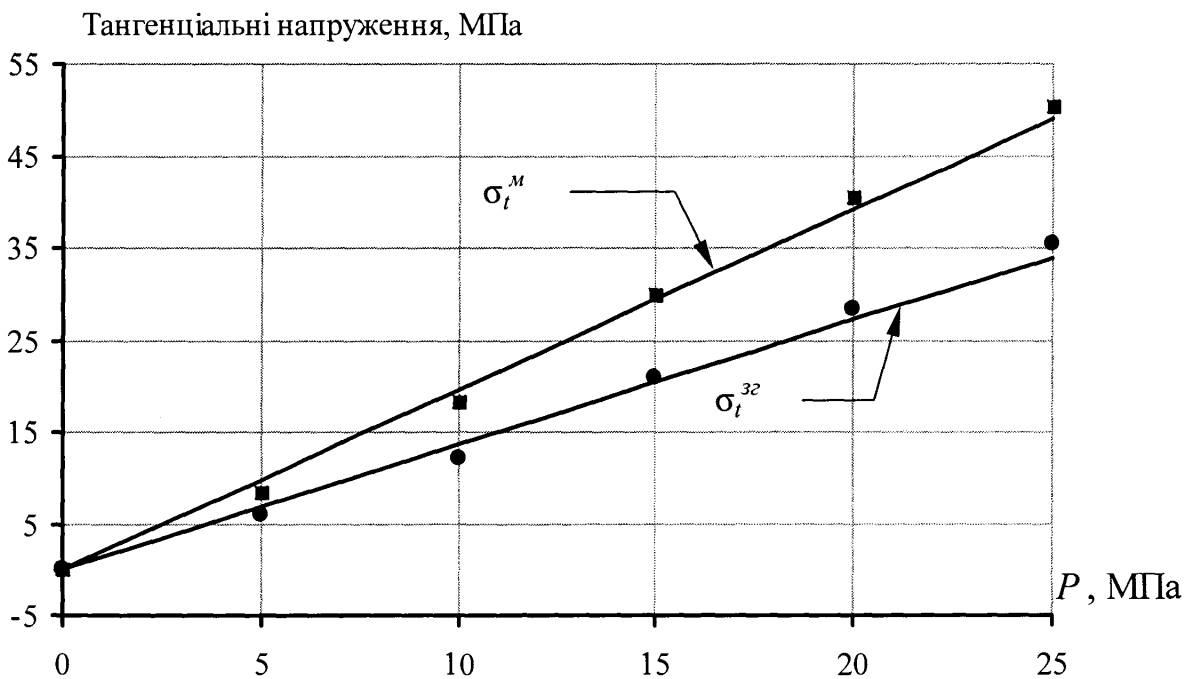


Рис. Р.2 Залежність мембранних та напружень згину технологічного трубопроводу.

## Додаток С

## Програма визначення динамічних напружень

```

void TForm1::CalcDinamic() {
    float omega, ro, Sper, kd, Iin, V, Temp, E, F0, vsh, S;
    float sigmz, sig, ts;
    long double absin, coss, absin1;
    int i;
    Temp = 140+273;
    V = 0.139;
    E = 2.1E11;
    S = 0.7854*(Diam*Diam - diams*diams);
    Iin = 0.0491*Power(Diam,4)*(1-Power(diams/Diam,4));
    kd = 0.98;
    ro = 8000*Press / (kd*56.53*Temp);
    vsh = V / (0.72*S);
    F0 = 1.41 * (ro*V*vsh + Press*S*1000000) / S;
    sigmz = 28*E*Iin*Ampl / (2*Lst);
    ts = 720/(Frec*19);
    for (i=0; i<19; i++) {
        SinCos(ts*i, absin, coss);
        if (absin < 0) absin = -absin;
        SinCos(ts*i, absin1, coss);
        sig = (F0 + sigmz)*(absin1+absin)/2;
        VtChart3->Row = 0;
        VtChart3->Column = i+1;
        VtChart3->ColumnLabel = FloatToStrF(ts*i*19/720, ffGeneral, 4, 5);
        VtChart3->Row = 0;
        VtChart3->Data = FloatToStrF(sig/1000000, ffGeneral, 4, 5);
    } //for }

```

## Додаток Т

## Програма визначення напружень від тиску газу

```

void __fastcall TForm1::BitBtn2Click(TObject *Sender)
{
    int i;
    float flt, pp;
    float omega, ro, Sper, kd, Iin, V, Temp, E, F0, vsh, S;
    float sigmz, sig, dd, DD, ll;

    ll=2.7;
    flt = (float) TrackP/15;
    if (flt < 1) { flt= flt*10;
        Label15->Caption = " Тиск P*100 кПа ";
        Label16->Caption = " Напруження, P*100 КПа ";
    }
    else {
        Label15->Caption = " Тиск, МПа ";
        Label16->Caption = " Напруження, МПа ";
    }
    pp = 0.0;

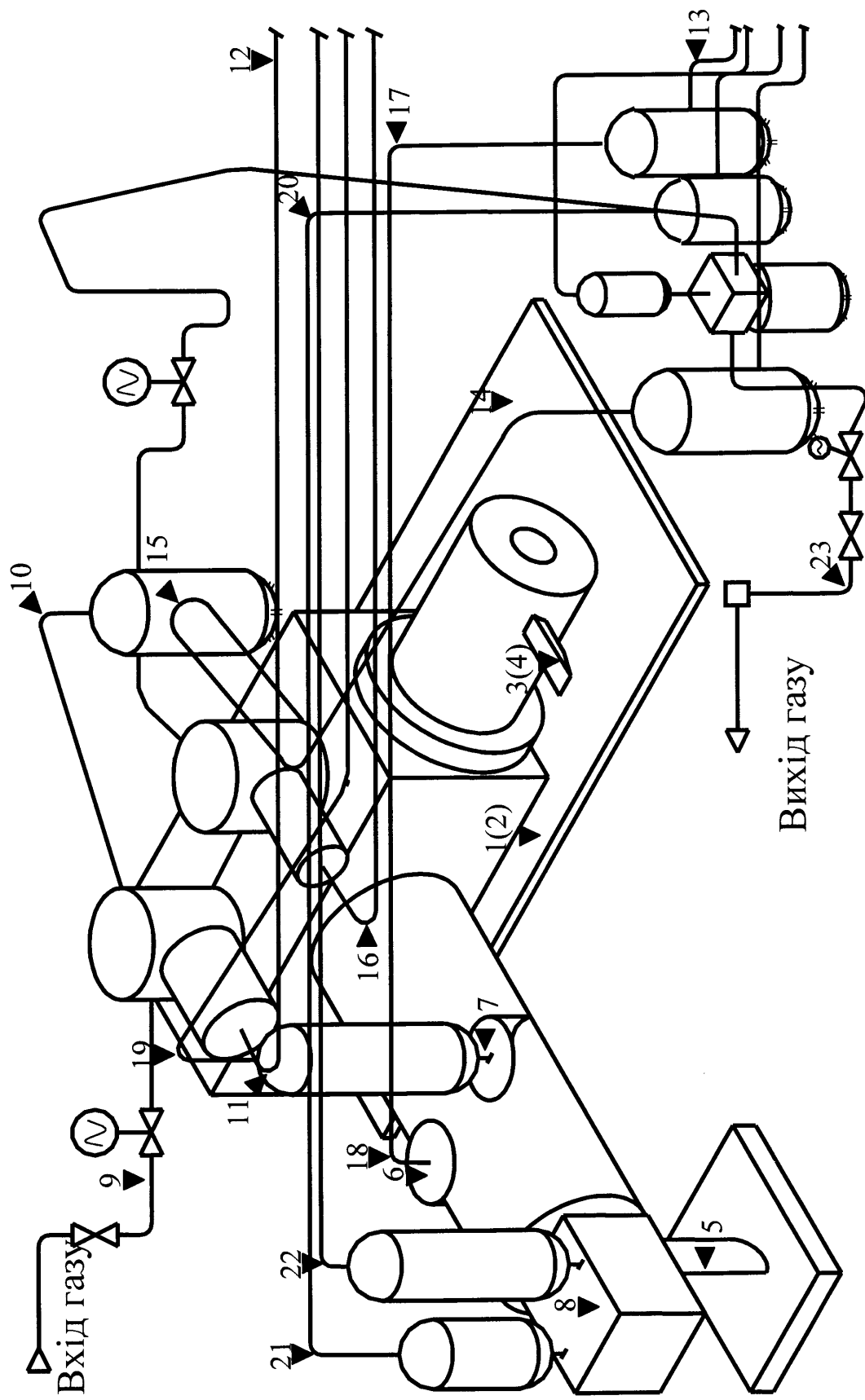
    Temp = 140+273;
    V = 0.139;
    E = 2.1E11;
    if (Stupen == 1) {S = 6.6E-4; dd=0.104; DD=0.108;}
    if (Stupen == 2) {S = 6.79E-4;dd=0.089; DD=0.084;}
    if (Stupen == 3) {S = 0.00091;dd=0.076; DD=0.056;}
    if (Stupen == 4) {S = 0.00121; dd=0.07; DD=0.058;}

```

```
Iin = 0.0491*Power(DD,4)*(1-Power(dd/DD,4));  
kd = 0.98;  
  
vsh = V / (0.72*S);  
  
for (i=1; i<16; i++){  
pp = pp + flt;  
VtChart4->Row = 0;  
VtChart4->Column = i;  
VtChart4->ColumnLabel= FloatToStrF(pp, ffGeneral, 2, 3);  
  
ro = 8000*pp / (kd*56.53*Temp);  
F0 = 1.41 * (ro*V*vsh + pp*S*1000000) / S;  
sigmz = 28*E*Iin*Ampl / (2*ll);  
sig = F0 + sigmz;  
VtChart4->Data = FloatToStrF(sig/1000000, ffGeneral, 4, 5);  
}  
VtChart4->Refresh();  
}
```

## Додаток У

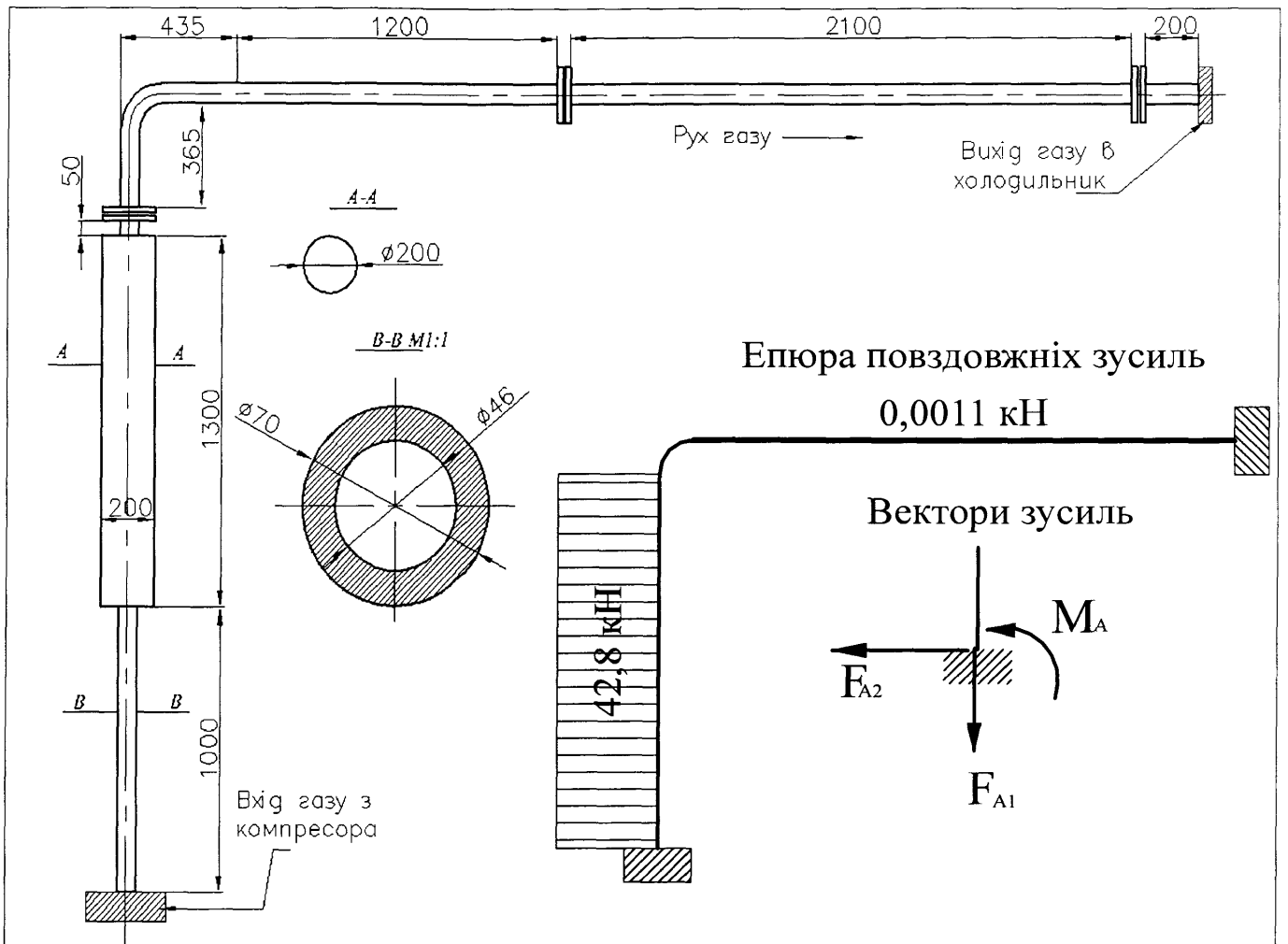
## Газовий компресор з обв'язкою





## Додаток Ф

## Епюра напружень четвертої ступені стиску газу АГНКС



НАЦІОНАЛЬНА  
СПІВРОБІТНИЧА КОМПАНІЯ  
"НАФТОГАЗ УКРАЇНИ"  
ЧІРНА КОМПАНІЯ  
"УКРТРАНСГАЗ"



NATIONAL  
JOINT-STOCK COMPANY  
"NAFTOGAS OF UKRAINE"  
SUBSIDIARY COMPANY  
"UKRTRANS GAS"

УПРАВЛІННЯ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ  
ЧЕРКАСИТРАНСГАЗ

MANAGEMENT OF MAIN GAS PIPELINES  
CHERKASYTRANS GAZ

адреса, 257036, м. Черкаси  
Сумгайтська, 3  
т. (0472) 45-15-10, 47-93-76

3, Sumgait'ska st., Cherkasy  
Ukraine, 257036  
tel (380 472) 45-15-10, fax (380 472) 47-93-76

р/р 2600420096 в ЧФ АКІБ "Укрсіббанк", МФО 354455, код ЗКПО 04694614

№ 144/36  
№ \_\_\_\_\_

"Затверджую"

Головний інженер УМГ "Черкаситрансгаз"



В. П. БОБОВ

03

2009 р.

### АКТ

Складений в тому, що науковцями Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу на протязі 1999- 2001 років проводились роботи з контролю напружено- деформованого стану трубопроводів високого тиску АГНКС згідно оргтехзаходів ДК "Укртрансгаз" №144/36 від 19.03.99 року «По удосконаленню експлуатаційної надійності АГНКС, підвищення рівня їх безпеки, завантаження та рентабельності».

#### Погоджено:

Начальник відділу АГНКС

А. Т. СУТУЛА

Відповідальний  
за виконання робіт  
м. н. с. ІФНГУНГ

І. З. ЛЮТАК