

Міністерство освіти і науки України
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

*Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису*

ГРУДЗ Володимир Ярославович

УДК 621.51.004

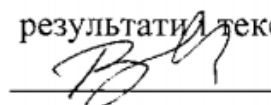
ДИСЕРТАЦІЯ

РАЦІОНАЛЬНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ТРИВАЛОЕКСПЛУАТОВАНИХ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ В УМОВАХ ЇХ НЕПОВНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ

185 – Нафтогазова інженерія та технології

18 - Виробництво та технології

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Дисертація містить результати власних досліджень. Використані ідеї,
результати і тексти інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

 Грудз В.Я.

Науковий керівник
докт. техн. наук, проф.,
дійсний член НАНУ
Крижанівський Є.І.

Івано-Франківськ
2020

АНОТАЦІЯ

Грудз В.Я. Раціональні режими роботи тривалоексплуатованих газотранспортних систем в умовах їх неповного завантаження. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 185 – Нафтогазова інженерія та технології, галузь знань 18 - Виробництво та технології - Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2020.

Тривала експлуатація транзитної газотранспортної системи в умовах неповного завантаження передбачає часті зміни обсягів транспортування газу, що викликає необхідність в оперативному прогнозуванні стаціонарних режимів роботи системи. Для прогнозування поведінки системи транспорту газу в умовах зміни режимів експлуатації важливо оцінити стан трубопроводів і компресорних станцій з метою вибору оптимального режиму експлуатації. Така задача вимагає проведення детального обстеження елементів газотранспортної системи, що передбачає значні витрати часу. Тому актуальним питанням є створення спрощених методик оцінки гідравлічного стану газотранспортної системи і оперативного прогнозування стаціонарних режимів її експлуатації.

Метою дисертаційної роботи є встановлення закономірностей протікання технологічних процесів в газотранспортних системах для оптимізації оперативного керування експлуатаційними режимами за умови їх неповного завантаження.

Запропоновано методи створення математичних моделей технологічних процесів транспортування газу системами магістральних газопроводів, приводяться характеристики принципів моделювання стаціонарних і нестаціонарних процесів.

На основі дослідження стаціонарних режимів роботи газотранспортної системи при частій зміні обсягів перекачування газу запропоновано принцип

побудови математичних моделей для оперативного керування ГТС, який характеризується достатньою точністю і високою швидкістю реалізації прогнозних параметрів. В основу моделей покладено метод інтегральних коефіцієнтів впливу, які визначаються за параметрами попередніх режимів. Це дозволяє оперативно визначити тиски і витрати газу в будь-якій точці системи [3].

Побудовано математичну модель газопроводу з врахуванням впливу компресорних станцій на основі класичних рівнянь енергії газового потоку і нерозривності з використанням функцій джерела Дірака. Реалізація створеної математичної моделі шляхом застосування інтегральних перетворень Фур'є і Лапласа дозволила отримати в аналітичній формі залежність, що відображає закон коливання в часі масової витрати газу в початковому і кінцевому перерізі газопроводу. Побудовані залежності тренду продуктивності газотранспортної системи на її початку і в кінці показали вплив розміщення компресорної станції в газотранспортній системі, зокрема її порядкового номеру на трасі, на характер і тривалість нестационарного процесу, викликаного її зупинкою. Отримані результати рекомендується використати при прогнозуванні режимів роботи газотранспортних систем за умови їх неповного завантаження.

При неповному завантаженні системи процес формування депресії тиску в кожний поточний момент при зміні величини продуктивності є нестационарним і характеризується коливанням тисків з певною частотою і амплітудою. Суперпозиція тисків при верхній граничній лінії депресії може призвести до перевищення початкового тиску понад допустимий. Для запобігання перенавантаженню трубопроводу пропонується знижувати початковий тиск по відношенню до максимального. Отримана розрахункова залежність на основі результатів моделювання нестационарного процесу з використанням фактичних даних протікання нестационарних процесів в газопроводах трансукраїнської газотранспортної системи [5,6].

Значні зміни величини витрати газу, і, як наслідок, параметрів режиму роботи газопроводів мають суттєвий вплив на гідравлічний стан лінійної частини, який характеризується фактичним значенням коефіцієнта гідравлічного опору. Відомі методи діагностики неприйнятні для оперативного прогнозу, оскільки вимагають додаткової інформації про зміну тиску і значного часу реалізації. Тому пропонуються спрощені методи, що базуються на нестационарних моделях. Серед них метод пониження порядку дифрівнянь і метод врахування зміни швидкості. Їх застосування дає більш достовірні результати, ніж методи усереднювання [1].

Важливим параметром, що використовується в системі діагностування магістральних газопроводів, є швидкість розповсюдження звуку в газі, яку вважають сталою по довжині і в часі. Від її величини залежить результат діагностування координати аварійного витоку газу, розрахункове значення тривалості нестационарного процесу, діапазон коливання тиску та ін.

Дослідження характеру зміни швидкості звуку в газі з метою удосконалення діагностики базується на рівнянні енергії газового потоку. На основі аналізу процесу руху газу в трубопроводі з урахуванням термодинамічних властивостей отримано формулу залежності швидкості звуку від технологічних параметрів (тисків і температур) для гомогенного середовища [1,2].

При зміні характеристик середовища (перехід до гетерогенного) швидкість звуку змінюється у відповідності до формули Вуда.

З метою прогнозування амплітуди коливання тиску в нестационарному процесі і запобігання резонансним явищам при цьому амплітудно-частотну і фазово-частотну характеристики.

При діаметрах більше 500 мм і довжинах більше 50 км. діапазон власних частот лежить в межах від 0,1 до 20 1/год. Реальний діапазон зміни частот 965 – 1585 1/год. Отже, в реальних випадках для магістральних газопроводів явище резонансу не характерне [2].

Оптимальним режимом вважається режим, для якого критерій оптимальності, який характеризує енерговитрати на транспорт, приймає мінімальне значення. Енерговитрати газу на транспорт, які можна виразити в еквівалентних обсягах газу як енергоносія, пропонується розділити на витрати паливного газу для приводу газоперекачувальних агрегатів, які пропорційні його потужності, і витрати технологічного газу для підтримання тиску в трубопроводах. Тоді мінімум енерговитрат відповідатиме мінімуму сумарних витрат газу, які є сумою паливного і технологічного газу. Збільшення кількості технологічного газу в трубах призводить до зростання робочих тисків, а, значить, до зменшення енергетичних витрат при транспорті, отже, до зменшення витрати паливного газу. Тому при оптимальному режимі сума витрат паливного і технологічного газу має мінімум. Запропонований принцип оптимізації режимів реалізується методом конкуруючих варіантів, які відрізняються максимальними робочими тисками [4].

Керування режимами газотранспортної системи зводиться до керування режимами роботи компресорних станцій, враховуючи можливість їх експлуатації чи тимчасової зупинки.

Принцип оптимального керування режимами роботи багатоцехової компресорної станції базується на рівномірному розподілі енергонавантаження між цехами і при цьому забезпечення роботи кожного з агрегатів в режимі, близькому до номінального [7].

Завдання пошуку оптимального варіанту роботи багатоцехової компресорної станції є завданням пошуку оптимального плану розподілу навантажень між окремими її цехами. При цьому виходять з мінімуму сумарних енергетичних витрат з урахуванням відповідних технологічних обмежень.

Ключові слова

Газотранспортна система, неповне завантаження, діагностика, оптимізація режимів компресорна станція, газоперекачувальний агрегат

Grudz V.Ya. Rational modes of operation of long-operated gas transportation systems under condition of their incomplete loading. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 185 - Oil and gas engineering and technology, field of knowledge 18 - Production and technology - Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2020.

Prolonged operation of the transit gas transmission system in the conditions of incomplete loading provides frequent changes of volumes of gas transportation that causes need in operative forecasting of stationary modes of work of system. To predict the behavior of the gas transport system in the conditions of changing operating modes, it is important to assess the condition of pipelines and compressor stations in order to select the optimal operating mode. This task requires a detailed inspection of the elements of the gas transmission system, which involves significant time. Therefore, the topical issue is the creation of simplified methods for assessing the hydraulic condition of the gas transmission system and operational forecasting of stationary modes of its operation.

The purpose of the dissertation is to establish the patterns of technological processes in gas transmission systems to optimize the operational management of operating modes under the condition of their incomplete loading.

Methods of creation of mathematical models of technological processes of gas transportation by systems of main gas pipelines are offered, characteristics of principles of modeling of stationary and nonstationary processes are resulted.

Based on the study of stationary modes of operation of the gas transmission system with frequent changes in gas pumping volumes, the principle of building mathematical models for operational control of the GTS is proposed, which is

characterized by sufficient accuracy and high speed of forecast parameters. The models are based on the method of integrated coefficients of influence, which are determined by the parameters of the previous modes. This allows you to quickly determine the pressure and flow of gas at any point in the system [3].

A mathematical model of the gas pipeline is constructed taking into account the influence of compressor stations on the basis of classical equations of gas flow energy and continuity using the functions of the Dirac source. The implementation of the created mathematical model by applying the integral Fourier and Laplace transforms allowed to obtain in analytical form the dependence that reflects the law of fluctuations in time of mass flow of gas in the initial and final cross section of the pipeline. The constructed dependences of the gas transmission system productivity trend at its beginning and end showed the influence of compressor station placement in the gas transmission system, in particular its serial number on the route, on the nature and duration of non-stationary process caused by its shutdown. It is recommended to use the obtained results when forecasting the modes of operation of gas transmission systems under the condition of their incomplete loading [5,6].

At incomplete loading of system process of formation of depression of pressure at each current moment at change of size of productivity is nonstationary and is characterized by fluctuations of pressures with a certain frequency and amplitude. Superposition of pressures at the upper limit line of depression can lead to exceeding the initial pressure above the allowable. To prevent overloading of the pipeline, it is proposed to reduce the initial pressure relative to the maximum. The calculated dependence is obtained on the basis of the results of modeling of the non-stationary process with the use of actual data of non-stationary processes in the gas pipelines of the trans-Ukrainian gas transmission system.

Significant changes in the amount of gas flow, and, as a consequence, the parameters of the mode of operation of gas pipelines have a significant impact on the hydraulic state of the linear part, which is characterized by the actual value of

the coefficient of hydraulic resistance. Known diagnostic methods are unacceptable for operational prognosis, as they require additional information about the change in pressure and significant implementation time. Therefore, simplified methods based on non-stationary models are proposed. Among them are the method of lowering the order of diffractions and the method of taking into account changes in velocity. Their application gives more reliable results than averaging methods.

An important parameter used in the system for diagnosing main gas pipelines is the speed of sound propagation in the gas, which is considered constant in length and time. The result of diagnosing the coordinates of the emergency gas leak, the calculated value of the duration of the non-stationary process, the range of pressure fluctuations, etc. depend on its value.

The study of the nature of the change in the speed of sound in the gas in order to improve the diagnosis is based on the equation of energy of the gas flow. Based on the analysis of the process of gas movement in the pipeline, taking into account the thermodynamic properties, the formula for the dependence of the speed of sound on the technological parameters (pressures and temperatures) for a homogeneous medium is obtained [1,2].

When changing the characteristics of the environment (transition to heterogeneous), the speed of sound changes according to Wood's formula.

In order to predict the amplitude of pressure fluctuations in a non-stationary process and to prevent resonant phenomena while the amplitude-frequency and phase-frequency characteristics.

At diameters more than 500 mm and lengths more than 50 km. the range of natural frequencies is in the range from 0.1 to 20 1 / h ,. Actual frequency change range 965 - 1585 1 / h. Therefore, in real cases, the resonance phenomenon is not typical for main gas pipelines [2].

The optimal mode is a mode for which the criterion of optimality, which characterizes the energy consumption of transport, takes the minimum value. It is

proposed to divide the energy consumption of gas for transport, which can be expressed in equivalent volumes of gas as an energy carrier, into the cost of fuel gas to drive gas pumping units, which is proportional to its capacity, and the cost of process gas to maintain pressure in pipelines. Then the minimum energy consumption will correspond to the minimum total gas consumption, which is the sum of fuel and process gas. Increasing the amount of process gas in the pipes leads to an increase in operating pressures, and, consequently, to a reduction in energy losses during transport, and therefore to a reduction in fuel gas consumption. Therefore, in the optimal mode, the amount of fuel and process gas consumption is minimal. The proposed principle of mode optimization is implemented by the method of competing options, which differ in the maximum operating pressures [4].

Control of the modes of the gas transmission system is reduced to the control of the modes of operation of compressor stations, taking into account the possibility of their operation or temporary shutdown.

The principle of optimal control of the modes of operation of a multi-shop compressor station is based on the uniform distribution of energy load between the shops and thus ensuring the operation of each of the units in a mode close to the nominal [7].

The task of finding the optimal version of the multi-shop compressor station is the task of finding the optimal plan for the distribution of loads between its individual shops. This is based on a minimum of total energy costs, taking into account the relevant technological constraints.

Keywords

Gas transmission system, incomplete loading, diagnostics, optimization of modes compressor station, gas pumping unit

Список публікацій здобувача

1. Грудз В.Я., Грудз В.Я. (молодший) Удосконалення методу діагностування витоків з газопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень. Прикарпатський вісник НТШ. Число. – 2017 - №1(37) – С.217 - 225
2. Грудз В.Я., Грудз В.Я. (молодший) Детерміновані методи оптимізації експлуатаційних режимів газотранспортних систем. Прикарпатський вісник НТШ. Число. – 2017 - №2(38) – С.236 – 246
3. Крижанівський Є.І., Грудз В.Я., Грудз .В.Я.(молодший), Терещенко Р.В. Прогнозування стаціонарних режимів роботи систем газопостачання методом інтегральних коефіцієнтів. //Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. №2(71), 2019. С. 71 – 76.
4. Крижанівський Є.І., Грудз В.Я., Грудз .В.Я.(молодший), Терещенко Р.В., Говдяк Р.М. Оптимізація режимів компресорних станцій за умови їх неповного завантаження. //Нафтогазова енергетика. 2019.№1(31). С. 36-42.
5. Грудз В.Я., Грудз В.Я. (молодший) Нестационарні процеси в газотранспортних системах за умови їх неповного завантаження.// Матеріали 6-тої Міжнародної науково-технічної конференції Нафтогазова енергетика. 2017. Івано-Франківськ. 15-19 травня 2017. С.213.
6. Grudz V.Ya. NON-STATIONARY PROCESSES IN THE GAS TRANSMISSION SYSTEMS AT COMPRESSOR STATIONS SHUT-DOWN [Text] / V.Ya. Grudz*, V.Ya. Grudz (junior), V.B. Zapukhlyak, Ya.V. Kyzymyshyn // Journal of hydrocarbon power engineering. – 2018. – №1(5). – P. 22-28.
7. Zapukhliak V. MATHEMATICAL MODELING OF UNSTEADY GAS TRANSMISSION SYSTEM OPERATING CONDITIONS UNDER INSUFFICIENT LOADING [Text] / V. Zapukhliak, L. Poberezhny, P. Maruschak, V. Grudz Jr., R. Stasiuk, J. Brezinová, A. Guzanová // Energies. – 2019 – Volume 12, Issue 7 (April-1 2019). – P. 1–14. EISSN 1996-1073 (SCOPUS)

З М І С Т

ВСТУП.....	14
1. АНАЛІЗ РЕЖИМІВ І СИСТЕМИ ОБСЛУГОВУВАННЯ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ НА БАЗІ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	19
1.1 Газотранспортна трансукраїнська система на сучасному етапі....	19
1.2 Аналіз енергоефективності газотранспортних систем.....	25
1.3 Режими роботи газотранспортних систем	29
1.4 Конкретизація задач дослідження.....	39
2 ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ В УМОВАХ ЇХ НЕПОВНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ.....	41
2.1Прогнозування стаціонарних режимів роботи систем газопостачання методом інтегральних коефіцієнтів.....	45
2.2Математичне моделювання нестаціонарних режимів газотранспортних систем за умов неповного завантаження.....	54
2.3Розробка методу оперативного контролю тиску в газопроводі....	65
2.4Нестаціонарні процеси в газотранспортних системах при зупинках компресорних станцій.....	72
Висновки по розділу 2.....	82
3 ДІАГНОСТИКА СТАНУ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ЗА УМОВИ ЇХ НЕПОВНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ.....	84
3.1Вплив нестаціонарності технологічного процесу на гідравлічний стан газотранспортної системи.....	85
3.2Удосконалення методу діагностування витоків з газопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень.....	90
3.3Стохастичні моделі прогнозування аварійних витоків з газопроводів.....	99
3.4Детерміновані методи аналізу експлуатаційних режимів газотранспортних систем.....	107

Висновки по розділу 3.....	119
4 ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ В УМОВАХ ЇХ НЕПОВНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ	121
4.1 Критерії оптимальності експлуатаційних режимів в умовах неповного завантаження газотранспортної системи.....	122
4.2 Оптимізація режимів компресорних станцій газотранспортних систем за умови їх неповного завантаження.....	130
4.3 Принцип оптимізації режимів багатоцехових компресорних станцій.....	134
Висновки по розділу 4.....	142
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ.....	143
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	145
ДОДАТКИ.....	159

ВСТУП

Актуальність проблеми. Газотранспортна система України, як частина трансєвропейського газового комплексу, знаходиться зараз на етапі реформування, реорганізації функціонального використання. Перопричиною такого стану є суттєве розширення євразійської системи газопостачання, пропускна здатність газопроводів якої значно перевищує обсяги видобування і споживання природного газу на материк, в зв'язку з чим виникає можливість варіації напрямків газопотоків. З іншого боку поступове зниження рівня газовидобування призводить до зростання попиту і ціни на енергоносії та сировину, що вимагає економного витрачання та споживання газу. В зв'язку з сказаним газотранспортні системи не можуть функціонувати як раніше з повним завантаженням на протязі тривалого проміжку часу (наприклад, року). Розвиток життєво важливих інтересів людства вимагає гнучкості у функціонуванні системи газозабезпечення, що в перу чергу обумовлює режими її експлуатації з різним впродовж періоду часу завантаженням.

Україна володіє розвіданими запасами природного газу в обсязі близько трильйона кубометрів, видобуток якого в комплексі з альтернативними джерелами газопостачання (в тому числі з використанням морського транспортування скрапленого і стисненого газу), вимагатиме суттєвого корегування газопотоків і постійної зміни режимів роботи системи. В таких умовах основними принципами експлуатації газотранспортного комплексу повинні бути надійність та енергоефективність, забезпечення яких вимагає розв'язання комплексу науково-технічних задач оптимізаційного і прогностного характеру. В зв'язку із сказаним актуальність проблеми і задач дослідження не викликає сумнівів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота носить науково-прикладний характер і входить в комплекс тематичних

планів НАК "Нафтогаз України", спрямованих на підвищення надійності експлуатації газотранспортного комплексу (в тому числі ПСГ) і окреслених Національною програмою "Нафта і газ України до 2035 року".

Мета роботи полягає у встановленні закономірностей протікання технологічних процесів в газотранспортних системах для оптимізації оперативного керування експлуатаційними режимами за умови їх неповного завантаження.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Конкретизація закономірностей зміни параметрів стаціонарних режимів роботи газотранспортної системи при зміні обсягів перекачування газу з метою побудови математичних моделей для оперативного керування її експлуатацією.
2. Дослідження нестационарних процесів в газопроводах, викликаних стрибкоподібними змінами обсягів перекачування газу чи відключенням і повторним включенням компресорних станцій з метою запобігання критичного перевищення тиску і порушення умов міцності трубопроводів.
3. Удосконалення методів діагностування гідравлічного і технічного стану трубопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень, викликаних зміною продуктивності.
4. Розробка принципів і методів оптимізації режимів роботи газотранспортних систем, що експлуатуються за умов неповного завантаження.
5. Прогнозування раціональних заходів обслуговування елементів газотранспортного комплексу за умов його експлуатації з неповним завантаженням.

Об'єктом досліджень є робота системи транспортування природного газу за умови її неповного завантаження .

Предметом досліджень є оптимізація режимів роботи і технічного обслуговування газотранспортних систем за умови їх неповного завантаження.

Методи дослідження. При виконанні роботи використано системний аналіз режимів роботи газотранспортної системи, теорія стаціонарних і нестаціонарних процесів в газопроводах, методи математичного моделювання і відомі математичні моделі руху стисливого середовища, теорія оптимізації режимів і обслуговування, їх реалізація в програмному забезпеченні, статистична обробка даних експлуатації газотранспортних об'єктів на основі створення комплексної моделі системи.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що вперше :

- застосовано для оперативного керування експлуатацією і режимами роботи газотранспортної системи при зміні обсягів перекачування газу методом, інтегральних коефіцієнтів;
- виконано дослідження нестаціонарних процесів в газопроводах, викликаних стрибкоподібними змінами обсягів перекачування газу чи відключенням і повторним включенням компресорних станцій з метою запобігання критичного перевищення тиску і порушення умов міцності трубопроводів;
- удосконалено методи діагностування гідравлічного і технічного стану трубопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень, викликаних зміною продуктивності;
- розроблено принципи і методи оптимізації режимів роботи газотранспортних систем, що експлуатуються за умов неповного завантаження;
- запропоновано прогнозування раціональних заходів обслуговування елементів газотранспортного комплексу за умов його експлуатації з неповним завантаженням.

Практичне значення отриманих результатів. В результаті дослідження гідрогазодинамічних процесів в системах транспортування газу допустимі робочі тиски з точки зору запобігання короткочасним перевантаженням труб при стрибкоподібній зміні обсягів перекачування та при відключенні компресорних станцій, запропоновано розрахункові формули для їх прогнозу.

На основі результатів досліджень розроблено галузеві методики «Розрахунки розподілу потоків газу і визначення його запасів в трубах» та «Оцінка надійності складних газотранспортних систем»

Особистий внесок здобувача. Безпосередньо автором:

- проведено дослідження нестационарних процесів в газотранспортних системах за умови їх неповного завантаження, викликаних стрибкоподібною зміною витрати та зупинками компресорних станцій [5, 6];
- запропоновано прогнозування стаціонарних режимів роботи систем газопостачання методом інтегральних коефіцієнтів [3];
- запропоновано удосконалення методів діагностування гідравлічного стану та витоків з газопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень [1];
- розроблено детерміновані методи оптимізації експлуатаційних режимів газотранспортних систем і компресорних станцій за умови їх неповного завантаження [2,7];
- розроблено принципи прогнозування ефективності і надійності використання газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях газотранспортних систем [4,6,7];
- автор брав безпосередню участь у створенні і впровадженні галузевих методик у виробництво [1,6,7].

Апробація роботи. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика – 2017» (м. Івано-Франківськ, 2017 р.), міжнародній науково-практичній веб-конференції молодих учених та студентів «Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії – 2018» (17-19 вересня 2018 року), (м. Івано-Франківськ, 2018 р.). В повному обсязі результати досліджень доповідалися на науковому семінарі кафедри газонафтопроводів і газонафтосховищ Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 7 друкованих праць, із них 1 – стаття у міжнародному наукометричному науковому журналі, що індексується в наукометричній базі даних Scopus, 1 – у міжнародних наукових журналах, що індексуються в світових наукометричних базах даних і системах; 4 – у наукових фахових виданнях, затверджених ДАК України, 1 – тези доповідей на міжнародних конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел 134 найменувань та додатків. Обсяг основного тексту дисертації складає 131 сторінку друкованого тексту.

1. АНАЛІЗ РЕЖИМІВ І СИСТЕМИ ОБСЛУГОВУВАННЯ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ НА БАЗІ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1.1 Газотранспортна трансукраїнська система на сучасному етапі

Газотранспортна система України є однією з найпотужніших у світі за обсягом транспортування та збору газу. Ця система є буфером між газовидобувними регіонами Росії, Центральної Азії, а також Сходу і Півдня України та споживачами нашої держави і промислово розвиненої Європи. Тобто ГТС інтегрована в загальноєвропейську газову мережу. Її пропускна спроможність на вході складає 290 млрд м³, на виході – 180 млрд. м³ газу на рік (до країн Європи – 142 млрд. м³) [41].

На сьогодні газотранспортна система ПАП "Укртрансгаз" Національної акціонерної компанії "Нафтогаз України" включає 38,6 тис.км газопроводів різного призначення та продуктивності, 72 компресорні станції (КС), 1449 газорозподільних станцій (ГРС), 12 підземних сховищ газу (ПСГ) та об'єкти інфраструктури, які забезпечують функціонування системи.

Транспортування газу по системі газопроводів та його закачування в ПСГ забезпечують 110 компресорних цехів, де встановлено 702 газоперекачувальних агрегати загальною потужністю 5,4 тис.МВт. Надійність транзитних поставок газу і газопостачання внутрішнім споживачам забезпечується комплексом підземних сховищ газу загальною ємністю 31,0 млрд. куб м.

На вході ГТС України здатна прийняти до 288 млрд.куб.м природного газу на рік, а на виході передати 178 млрд.куб.м, в т.ч. 142,5 млрд.куб.м до країн Західної та Центральної Європи [42]. Загальна схема газопроводів газотранспортної системи України приведена на рисунку 1.1.

Основна функція ГТС – надійне забезпечення газом внутрішніх споживачів України та безперебійна поставка транзитного природного газу через нашу територію європейським споживачам газу.

Енергетична політика європейських країн спрямована на диверсифікацію джерел постачання природного газу, що в поєднанні зі зростанням потреб газу в країнах Західної, Центральної та Східної Європи потребує збільшення потреб його постачання. За прогнозами очікують збільшення споживання газу в Західній Європі до 2025 р. на 27%, відповідно споживання газу складе 550-575 млрд. м³ та 580-600 млрд. м³. Це зумовлює збільшення потоків газу з Росії та Середньої Азії.



Рисунок 1.1 – Загальна схема газопроводів ГТС України

Магістральні газопроводи – це головна складова частина паливно-енергетичного комплексу України. Основу транзитної трансукраїнської системи складає система газопроводів «Союз», «Уренгой-Помари-Ужгород» і «Прогрес» діаметром 1420 мм і загальною протяжністю по території України

понад 1500 км. При максимальному завантаженні розрахункова пропускна здатність складає 337 млн. м³ за добу або 123 млрд. м³ за рік. Фактично максимальний обсяг транспортування газу до країн ЄС в 2005 році склав 121,5 млрд. м³ за рік. Обсяги транзиту газу за період 2000-2015 рр. подано на рисунку 1.2.

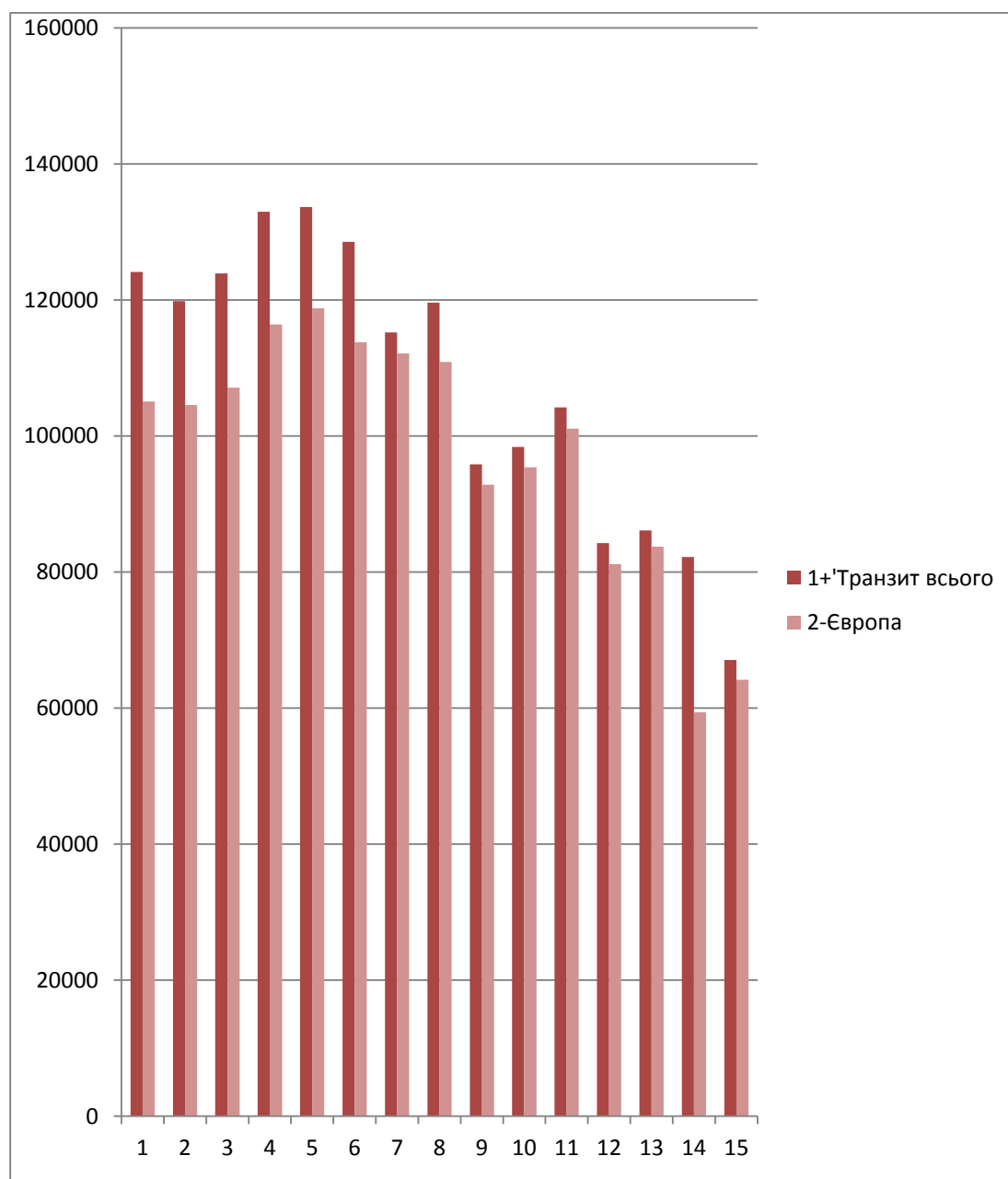
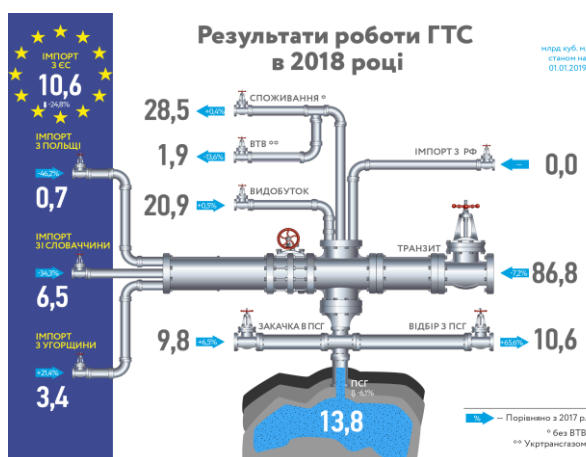


Рисунок 1.2 – Річні обсяги транспортування газу

На даний момент часу газотранспортна система знаходиться в працездатному технічному стані, гідравлічна ефективність лінійних ділянок газопроводів лежить в межах 95% - 98%, газоперекачувальні агрегати і обладнання компресорних станцій в справному стані, в зв'язку з чим може бути досягнена проектна пропускна здатність при екстремальному використанні всіх потужностей системи. В такому випадку забезпечуються параметри максимального технологічного режиму і використовується наявна потужність обладнання системи. Однак, в зв'язку з обмеженням газопостачання продуктивність систему знизилась до 100 – 120 млн. м³ за добу, що складе 36 - 55 млрд. м³ за рік. В таких умовах появляється множина допустимих режимів експлуатації системи, і в залежності від вибору найбільш раціонального з них можна мінімізувати енерговитрати на транспортування газу, тобто економити певний обсяг енергоносіїв.

Рекордних показників в обсягах транспортування газу було досягнуто в 2017 році – 93,5 млрд. м³ за рік. Однак, в подальшому обсяги транзиту знизились [42]. Характер режиму роботи ПАП «Укртрансгаз» в 2018 році ілюструє рисунок 1.3, а.



а



б

Рисунок 1.3 – Характер роботи ГТС України

В подальшому спостерігається зменшення обсягів транзиту газу газотранспортною системою України. Це пов'язано із зменшенням поставок сибірського газу і зниженням видобутку власного газу. Характер режиму роботи ГТС України в травні 2019 році ілюструє рисунок 1.3, б.

Магістральний газопровід як єдина енергосистема характеризується витратами енергії на привід газоперекачувальних агрегатів і великими обсягами транспортування середовища, яке в свою чергу є енергоносієм. Нарощування довжини магістрального газопроводу вимагає зростання кількості компресорних станцій, що призводить до збільшення витрати енергії на транспортування або зниження пропускної здатності, тобто зменшення подачі енергоносія споживачу, що приведе до зростання питомих енергозатрат на транспорт. Тому зі збільшенням довжини магістрального газопроводу енергетична вартість перекачаного газу умовно зменшується. Цей ефект може бути оцінений шляхом математичного моделювання газопроводу з урахуванням енергоємності компресорних станцій і енерговтрат в лінійних ділянках [43].

Розрахункова відносна витрата паливного газу на компресорних станціях (по відношенню до об'єму перекачування) складає 6,2 % для номінального технологічного режиму. За даними Укртрансгаз при максимальних обсягах перекачування ця величина склала 6,6%, а при теперішніх режимах складає 3%. Зниження пояснюється зменшенням числа газоперекачувальних агрегатів на КС. Однак, витрата паливного газу 3 – 3,5 млн. м³ за добу є значною і складає 1 – 1.3 млрд. м³ за рік.

Велика витрата паливного газу пов'язана насамперед з відносно низьким коефіцієнтом корисної дії газоперекачувальних агрегатів як теплових двигунів. Тому один з шляхів зменшення витрати паливного газу полягає у виключенні з режиму роботи окремих ГПА на КС і зупинці компресорних станцій. В залежності від кількості зупинених КС і їх порядкового номера в системі пропускна здатність буде різною [47].

Актуальним аспектом економії енергоносіїв при транспортуванні газу є зменшення гідравлічних втрат енергії в газовому потоці [35]. Як відомо, збільшення лінійної швидкості газового потоку призводить до зростання втрат енергії на транспортування газу. При сталій масовій витраті газу (стаціонарний режим роботи газопроводу) лінійна швидкість газу тим більша, чим менший тиск в газопроводі. Тому з точки зору мінімізації енерговитрат при транспортуванні газу необхідно витримати такий режим з множини допустимих, при якому тиски газу в кожній точці газопроводу найбільші. Такий режим виконується при максимальному тиску на виході КС (в даному випадку 7,6 МПа). Розрахунки показують, що при пониженні тиску на виході КС на 0,1 МПа гідравлічні втрати енергії на відстані 100 км зростають на 2%. Отже, робота ГТС при високих тисках призведе до економії енергії як мінімум на 2%, що при включеній потужності порядку 800 МВт складе 16 МВт [33].

Підтримання високого тиску в газопроводах ГТС вимагає збільшення кількості технологічного газу в трубопроводах, тобто такого газу, який постійно знаходиться в порожнині газопроводів для забезпечення тиску, необхідного для нормальної роботи ГПА і який до сих пір не має юридичного статусу. При об'ємі порожнини газопроводів системи 6,75 млн. м³ об'єм технологічного газу складає понад 430 млн. м³. Зниження початкового тиску на 0,1 МПа рівноцінне відбору газу з порожнини газопроводів системи в об'ємі 4,2 млн. м³. Таким чином, акумулюючи здатність газопроводу при його експлуатації з високими тисками може служити джерелом газопостачання населення в пікові моменти [34].

Зниження енерговитратності на транспортування газу може бути досягнене за рахунок раціонального використання підземних сховищ газу (ПСГ), які можна використовувати як шляхові споживачі чи джерела поступлення газу в систему. Основні ємності ПСГ розташовані на західних ділянках ГТС, що сприяє надійному забезпеченню газом споживачів Західної

Європи. Однак, для газозабезпечення споживачів України (особливо центральних і східних регіонів) доцільно використати ємності ПСГ в цих регіонах. Це скоротить, а, можливо, виключить необхідність реверсних перекачувань газу в зимовий період. Однак при виборі обсягів закачування газу в кожне ПСГ необхідно враховувати весь комплекс техніко-економічних показників зберігання газу та прогноз газоспоживання конкретного регіону, що вимагає наукового підходу до експлуатації ПСГ і узгодженої їх роботи в загальній системі транспортування газу [36,84].

1.2 Аналіз енергоефективності газотранспортних систем

Загальні енерговитрати на трубопровідний транспорт газу можна розділити на корисне використання енергії та енергетичні втрати [35]. До корисного використання енергії слід віднести енергозатрати, спрямовані на забезпечення заданої пропускної здатності газопроводу в умовах стаціонарного руху газу. Таке твердження базується на основному призначенні газопроводу. До енергетичних втрат при транспортуванні слід віднести всі інші види енергозатрат.

Слід зауважити, що енергія газу в газовому потоці складається з потенціальної, кінетичної та внутрішньої. При русі газу відбуваються перетворення енергії з одного виду в інший та виникають дисипаційні процеси. З точки зору гідрогазодинаміки при русі газу в трубах мають місце гідравлічні втрати енергії, суть яких зводиться до перетворення потенціальної енергії в кінетичну і далі у внутрішню, яка через стінки трубопроводу розсіюється в довкілля.

В [58] проведено аналіз енерговитрат і втрат енергії при трубопровідному транспорті газу.

До енергетичних втрат при транспортуванні газу з точки зору фізичних уявлень про процес слід віднести втрати механічної енергії, пов'язані з роботою сил тертя і перетворенням у внутрішню енергію з наступним розсіюванням в довкілля, енергетичні втрати, пов'язані з дією сил інерції в потоці, та затрати енергії на підтримання напруженого стану трубопроводу.

Для визначення першого виду енерговтрат використаємо рівняння енергії газового потоку [93]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -W \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{1}{T\rho \frac{\partial c_p}{\partial T} + \rho c_p} \left(\rho \frac{\partial W}{\partial x} \left(c_p T + \rho T \frac{\partial c_p}{\partial \rho} \right) + \xi \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial T}{\partial t} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \frac{\partial \xi}{\partial P} \frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\pi D \alpha_1}{c_c \rho_c F_c} (T_c - T) - \frac{gW}{c_p} \frac{dh}{dx} \frac{\partial T_c}{\partial t} \right) = \quad (1.1)$$

$$= \frac{\xi_c}{\rho_c c_c} \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + \frac{\pi D \alpha_2}{c_c \rho_c F_c} (T_{\text{нав}} - T_c) + \frac{\pi D \alpha_2}{c_c \rho_c F_c} (T - T_c).$$

Тут, крім зазначених вище позначень, прийнято: c_p , c_c – ізобарна теплоємність газу та теплоємного матеріалу труб; $T_{\text{нав}}$, T_c – температура навколишнього середовища і стінки трубопроводу; α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від газу до стінки і від стінки в навколишнє середовище; D, d – зовнішній і внутрішній діаметри труби; ξ, ξ_c – коефіцієнти теплопровідності газу і стінки труби; F, F_c – площа перерізу трубопроводу і стінки; $\chi = \frac{\xi}{\rho c_p}$; h – геодезична позначка траси газопроводу.

Останні два члени рівняння характеризують теплообмін між газом та навколишнім середовищем, причому останній член характеризує тепловіддачу від газу до стінки трубопроводу, а передостанній – від стінки в довкілля.

При транспортуванні газу магістральним газопроводом внаслідок високого тиску в порожнині труб метал стінки постійно знаходиться в напруженому стані, на що витрачається певна частина енергії газового потоку. Напружений стан трубопроводу можна вважати плоским [55], він характеризується кільцевими та повздожніми напруженнями, які визначаються величиною внутрішнього тиску. Питома потенціальна енергія

формозміни в умовах напружено-деформованого стану стінок трубопроводу являє собою джерело енерговитрат.

Розрахунки, проведені для реальних режимів газопроводів в [50], дозволили оцінити величини енерговитрат при транспортуванні газу. В результаті проведеного аналізу встановлено, що максимальне значення корисних витрат енергії складає 27,76%, дисипативні втрати складають 69,63%, а затрати на підтримання напружено-деформованого стану трубопроводу – 2,61%. Величина інерційних втрат енергії для реального газопроводу в залежності від температурного режиму коливається в межах 5,84% - 13,06%.

Проведені дослідження показали, що частка витрат енергії на забезпечення заданої пропускної здатності газопроводу незначна в порівнянні з енергетичними втратами при транспорті газу. Енергозатрати на підтримання напружено-деформованого стану трубопроводу незначні, і їх скоротити практично неможливо. Найбільш вагомими є дисипативні та інерційні втрати енергії, скорочення яких дозволить підвищити енергоефективність трубопровідного транспорту газу.

Для оцінки рівня енерговитрат при транспортуванні газу в [26] запропоновано використати поняття коефіцієнта корисної дії газотранспортної системи, з ряду послідовно з'єднаних ланок: компресорних станцій та лінійних ділянок, які в сою чергу поділяються на елементи. До елементів компресорних станцій відносяться газоперекачувальні агрегати та інше технологічне обладнання, до елементів лінійних ділянок – секції паралельних ниток газопроводу. Величина енергоефективності ГПА (як двигуна так і компресора) оцінюється відповідними значеннями ККД. Загальний ККД газотурбінної установки визначається відношенням ефективної потужності на вихідному валу до енергоємності паливного газу

$$\eta_{ГТУ} = \frac{T_e}{q_{нг} Q_p^H} \quad (1.2)$$

де q_{ng} - витрата паливного газу з нижчою теплотворною здатністю Q_p^H .

Відцентровий нагнітач, в якому відбувається процес компримування газу, характеризується з енергетичної точки зору політропічним ККД. Процес компримування газу в порожнині відцентрового нагнітача визначається сумою двох ефектів: процесу політропічного стиску газу та процесу його переміщення. Кожен з процесів характеризується певною термодинамічною роботою. Якщо політропічна робота чистого стиску газу складає L_c , а робота переміщення газу L_p , то політропічний ККД нагнітача є відношення [57]

$$\eta_{BH} = \frac{L_c}{L_c + L_p} \quad (1.3)$$

Загальний ККД компресорної станції визначається як добуток

$$\eta_{KC} = \eta_{ГТУ} \eta_{BH}. \quad (1.4)$$

Лінійна ділянка не має прямого енергозабезпечення. Однак, енергія підводиться з потоком стисненого газу. Ця енергія витрачається на подолання сил опору з метою забезпечення заданої пропускної здатності газопроводу та енергетичні втрати. Частина енергії, що витрачається на забезпечення заданої пропускної здатності газопроводу вважається корисною, оскільки газопровід має призначення забезпечити задану пропускну здатність. Очевидно, відношення затрат корисної енергії до підведеної з потоком газу є коефіцієнт корисної дії лінійної ділянки [25].

Таким чином, для газотранспортної системи, що працює в умовах неповного завантаження, характерна часта зміна режимів, викликана значними амплітудними коливаннями продуктивності, що призводить до

зростання інерційних втрат енергії в порівнянні з іншими енерговитратами, і, як наслідок, зниження ККД системи.

1.3 Режими роботи газотранспортних систем

Поняття режим – базове поняття в теорії газотранспортних мереж[93]. Але у літературі йому приділяється недостатня увага. У роботі [108] зроблено спробу, певною мірою, заповнити цю прогалину. Вказане поняття є системним, багатопараметричним і динамічним. Для того, щоб введене поняття режиму було функціональним (застосовним), потрібно не тільки запропонувати систему класифікації режимів, але й систему їх ідентифікації та оцінки зміни в реальних умовах функціонування ГТС.

На даний час математична модель руху газу в трубі є ще недостатньо вивчена. Основні проблеми носять обчислювальний характер [80-84]. Дослідження показують, що серед числових методів перевагу надають методу скінчених елементів[85,93,106,108]. Невичерпані ще різні методи лінеаризації рівнянь і підходи, пов'язані з усередненням параметрів газу. Щодо розрахунку параметрів ГТС, то на сьогодні розглядаються два методи: метод ув'язки по вузлах і метод ув'язки по контурах[59,60,112]. Ув'язка по вузлах передбачає формування систем рівнянь відносно невідомих тисків у вузлах. Метод ув'язки по контурах зводить задачу до розв'язання систем рівнянь відносно витрат по незалежних контурах. У цих випадках важливим є метод розв'язування відповідної системи нелінійних рівнянь[50,74]. Методи різняться по швидкодії, області гарантованої збіжності, точності[18,23]. Щодо моделей інших об'єктів, то в основному використовуються моделі, побудовані на основі багатократних вимірювань (емпіричні моделі). Особливої уваги заслуговують існуючі моделі

компресорних станцій та їх інтеграція з моделями інших об'єктів[24,29,30,93,106].

Аналізуючи роботу споруд ГТС доходимо до можливості класифікації їх з точки зору врахування в математичній моделі геометричних розмірів цих об'єктів. Для цього введемо поняття часу τ проходження газу через об'єкт [106]. Нехай w — характерна швидкість руху газу в межах деякого об'єкта, а l — його характерний розмір у напрямку руху газу. Тоді характерний час проходження газу через цей об'єкт визначиться як $\tau = l/w$.

Тож, очевидно, що вивчаючи поведінку ГТС на проміжках часу Δt , можна не брати до уваги в математичній моделі скінченність розмірів тих об'єктів, для яких виконується умова $\tau \ll \Delta t$.

З огляду на це поділятимемо математичні моделі споруд, які входять до складу ГТС, на три типи:

- об'єкти із зосередженими параметрами,
- одновимірні об'єкти із розподіленими параметрами,
- дво- та тривимірні об'єкти із розподіленими параметрами.

Звичайно, віднесення об'єкта ГТС до того чи іншого класу залежить від конкретної задачі та мети математичного моделювання: якщо в одних задачах об'єкт можна розглядати як систему із зосередженими параметрами, то в інших слід враховувати його скінченність.

У задачах моделювання транспортування газу, керування газотранспортною мережею та оптимізації режимів її експлуатації до об'єктів із зосередженими параметрами будемо відносити компресорні станції, газорозподільні станції, перемички, запірну арматуру, вузли редукування тиску та очищення газопроводу. До одновимірних об'єктів із розподіленими параметрами в таких задачах відноситимемо магістральні трубопроводи та переходи.

Стаціонарний режим роботи ГТС визначається технічним і технологічним станом об'єктів, станом лінійних частин, кранів, параметрами газу, який поступає в систему і який відбирається із системи, задіяними газоперекачувальними агрегатами (ГПА) та їх режимом роботи, параметрами середовища, в якому перебуває ГТС.

Діючий режим визначається станом об'єктів, параметрами газових потоків на входах і виходах ГТС.

Розрахунковий режим характеризується параметрами газових потоків на всіх об'єктах, знайденими за певними математичними моделями.

Технологічний режим характеризується параметрами газових потоків, які знаходяться в технологічних межах, що забезпечують якість і надійність режиму транспорту газу.

Оптимальним режимом роботи газопроводу вважають режим, параметри якого забезпечують експериментальне значення деякого критерію оптимальності [108].

До критеріїв оптимальності режимів відносять мінімум собівартості перекачування, максимум об'єму перекачування, мінімум сумарної потужності компресорних станцій, максимум показників надійності системи і т. д. На практиці для проведення оптимізації режимів користуються зразу декількома критеріями оптимальності. Кожному з них присвоюється певний ранг (пріоритет перед іншими) і певний ваговий коефіцієнт. Одержана таким чином функція носить назву функції мети. Параметри оптимального режиму повинні забезпечувати екстремум функції мети [35].

Процедура оптимізації режимів полягає в тому, що критерії оптимальності режиму виражаються через його параметри (тиски, температури, витрати газу) за допомогою відомих рівнянь стаціонарної течії газу в газопроводі. Далше глобальний екстремум функції мети може бути знайдено, якщо часткові похідні по параметрах режиму прирівняти до нуля. Проте ряд залежностей, які пов'язують параметри режиму з певними

критеріями оптимальності, мають емпіричний характер, в зв'язку з чим ряд часткових похідних може не існувати. Крім того, часто функція мети може взагалі не мати глобального екстремуму. Тому вказаний напрямок не знайшов визнання в галузі оптимізації режимів роботи газопроводів.

Найбільш поширеними вважаються два методи оптимізації режимів: метод перебору варіантів і метод штрафних функцій [67,93]. Перший – полягає в тому, що для всіх режимів з області допустимих, знаходяться значення функцій мети. Оптимальним режимом вважають такий, для якого числове значення функцій мети найбільше (або найменше). Другий метод полягає в тому, що параметри деякого режиму з області допустимих змінюють на деякий дискретний крок і шукають значення функції мети для обох режимів. Якщо функція мети для нового режиму змінилась в сторону покращання, то продовжують пошук в тому ж напрямку. Якщо функція мети для нового режиму змінилась в сторону погіршення, то їй приписується певний штраф і пошук продовжується в іншому напрямку. Недоліком першого методу є великий обсяг можливих варіантів, що вимагає значних затрат часу. Реалізація другого методу можлива і доцільна тільки поблизу екстремальної точки. Тому для практичної реалізації запропоновано метод, який є поєднанням двох описаних. В комплексі з використанням області допустимих режимів та граничної області енергозатрат цей метод дає змогу зменшити затрати часу на пошук оптимального режиму в десятки разів.

Для оптимізації використовується метод пошуку глобального екстремуму функції мети, побудованої на основі диспетчерської інформації з врахуванням адаптації коефіцієнтів регресивного рівняння. При цьому частота адаптації коефіцієнтів регресивної моделі за даними диспетчерської інформації повинна задовольняти точності передбачення по моделі для вибраного модельованого параметру режиму роботи газотранспортної системи.

Розрахункова схема визначення критерію оптимальності і вибору оптимального режиму [58,85,95] по одному критерію буде такою. Для всіх режимів із області допустимих режимів роботи газотранспортної системи вибираються параметри роботи кожної з працюючих компресорних станцій (тиск і температура на вході і виході, продуктивність, ступінь підвищення тиску, потужність). Передбачається, що на кожному з заданих режимів система буде працювати однакові проміжки часу. Визначається кількість мотогодин для кожного газоперекачувального агрегату на кожній компресорній станції і розраховується повна сумарна робота N . Для кожного із режимів розраховуються витрати на паливний газ і матеріали. Оптимальний режим вибирається за мінімумом експлуатаційних витрат.

Недоліком вказаного підходу є його статистичний характер, адже ряд показників, які суттєво впливають на режим і залежать від нього, беруться усередненими на основі результатів статистики. До таких параметрів слід в першу чергу віднести ККД системи. В явному вигляді величина ККД використовується для визначення потужності КС за формулою (8.5), яка в принципі відображає потужність виключно нагнітача. Величини ККД газотурбінної установки та лінійної ділянки, які суттєво залежать від параметрів режиму, тут не враховуються. Очевидно, що усереднено вони враховуються коефіцієнтом при визначенні витрати паливного газу, але впливом залежності цього коефіцієнта від режиму знехтувано.

З іншого боку коефіцієнт корисної дії газотранспортної системи може бути знайдений за параметрами роботи з наступної залежності [35]

$$\eta = \frac{Q_{cm}}{q_{ng}} \cdot \frac{P_{cm}}{P_{cp}} \cdot \frac{T_{cp}}{T_{cm}} \cdot z_{cp} \cdot \frac{(P_n - P_k)}{Q_P^H} \quad (1.5)$$

Залежність (1.5) містить наступні параметри режиму роботи системи транспорту газу: початковий P_n , кінцевий P_k та середній P_{cp} тиски, середню температуру T_{cp} та продуктивність при стандартних умовах Q_{cm} . Крім того, у

формулу входить витрата паливного газу по КС q_{n2} та його енергетична характеристика Q_p^H . Отже, при побудові регресійної залежності функції мети вираз ККД може бути включений як один із параметрів, що дозволить знайти екстремум задачі з урахуванням ефективності енергозатрат на транспортування газу.

Одним з підходів реалізації задачі пошуку оптимального режиму є поєднання штрафних функцій з методом адаптивного випадкового пошуку [106,108]. Сполучення цих методів дозволяє виключити зациклення ітераційних процедур пошуку екстремума в “особливих точках” за рахунок використання випадкового пошуку, тим самим підвищується надійність пошуку оптимального значення в цілому. Даний підхід дає можливість враховувати технологічні обмеження, які задаються функціями будь-якого виду за рахунок використання методу штрафних функцій при рішенні задач нелінійного програмування.

При даному підході до вирішення проблеми оптимізації транспорту газу в якості функції мети використовується регресивне рівняння, яке задається у вигляді параболи і технологічних обмежень у вигляді функцій обмежень для режимів роботи компресорних станцій вздовж траси трубопроводу. В цьому випадку задача оптимізації режимів роботи газотранспортної системи зводиться до таких дій:

- ◆ шукається $\max_{X \in \Omega_p}(F(\bar{X}))$ функції мети $F(\bar{X})$ при обмеженнях виду:

$$\begin{aligned} F_i(\bar{X}) &= 0; \quad i = 1, 2, \dots, l, \\ \varphi_j(\bar{X}) &\leq 0; \quad j = l+1, \dots, m+1, \dots, \end{aligned} \quad (1.6)$$

де Ω_p – область працездатності для функції $F(\bar{X})$; $F(\bar{X})$ – цільова оптимізуюча функція (модель газотранспортної системи); $F_i(\bar{X})$ – функція обмежень у вигляді рівності; $\varphi_j(\bar{X})$ – функція обмежень у вигляді нерівності.

Задача (1.6) розв’язується методом штрафних функцій, для чого будується функція штрафу такого вигляду:

$$P(X, \tau) = -F(X_K) + \tau \left(\sum_{i=1}^e F_i(X_K)^2 + \sum_{j=l+1}^m \varphi^{\tau}(X_K)^2 \right),$$

де $\varphi^{\tau}(X_K) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } \varphi_j(X_K) \leq 0 \\ \varphi_j(X_K), & \text{якщо } \varphi_j(X_K) > 0 \end{cases}$; τ – параметр штрафу.

Розглянемо задачу:

$$\max_{\tau \leq T} (\min_{X \leq \Omega} (\rho(X, \tau))). \quad (1.7)$$

У багатьох роботах [10,69,70] показано, що при $T \rightarrow \infty$ рішення задачі (1.7) зводиться до рішення задачі (1.6).

В умовах ринкової економіки витрати енергетичних ресурсів і обсяги транспортованого газу підпорядковані і визначаються за критерієм оптимальності економічного змісту, а саме – надходжень коштів за виконувану газотранспортну роботу. Останні визначаються за приписами ринкової економіки, або ситуаційно, і це диктує концептуально нову схему розв'язку проблеми нормування витрат паливно-енергетичних ресурсів на трубопровідний транспорт газу. Провідна ідея ринкової концепції витрат паливного газу зводиться до побудови якісно нової інтегрованої системи критеріальних показників ефективності витрат технологічного і економічного походження, в якій домінують економічні фактори.

Традиційно газотранспортна робота магістральних газопроводів [3] оцінюється добутком кількості транспортованого газу Q на відстань L . Вимірник газотранспортної роботи $Q \cdot L$ ($\text{м}^3 \cdot \text{км}$) за певний період є аналогічним вимірнику звичайних вантажоперевезень ($\text{кг} \cdot \text{км}$). Проте, фізична природа звичайних вантажоперевезень і трубопровідного транспортування газу різна. Відмінність полягає в тому, що вантаж зазвичай є пасивним переміщуваним предметом, а газ є носієм енергії тиску, яка уможливорює сам процес транспортування газу [95].

Енергія тиску змінює фізичний стан транспортованого газу (густина, температуру і тиск) по довжині газопроводу. Через це енергетичні витрати на

транспортування газу залежать від кількості транспортованого газу неоднозначно. Ця неоднозначність не дозволяє використати успадковану традиційну товаротransпортну роботу $Q \cdot L$ в якості універсального вимірника "продукції" газотранспортного виробництва. Товаротransпортна робота $Q \cdot L$ може використовуватись тільки у випадках співставних режимно-технологічних варіантів транспортування газу. Можна відзначити і таке: для фіксованої довжини газопроводу і фіксованих шляхових відборах і надходженнях газу вимірником продукції може слугувати обсяг транспортованого газу за довільно визначений період, тобто продуктивність газопроводу. Продуктивність газопроводу є інтегральним показником. Отже, при з'ясуванні причин відхилення експлуатаційних режимів газопроводів від проектних чи планових, або технічно можливих необхідно використовувати поняття пропускної здатності газопроводу, яке визначає максимальний обсяг транспортованого газу при максимальному використанні потужностей компресорних станцій і фактичних розрахункових параметрах транспортування газу [49].

Для лінійної ділянки газопроводу еквівалентна товаротransпортна робота розраховується за формулою

$$A = c (P_1^2 - P_2^2) \cdot Q, \quad (1.8)$$

де c – константа, яка розраховується за параметрами лінійної ділянки;

P_1, P_2 - тиски на початку і в кінці ділянки; Q – продуктивність газопроводу.

Для компресорної станції в межах концепції еквівалентної товаротransпортної роботи політропна робота стискування газу визначається за формулою

$$N_{ГПА} = \frac{m}{(m-1) \cdot \eta_{пол}} \cdot P_{ex} \cdot Q_{ex} \left[\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (1.9)$$

де ε - ступінь стискування газу, Z_H і T_H - коефіцієнт стискуваності і температура газу на вході компресорної станції, Q – продуктивність КС.

Економічним змістом проблеми оцінювання і підвищення ефективності експлуатаційних режимів роботи магістральних газопроводів є визначення залежності витрат енергетичних ресурсів N від кількості транспортованого газу Q та економічної ефективності цих витрат за ринковим критерієм прибутковості [35]

$$\text{Пр} = f(\text{ОФ}, N), \quad (1.10)$$

де ОФ – витрати, що є незалежними від завантаження газотранспортної системи (витрати на обслуговування основних виробничих фондів ОФ), а N – керовано змінні в короткостроковому періоді витрати (енергетичні та ін.), що залежать від обсягів транспортованого газу, тобто $N = f(Q)$. Технологічному змісту проблеми відповідає її математичне формулювання, сутність якого можна умовно поділити на дві частини:

- 1) – побудова цільової, критеріально екстремальної функції $N = f(Q)$
- 2) – знаходження екстремуму функції $N = f(Q)$ при обмеженнях, які накладає формула прибутковості $\text{Пр} = f(\text{ОФ}, N)$.

За результатами розрахунків на рисунку 1.4 наведена графічна залежність $\Delta P = f(Q)$ для лінійної ділянки Борова – Першотравнева газопроводу «Союз». Аналіз одержаних результатів дозволяє стверджувати наступне: залежність витрат в лінійних ділянках енергії тиску газу ΔP від обсягів транспортованого газу Q є нелінійною. Специфічність нелінійної характеристики $\Delta P = f(Q)$ проявляється в тому, що вона є вогнутою донизу. Саме ця її особливість дає можливість віднайти шляхом порівняння результатів розрахунків надходжень за кількістю транспортованого газу Q з результатами розрахунків енергетичних витрат $\Delta P = f(Q)$ оптимальний за показником енергоефективності режим роботи лінійної ділянки газопроводу. За оптимального режиму роботи лінійної ділянки надходження будуть більші, ніж витрати енергоресурсів ΔP .

Саме ця її особливість дає можливість віднайти шляхом порівняння результатів розрахунків надходжень за кількістю транспортованого газу Q з

результатами розрахунків енергетичних витрат $\Delta P = f(Q)$ оптимальний за показником енергоефективності режим роботи лінійної ділянки газопроводу. За оптимального режиму роботи лінійної ділянки надходження будуть більші, ніж витрати енергоресурсів ΔP , тобто

$$\text{Над} = c \times Q > \Delta P = f(Q). \quad (1.11)$$

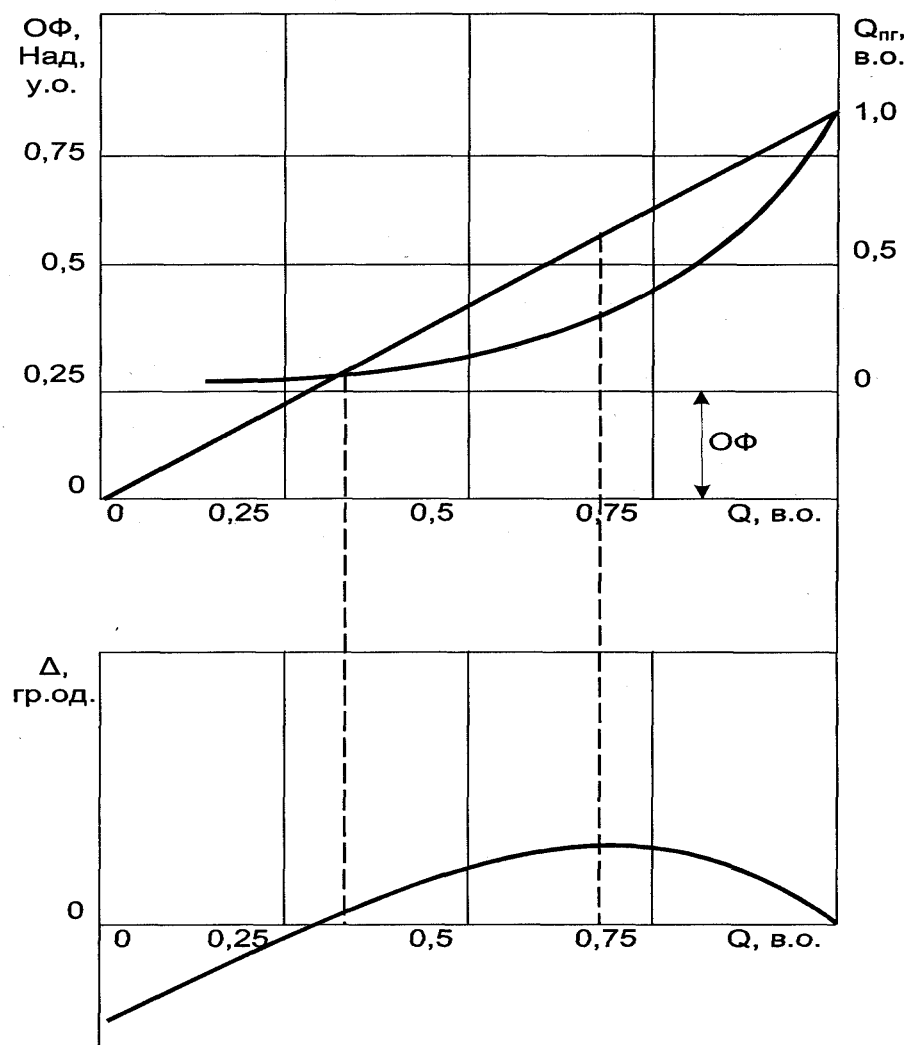


Рисунок 1.4 Визначення оптимального режиму роботи газопроводу

Концепція оптимізації режимів роботи лінійних ділянок відіграє ключову роль у формуванні енергоефективних технологій трубопровідного

транспортування газу. Проте слід мати на увазі, що для магістральних газопроводів високого тиску витрати ΔP залежать не тільки від завантаження газопроводу, а й від безпосередньо керованих режимів роботи (робочого тиску) компресорних станцій. Енерговитрати на лінійних ділянках взаємопов'язані з енерговитратами на КС і є важливим, проте похідним складником показника ефективності магістральних газопроводів.

Відзначимо, що всі існуючі принципи оптимізації режимів роботи газотранспортних систем можуть бути використані для умов їх експлуатації з неповним завантаженням. Однак, в цьому випадку виникає ряд особливостей і ускладнень.

В першу чергу це стосується множини допустимих режимів, яка в умовах неповного завантаження системи транспортування газу значно розширюється. Як правило, на першому етапі оптимізації режимів використовують область допустимих режимів і граничну область енерговитрат, які в умовах неповного завантаження можуть суттєво змінюватися в часі. Отже, необхідно враховувати часовий тренд обмежень допустимих режимів.

Іншим аспектом є обмеження у виборі критеріїв оптимальності. Якщо вважати надійність експлуатації системи незалежною від параметрів режиму, то єдиним критерієм оптимальності слід вважати енерговитрати на транспортування газу. З одного боку це спрощує методіку побудови функції мети, а з іншого – вимагає побудови залежності ККД системи від параметрів режиму.

1.4 Конкретизація задач дослідження

На основі проведеного аналізу літературних джерел з питань вибору раціональних методів експлуатації газотранспортних систем за умови їх неповного завантаження встановлено, що проблема вибору режимів роботи і

обслуговування в таких випадках є актуальною і потребує термінового вирішення, оскільки експлуатаційні затрати постійно зростають.

При неповному завантаженні складної газотранспортної системи можливі варіації тисків газу в газопроводах при заданій постійній продуктивності.

Часті зміни продуктивності газотранспортної системи вимагають оперативного втручання в технологічний процес з метою коректування режимів окремих елементів газопроводу. Це вимагає побудови математичних моделей адаптивного типу для швидкого і адекватного визначення робочих параметрів.

Діапазон можливих змін тиску обмежується зверху лінією депресії при максимальному початковому тиску і знизу – лінією депресії при мінімальному кінцевому тиску. Порушення вказаного діапазону може призвести до руйнування трубопроводу за рахунок перевищення допустимого тиску або до відмови нормальної експлуатації відцентрових нагнітачів на КС за рахунок пониження тиску нижче від мінімально допустимого. Процес формування депресії тиску в кожний поточний момент при зміні величини продуктивності є нестационарним і характеризується коливанням тисків з певною частотою і амплітудою. Суперпозиція тисків при верхній граничній лінії депресії може призвести до перевищення початкового тиску, а при нижній граничній лінії депресії – до пониження тиску нижче за допустимий. Коливання тиску в трубопроводі призводять до зміни реального гідравлічного і технічного стану газопроводу.

Гідравлічний стан газопроводу прийнято характеризувати коефіцієнтом гідравлічної ефективності або фактичним значенням коефіцієнта гідравлічного опору, який в умовах частої зміни витрати газу міняє своє значення і, що не менш важливо, похибку в його визначенні.

Технічний стан газопроводів прийнято оцінювати показниками надійності, які залежать від параметрів режиму роботи і особливо від їх

коливання в часі. Тому неповне завантаження газотранспортної системи призводить до зниження надійності внаслідок частотних коливань тиску. Це обумовлює можливість пришвидшення процесів внутрішньої корозії, виникнення стрес-корозії, що в кінцевому результаті призведе до появи малих аварійних витоків газу.

В умовах неповного завантаження газотранспортної системи єдиними критеріями оптимальності режимів роботи можуть служити мінімум енергозатрат на транспортування газу і максимум надійності газопроводу. Керуючись першим з цих критеріїв, можна вибрати принцип оптимізації режимів з вказаної множини допустимих. Другий критерій встановлює оптимальні принципи обслуговування технологічного обладнання та газопроводів газотранспортного комплексу. З метою їх практичної реалізації необхідно виробити стратегічні напрямки і методи оптимізації режимів і обслуговування газотранспортної системи в умовах неповного завантаження.

Виходячи з окреслених завдань, що ставляться до практичної експлуатації газотранспортного комплексу і опираючись на результати аналізу науково-технічної літератури в даному напрямку, можна виокремити наступні задачі досліджень:

1. Конкретизація закономірностей зміни параметрів стаціонарних режимів роботи газотранспортної системи при зміні обсягів перекачування газу з метою побудови математичних моделей для оперативного керування її експлуатацією.
2. Дослідження нестационарних процесів в газопроводах, викликаних стрибкоподібними змінами обсягів перекачування газу чи відключенням і повторним включенням компресорних станцій з метою запобігання критичного перевищення тиску і порушення умов міцності трубопроводів.

3. Удосконалення методів діагностування гідравлічного і технічного стану трубопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень, викликаних зміною продуктивності.
4. Розробка принципів і методів оптимізації режимів роботи газотранспортних систем, що експлуатуються за умов неповного завантаження.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ В УМОВАХ ЇХ НЕПОВНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ

В основу проектування газотранспортної системи в якості визначального вихідного параметру задається пропускна здатність газопроводу, яка трактується як максимальна кількість газу, яка може бути перекачаною за одиницю часу. Ця величина визначає в кінцевому рахунку основні проектні рішення з вибору діаметра, кількості компресорних станцій, робочих тисків на їх виході, обмежених зверху міцністю труб, і на вході, обмежених знизу умовами нормальної роботи газоперекачувальних агрегатів. Максимальний і мінімальний тиски взаємопов'язані з пропускною здатністю; зменшення їх різниці призводить до зниження продуктивності і навпаки.

Магістральний газопровід як єдина енергосистема характеризується не тільки витратами енергії на привід газоперекачувальних агрегатів, але й великими обсягами транспортування середовища, яке в свою чергу є енергоносієм. Нарощування довжини магістрального газопроводу вимагає зростання кількості компресорних станцій, що призводить до збільшення витрати енергії на транспортування або зниження пропускної здатності, тобто зменшення подачі енергоносія споживачу, що приведе до зростання питомих енергозатрат на транспорт. Тому зі збільшенням довжини магістрального газопроводу енергетична вартість перекачуваного газу умовно зменшується. Цей ефект може бути оцінений шляхом реалізації математичної модулі газопроводу створеної з урахуванням енергоємності компресорних станцій і енерговтрат в лінійних ділянках

В умовах неповного завантаження газотранспортної системи суттєве зниження продуктивності в порівнянні з пропускною здатністю призводить до розширення діапазону зміни максимального і мінімального тисків. Граничними варіантами допустимих режимів слід вважати наступні;

максимальний, що характеризується максимальним значенням тиску на початку лінійної ділянки, і мінімальний, що характеризується мінімальними значенням тиску в кінці лінійної ділянки. Множина всіх решта допустимих режимів знаходиться в діапазоні між вказаними граничними.

Отже, при неповному завантаженні складної газотранспортної системи можливі варіації тисків газу в газопроводах при заданій постійній продуктивності. Діапазон можливих змін тиску обмежується зверху лінією депресії при максимальному початковому тиску і знизу – лінією депресії при мініальному кінцевому тиску. Порушення вказаного діапазону може призвести до руйнування трубопроводу за рахунок перевищення допустимого тиску або до відмови нормальної експлуатації відцентрових нагнітачів на КС за рахунок пониження тиску нижче від мініально допустимого. Процес формування депресії тиску в кожний поточний момент при зміні величини продуктивності є нестационарним і характеризується коливанням тисків з певною частотою і амплітудою. Суперпозиція тисків при верхній граничній лінії депресії може призвести до перевищення початкового тиску, а при нижній граничній лінії депресії – до пониження тиску нижче за допустимий.

Для прогнозування режимів роботи газотранспортної системи в умовах частой зміни продуктивності необхідно розробити особливі методи розрахунку, які б характеризувалися достатньою точністю і високою швидкістю реалізації за умов різкої зміни параметрів.

Методи аналізу роботи елементів газопостачання можна розділити на теоретичні (математичні), експериментальні і експериментально-теоретичні. Теоретичний аналіз може бути аналітичним або чисельним, таким, що проводиться за допомогою сучасних комп'ютерних систем.

У першому випадку ми отримуємо результати у вигляді формул, що дозволяють досить просто і наочно простежити залежність вихідних координат від початкових даних, структури системи і її параметрів. Проте

іноді зв'язки настільки складні і які важко простежуються, що для кожного випадку треба проводити розрахунок з урахуванням не лінійності, інерційності, змінності в часі параметрів. Аналітичні рівняння отримують шляхом теоретичного аналізу процесів тепло- і масопереносу, фізико-хімічних перетворень і т. д. Найбільші труднощі виникають при знаходженні чисельних значень коефіцієнтів отриманих рівнянь. Для цього необхідно заздалегідь знати геометрію елемента, швидкості руху, коефіцієнти теплопередачі і т. д. Критерієм правильності складених рівнянь є збіг з певною точністю їх чисельних рішень з експлуатаційними даними.

Узагальнюючи викладене, слід зробити висновок про необхідність прогнозування нестационарних процесів в складних газотранспортних системах великої протяжності, що включають значну кількість компресорних станцій.

2.1 Прогнозування стаціонарних режимів роботи систем газопостачання методом інтегральних коефіцієнтів

Експлуатація транзитної газотранспортної системи в умовах неповного завантаження передбачає часті зміни обсягів транспортування газу, що викликає необхідність в оперативному прогнозуванні стаціонарних режимів роботи системи. Для прогнозування поведінки системи транспорту газу в умовах зміни режимів експлуатації важливо оцінити стан трубопроводів і компресорних станцій з метою вибору оптимального режиму експлуатації. Така задача вимагає проведення детального обстеження елементів газотранспортної системи, що передбачає значні витрати часу. Тому актуальним питанням є створення спрощених методик оцінки гідравлічного стану газотранспортної системи і оперативного прогнозування стаціонарних режимів її експлуатації.

Основи методу інтегральних коефіцієнтів впливу стосовно нафтових і газових родовищ були розроблені в працях Белаша П.М.[4] і отримали подальший розвиток для дослідження систем газопостачання в [108]. На їх основі можливе створення простих і ефективних способів, що дозволяють судити про стан газопроводу тільки за витратами і тисками на входах і виходах системи, тобто за тими даними, які підлягають контролю в процесі експлуатації. Застосування методів інтегральних коефіцієнтів впливу економлять машинний час розрахунку і виявляються досить ефективними для складних газотранспортних систем без компресорних станцій, або на ділянках мережі між компресорними станціями. Процеси, що спостерігаються на входах і виходах системи транспорту газу, інтегрально враховують параметри трубопроводу, як ось: його довжину, діаметр, гідравлічний опір тощо. Використовуючи поняття про коефіцієнти впливу, вдається отримати співвідношення, що значно спрощують аналіз роботи системи транспорту газу.

Нехай на усіх входах і виходах газопровідної системи підтримуються нульові умови, тобто $p_1^2, p_2^2, \dots, p_n^2 = 0$. В цьому випадку зміна витрат у вузлах трубопроводу також відсутня. Для того, щоб зв'язок $q_1^2 = p_2^2 = \dots = p_n^2 = 0$ був лінійним, використовуємо квадрати тиску і пропускної спроможності. Припустимо, що в деякій точці трубопроводу станеться одиничний стрибок квадрата тиску від $p_0^2 = 0$ до p_{01}^2 Па². В усій внутрішній області спостерігатиметься деяке підвищення тиску, а на усіх входах і виходах системи витрата, яка визначається характеристикою системи, через деякий час зросте. Отримані при цьому функції Q_{ij}^2 називаються коефіцієнтами впливу за витратою. При одиничній стрибкоподібній зміні квадрата тиску на усіх входах і виходах отримаємо n^2 коефіцієнтів впливу за витратою. Вони утворюють матрицю

$$Q^2 = \begin{bmatrix} Q_{11}^2 \cdot \dots \cdot Q_{1n}^2 \\ Q_{21}^2 \cdot \dots \cdot Q_{2n}^2 \\ \dots \dots \dots \\ Q_{n1}^2 \cdot \dots \cdot Q_{nn}^2 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

де Q_{12}^2 — реакція на першому виході (вході) при одиничному стрибку на другому вході (виході)

На діючому газопроводі не завжди підтримуються сталі тиски на усіх входах і виходах, тому коефіцієнти впливу необхідно визначати за нульових граничних умов [118]. При тиску на входах і виходах газопроводу $p_1^2, p_2^2, p_3^2, \dots, p_n^2$ відповідно встановляться деякі квадрати витрат $q_1^2, q_2^2, q_3^2, \dots, q_n^2$.

При зміні тиску на першому вході або виході $\Delta p_1^2 = p_1^2 - p_{11}^2$ через певний час спостерігатимуться нові квадрати витрат $q_{11}^2, q_{21}^2, q_{31}^2, \dots, q_{n1}^2$.

При зміні квадрату тиску на величину Δp_1^2 коефіцієнт впливу на першому вході або виході за пропускною спроможністю описується рівнянням

$$Q_{1j}^2 = \frac{q_{j1}^2 - q_j^2}{p_1^2 - p_{11}^2} = \frac{\Delta q_j^2}{\Delta p_1^2}. \quad (2.2)$$

Аналогічно визначаються коефіцієнти впливу за витратою для усіх інших входів і виходів системи. Коефіцієнти впливу є приростами квадратів витрат на кожному вході або виході, віднесені до значення стрибка квадрата тиску в точці збурення.

Якщо зміни витрати реєструвати в часі, можна визначити функцію впливу між кожним вхідним і вихідним параметром системи. Користуючись коефіцієнтами впливу, оцінюють статику системи транспорту газу.

Функція впливу дає можливість аналізувати нестационарні процеси в цій системі. Якщо задаватися не тиском, а пропускною спроможністю

газотранспортної системи, то відношення змін квадратів тисків на входах і виходах системи до довільного стрибка квадратів витрати на вході дає систему коефіцієнтів впливу за тиском:

$$P_{1j}^2 = \frac{P_{j1}^2 - P_j^2}{q_1^2 - q_{11}^2} = \frac{\Delta P_j^2}{\Delta q_1^2}. \quad (2.3)$$

Для усієї газотранспортної системи отримуємо матрицю коефіцієнтів впливу за тиском

$$P^2 = \begin{vmatrix} P_{11}^2 & P_{12}^2 & \dots & P_{1n}^2 \\ P_{21}^2 & \dots & \dots & P_{2n}^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ P_{n1}^2 & \dots & \dots & P_{nn}^2 \end{vmatrix}. \quad (2.4)$$

Матриці коефіцієнтів за тиском і пропускною спроможністю між собою взаємопов'язані і характеризують систему транспорту газу як технологічний об'єкт, що підпорядковується керівним впливам. Коефіцієнти впливу за тиском і пропускною спроможністю можуть бути використані при розв'язанні низки завдань, пов'язаних з експлуатацією газопроводу, що працює в стаціонарному режимі; для аналізу нестационарних режимів роботи газопроводів будується функція впливу. Для стаціонарних режимів роботи газопроводів, що описуються в загальному випадку рівняннями Лапласа, формула Гріна записується у вигляді

$$\sum_{i=1}^n (q_i^2 \Delta p_i^2 - p_i^2 \Delta q_i^2) = 0, \quad (2.5)$$

де

$$\begin{aligned} \Delta P_i^2 &= P_{i1}^2 - P_i^2 \\ \Delta q_i^2 &= q_{i1}^2 - q_i^2 \end{aligned}$$

Звідси виводимо формулу для визначення квадрата витрати на будь-якому j -тому вході або виході при збуреннях на n входах або виходах

$$q_j^2 = \sum_{i=1}^n P_i^2 Q_{ji}^2 \quad (2.6)$$

і формулу для визначення квадрата тиску

$$p_j^2 = \sum_{i=1}^n q_i^2 P_{ji}^2 \quad (2.7)$$

Коефіцієнти впливу можуть бути визначені за експлуатаційними даними [18,112]. Для знаходження матриці коефіцієнтів доводиться вдаватися до визначення зміни тиску і продуктивності в декількох діапазонах часу $T_1, T_2, T_3 \dots, T_n$.

Для цих інтервалів визначаємо квадрати витрат на входах і виходах системи $[q_i^2]$ і квадрати тисків $[p_i^2]$. Підставивши у формули (2.6) і (2.7) виміряні дані, отримаємо систему рівнянь

$$[q_i]^2 = \sum_{j=1}^n [p_j]^2 Q_{ji}^2, \quad (2.8)$$

звідки знаходимо коефіцієнти впливу за витратою. З виразу

$$[p_j]^2 = \sum_{i=1}^2 [q_i]^2 P_{ji}^2, \quad (2.9)$$

знаходимо величину p_{ji} .

Для розгляду нестационарних режимів системи газопостачання необхідно використати функції впливу. В цьому випадку треба отримати матриці коефіцієнтів у вигляді

$$Q_{ij}^2(t) = \frac{\Delta q_j^2(t)}{\Delta p_j^2} \quad \text{і} \quad p_{ij}^2(t) = \frac{\Delta p_j^2}{\Delta q_i^2} \quad (2.10)$$

де

$$q_j^2(t) = q_j^2(t) - q_{j0}^2(t)$$

$$p_j^2(t) = p_j^2(t) - p_{j0}^2(t)$$

Тут Δp_i^2 , Δq_i^2 - стрибкоподібні дії на вході або виході ГТС (індекс «0» означає первинний стаціонарний режим).

В цьому випадку маємо:

$$[q_j(t)]^2 = \sum_{i=1}^n [p_i]^2 Q_{ji}^2(t) = \sum_{i=1}^n f_i S_{ji}(t); \quad (2.11)$$

$$[p_j(t)]^2 = \sum_{i=1}^n [q_i]^2 p_{ji}^2(t) = \sum_{i=1}^n m_i h_{ij}(t), \quad (2.12)$$

де

$$f_i = [p_i]^2, \quad S_{ji} = Q_{ji}, \quad m_i = [q_i]^2; \quad p_{ij} = h_{ij}.$$

Якщо крайові умови мають довільний вигляд, то, апроксимуючи їх серією імпульсних дій і далі використовуючи інтеграл Дюамеля

$$x(t) = \int_0^t x'(t) h(t-\tau) d\tau \quad (2.13)$$

де $h(t-x)$ - функція впливу, $x'(t)$ - імпульсна дія на входах і виходах системи, перейдемо до формул для аналізу систем газопостачання в нестационарному режимі:

$$q_j^2(t) = \sum_{i=1}^n \int_0^t [f_i(\tau)] S_{ji}(t-\tau) d\tau; \quad (2.14)$$

$$p_j^2(t) = \sum_{i=1}^n \int_0^t [m_i(\tau)] h_{ij}(t-\tau) d\tau, \quad (2.15)$$

або, якщо це зручніше,

$$q_j^2(t) = \sum_{i=1}^n \int_0^t f_i(t-\tau) S''(\tau) d\tau; \quad (2.16)$$

$$p_j^2(t) = \sum_{i=1}^n \int_0^t m_i(t-\tau)h'(\tau)d\tau. \quad (2.17)$$

Проте для визначення функцій впливу можна використати лише статистичні методи, що обмежує можливості методики.

За цією методикою були розраховані стаціонарні режими для магістрального газопроводу СОЮЗ завдовжки 803 км. на ділянці Бар-Ужгород (рисунок 2.1).

Досвід експлуатації свідчить, що перші п'ять ділянок газопроводу працюють в режимі, близькому до стаціонарного. Остання ділянка – Хуст – Ужгород – характеризується нестационарним режимом газопередачі, який усереднювався по площі. Під час визначення коефіцієнтів впливу за витратою використовувалися значення витрати і тиску, узяті за відповідні моменти часу з експлуатаційних журналів. Шляхом розрахунку отримано для ділянки Гусятин – Богородчани значення коефіцієнтів Q_{ij}^2 :

$$\begin{aligned} Q_{11}^2 &= 22,65; \quad Q_{12}^2 = 19,95; \quad Q_{13}^2 = 8,07; \\ Q_{21}^2 &= 19,95; \quad Q_{22}^2 = 35,46; \quad Q_{23}^2 = 13,56; \\ Q_{31}^2 &= 8,07; \quad Q_{32}^2 = 13,56; \quad Q_{33}^2 = 39,81. \end{aligned}$$

Коефіцієнт Q_{21}^2 показує, наскільки збільшиться витрата під час відбору (індекс 2) при збільшенні тиску на вході газопроводу (індекс 1) і т. д.

Під час апробації методики були отримані наступні витрати. При обчисленні витрат відносна похибка розрахунків коливалася від 1,5 до 14%.

Коефіцієнти за тиском для ділянки Гусятин – Богородчани:

$$p_{11}^2 = 0,270; p_{12}^2 = 1,181; p_{13}^2 = 0,123;$$

$$p_{21}^2 = 0,181; p_{22}^2 = 0,163; p_{23}^2 = 0,090;$$

$$p_{31}^2 = 0,123; p_{32}^2 = 0,090; p_{33}^2 = 0,089$$

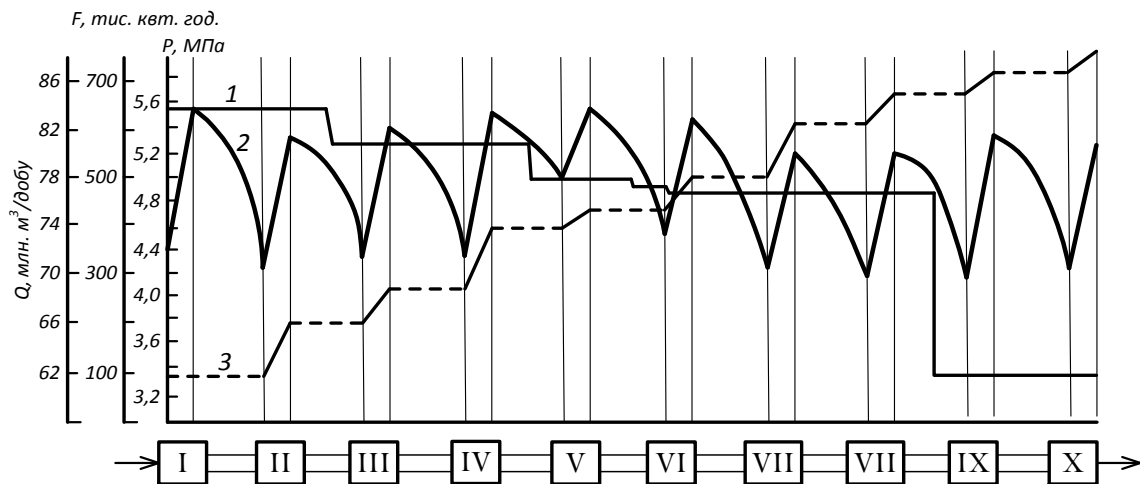


Рисунок 2. 1 - Оптимальні режими магістрального газопроводу: 1 – витрата газу; 2 – тиск; 3 – енергетичні витрати: I – КС-10; II – КС-11; III – КС-12; IV – КС-13; V – КС-14; VI – КС-15; VII – КС-16; VIII – КС-17; IX – КС-18; X – КС-19: I-IV – ГТ-6-750; V – ГТ-750-6 (4x1); VI, VII – ГТ-750-6 (4x2); VIII-X – АФ3-4500 (5x2)

Для м. Гусятин на виході КС $p_p = 52,4 \text{ кгс/см}^2$; $p_d = 53,9 \text{ кгс/см}^2$, $\Delta = 2,8\%$;
 для м. Богородчани $p_p = 42,2 \text{ кгс/см}^2$; $p_d = 44,2 \text{ кгс/см}^2$; $\Delta = 4,5\%$;
 для м. Хуст на вході КС $p_p = 27,9 \text{ кгс/см}^2$; $p_d = 29,0 \text{ кгс/см}^2$; $\Delta = 3,8\%$,
 де p_p - розрахунковий тиск; p_d - тиск за даними диспетчерських служб.
 Відносна похибка коливається від 1 до 8%.

За цією методикою для стаціонарного випадку створена проста аналогова модель, яка моделює фізичні величини за електричними.

Для k -того вузла схеми залежність між напругою U і струмами I записується у вигляді:

$$\sum_{k=1}^{k=n} g_{ik} u_k = I_k, \quad (2.18)$$

де g_{ik} - провідність елементів схеми, що порівняно з розглянутим вище рівнянням (2.6).

Шляхом установки провідності $g_{ik} = c_Q Q_{ij}^2$ струмів $I_i = c_q q_i^2$, напруги $u_i = c_p p_i^2$, (де c_Q, c_q, c_p — коефіцієнти перерахунку), отримуємо:

$$q_{ij} \frac{c_q}{c_p c_Q} = \sum_{i=1}^{i=n} p_i^2 Q_{ji}^2, \quad (2.19)$$

тобто умовами тотожності початкових рівнянь і рівнянь аналогової моделі є критерій

$$\frac{c_q}{c_p c_Q} = 1$$

Коефіцієнти Q_{ij}^2 визначаються розглянутими методами за даними експлуатації для конкретного газопроводу.

Методика дозволяє створити аналогову систему-радник для складних газопроводів. Основний недолік такого підходу полягає в тому, що коефіцієнти впливу необхідно визначати при кожній зміні системи газопостачання. Якщо ж коефіцієнти впливу визначені і не коригуються, то при підключенні нових споживачів газу, газопроводів або газових родовищ помилка зросте.

2.2 Математичне моделювання нестационарних режимів газотранспортних систем за умов неповного завантаження

В умовах неповного завантаження газотранспортної системи єдиними критеріями оптимальності режимів роботи можуть служити мінімум енергозатрат на транспортування газу і максимум надійності газопроводу. Керуючись першим з критеріїв, виберемо принцип оптимізації режимів з вказаної множини допустимих.

З цією метою розглянемо гіпотетичний газопровід з внутрішнім діаметром d , що складається з двох компресорних станцій, тиски на вході і виході яких відповідно P_{Hi}, P_{Bi} , і двохлінійних ділянок довжинами L_i .

Пропускна здатність кожної з ділянок газопроводу як функція параметрів режиму є основним виробничим показником, який характеризує ступінь його використання за призначенням, і визначається з основного рівняння газопроводу [108]

$$Q = 0.326 \cdot 10^{-6} \cdot d_i^{2.5} \cdot \sqrt{\frac{P_H^2 - P_K^2}{\lambda_i \Delta z T_{cp} L_i}}$$

$$\lambda_i = 0.067 \left(\frac{158}{Re_i} + \frac{2K_l}{d_i} \right)^{0.2}$$

$$Re_i = 1.81 \cdot 10^3 \frac{Q_{\Delta}}{d_i \eta}$$

де λ_i - коефіцієнт гідравлічного опору газопроводу; T_{cp} - середня температура газу на ділянці; Re - число Рейнольдса; k_e - еквівалентна жорсткість труб; η - коефіцієнт динамічної в'язкості.

Для вказаного гіпотетичного газопроводу визначимо сумарну потужність компресорних станцій, виходячи з умови ізотермічного стиску газу.

$$N_{\Sigma} = N_1 + N_2 = Q_{B1} P_{B1} \ln \frac{P_{H1}}{P_{B1}} + Q_{B2} P_{B2} \ln \frac{P_{H2}}{P_{B2}} = Q_B P_B \ln \frac{P_{H1}}{P_{B1}} \frac{P_{H2}}{P_{B2}} \quad (2.20)$$

В (2.20) вважається, що в умовах стаціонарного ізотермічного режиму добуток $Q_{B1} P_{B1} = Q_{B2} P_{B2} = Q_B P_B = const$. Виразивши тиск P_{B2} через тиск P_{H1} з основного рівняння газопроводів, отримаємо

$$N_{\Sigma} = Q_B P_B \ln \frac{P_{H2}}{P_{B1} \sqrt{1 - \frac{\lambda \Delta z T_{cp} L_1 Q^2}{(0,326 * 10^{-6})^2 d^5 P_{H1}^2}}} \quad (2.21)$$

З (2.21) очевидно, що з збільшенням P_{H1} сумарна потужність компресорних станцій знижується і досягає мінімального значення при $P_{H1} = P_{max}$. Таким чином, з точки зору мінімізації енерговитрат на транспортування газу в умовах неповного завантаження газотранспортної системи слід вибирати режими з максимально допустимими тисками на виході компресорних станцій.

Висновок про доцільність транспортування газу при високих тисках з точки зору мінімізації витрат енергії на транспорт має фізичне пояснення. При високих тисках зростає густина газу (за інших ідентичних умов), що при стаціонарній течії газу призводить до зменшення лінійної швидкості, величина якої має вплив на гідравлічні втрати тиску на тертя.

Отже, при неповному завантаженні складної газотранспортної системи можливі варіації тисків газу в газопроводах при заданій постійній продуктивності. Діапазон можливих змін тиску обмежується зверху лінією депресії при максимальному початковому тиску і знизу – лінією депресії при мінімальному кінцевому тиску. Порушення вказаного діапазону може привести до руйнування трубопроводу за рахунок перевищення допустимого тиску або до відмови нормальної експлуатації відцентрових нагнітачів на КС за рахунок пониження тиску нижче від мінімально допустимого. Процес

формування депресії тиску в кожний поточний момент при зміні величини продуктивності є нестационарним і характеризується коливанням тисків з певною частотою і амплітудою. Суперпозиція тисків при верхній граничній лінії депресії може призвести до перевищення початкового тиску, а при нижній граничній лінії депресії – до пониження тиску нижче за допустимий.

Створена математична модель коливання тиску в газотранспортній системі, викликаного зміною величини продуктивності за умови неповного завантаження, реалізація якої для умов реальних газопроводів дозволила встановити амплітудні і частотні характеристики нестационарного процесу. Встановлено, що в низькочастотній області коливань тиску амплітуда може перевищувати значення в 1 МПа, що призведе до виходу абсолютного значення тиску за межі допустимого інтервалу. Крім того, слід зважати на факт, що швидкості розповсюдження збурень в газопроводі при високих і низьких тисках будуть суттєво різними, що вплине на частотні характеристики нестационарного процесу

Виходячи з сказаного, слід зробити висновок, що, незважаючи на характеристики економічної ефективності транспортування газу при високих тисках, бажано залишити певний запас можливого амплітудного коливання тисків з метою запобігання виходу абсолютного значення тиску за межі граничних ліній депресії. Визначенню допустимих границь коливання тисків в газотранспортній системі за умови її неповного завантаження на математичних моделях присвячено дане дослідження.

Математичну модель нестационарного ізотермічного одномірного руху газу в трубопроводі можна представити у вигляді наступних рівнянь:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} + \rho\alpha \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\omega^2}{2\rho^2} \right) + \beta\rho g \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\lambda\omega^2}{2\rho D} + \gamma \frac{\partial \omega}{\partial t} &= 0, \\ \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} &= 0, \end{aligned} \quad (2.22)$$

де: $p = p(x, t)$ – тиск як функція лінійної координати x та часу t ; ω – лінійна швидкість газу; λ – коефіцієнт гідравлічного опору; ρ – густина газу; D – діаметр; h – геодезична позначка профілю; $c = \sqrt{kzRT}$ — швидкість звуку в газі; α — коефіцієнт Кориоліса (для ламінарного потоку $\alpha = 2$, а для турбулентного — $\alpha = 1,1$). У першому рівнянні враховано сили тертя, різниці перепаду висот трубопроводу й інерційний опір. Друге рівняння характеризує кількісний баланс газу. При цьому зміна температури від довжини трубопроводу враховується на основі побудови ітераційного алгоритму. В системі (2.22) коефіцієнти β і γ введено з метою вивчення впливу відповідних складових сил.

Нехтуючи впливом гравітаційних і кориолісових сил, зведемо систему (2.22) до рівняння

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \frac{2a}{c^2} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} \quad (2.23)$$

де $2a$ – коефіцієнт лінеаризації

$$2a = \frac{\lambda\omega}{2D}$$

Дане рівняння відображає коливальний процес функції тиску в просторі і часі і в математичній фізиці відоме під назвою телеграфного рівняння.

Зауважимо, що коливання тиску в потоці газу можуть мати різну частоту і амплітуду в залежності від причини, що їх викликала. У відповідності до сказаного коливання тиску умовно розділяють на високочастотні, середньо частотні та низькочастотні. Високочастотні характеризуються частотою в діапазоні 0,4 – 4,0 Гц і, як правило, є наслідком стрибкоподібної зміни параметру (тиску, витрати) в певному перерізі газопроводу. Амплітуда таких коливань може досягати величини 1 МПа. Коливання розповсюджуються вздовж газопроводу з швидкість звуку, при цьому амплітуда і частота

знижуються. Середньочастотний діапазон складає 0,5 – 10 Гц; такі коливання викликають плавні зміни параметрів потоку в часі. Вони розповсюджуються вздовж трубопроводу з суттєво меншим дискриментом затухання. Низькочастотні коливання викликані добовою нерівномірністю газоспоживання і лежать в частотному діапазоні 10^{-5} – 0,5 Гц. Амплітуда коливання тиску залежить від характеру фактора збурення і може бути необмеженою (наприклад, для умов наповнення ділянки газопроводу газом). В умовах високочастотних коливань вирішальну роль в формуванні процесу відіграють інерційні сили і сили гідравлічного опору в потоці газу. Для коливань середньої і низької частоти основним джерелом є сили гідравлічного опору трубопроводу. З точки зору забезпечення надійної експлуатації газотранспортної системи вирішальна роль відводиться високочастотним коливанням тиску, в зв'язку з тим, що такий процес найнепередбачувальніший.

Оскільки частота і амплітуда коливань тиску, викликаних збуреннями параметрів газового потоку, є характеристиками нестационарного процесу, то повинен існувати зв'язок амплітудно-частотних характеристик з критерієм нестационарності [34,106].

Таким чином, існує оптимізаційна задача, яка полягає у визначенні раціональних значень тисків стаціонарного процесу в газопроводі, при яких з одного боку досягається мінімум енерговитрат на транспорт, а з іншого забезпечується безпека експлуатації трубопровідних систем. Як зазначалося, максимально можливі тиски в газопроводах дозволять звести до мінімуму гідравлічні втрати при транспортуванні газу, тобто добитися мінімальних витрат енергоносіїв. Однак, коливання тисків в нестационарних процесах, викликаних стрибкоподібною зміною параметрів (найчастіше витрати газу за умов неповного завантаження) можуть вийти за межі допустимих величин навантажень з точки зору забезпечення міцності. Тому необхідно вибрати такі максимально можливі тиски стаціонарного процесу в газопроводах, при

яких результат суперпозиції з амплітудним значенням тиску в нестационарному процесі не виводив би значення навантаження стінок труби за межі допустимого.

Така постановка задачі вимагає розв'язку рівняння (2.23) при наступних початкових і граничних умовах, вибраних з таких міркувань. До початку нестационарного процесу, викликаного збуренням витрати газу, газопровід працював в стаціонарному технологічному режимі з розподілом тисків по довжині за параболічним законом.

$$P(x,0) = \sqrt{P_H^2 - (P_H^2 - P_K^2)x/L} \quad (2.24)$$

де $P(x,0)$ - тиск на відстані x від початку газопроводу довжиною L ; P_H, P_K - тиски на початку і в кінці газопроводу відповідно.

При заданих тисках P_H, P_K забезпечується певна масова продуктивність газопроводу Q_0 , яку в умовах неповного завантаження можна змінити в кожен момент часу в сторону збільшення або зменшення на деяку величину ΔQ . Нехай, починаючи з моменту часу $t > 0$ подача газу в газопровід не змінилася, а відбір в кінці траси змінився на величину ΔQ . Тоді граничні умови для реалізації рівняння (2.23) матимуть вигляд:

$$Q(0,t) = Q_0; \quad Q(L,t) = Q_1; \quad (2.25)$$

де $Q_1 = Q_0 + \Delta Q$

Використавши перше рівняння системи (19) і знехтувавши всіма видами енерговитрат окрім гідравлічного опору, отримаємо:

$$-\frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{2a}{F^2} Q_0; \quad (2.26)$$

$$-\frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=L} = \frac{2a}{F^2} Q_1;$$

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \text{площа поперечного перерізу трубопроводу.}$$

Розв'язок (223) при початкових (2.24) і граничних (225) умовах шукається методом Фур'є

$$P(x,t) = \frac{\lambda \rho w}{2dF^2} x(Q_0 - \frac{Q_0 - Q_L}{2L} x) + \frac{2}{L} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \int_0^L \sqrt{P_H^2 - (P_H^2 - P_K^2)x/L} \cos \frac{\pi n x}{L} dx - \frac{\lambda w}{\pi F} [Q_0(1 - (-1)^n) - \right. \\ \left. - \frac{1}{2\pi} (Q_0 - Q_L)(-1)^n] \right\} \exp(-\frac{\lambda w}{4d} t) \sin[\frac{\lambda w}{4d} t \sqrt{(\frac{4\pi n c d}{\lambda w})^2 - 1}] \cos \frac{\pi n x}{L} \quad (2.27)$$

Отримана математична модель дозволяє оцінити величину амплітуди коливання тисків в газопроводі по його довжині і в часі при виникненні збурень у вигляді стрибкоподібної зміни продуктивності на початку або в кінці ділянки газопроводу. Очевидно, що з точки зору безпечної експлуатації газопроводу найбільший інтерес представляють коливання тиску в початковому перерізі $P(0,t)$, де найбільші значення абсолютних тисків, що в суперпозиції з амплітудними коливаннями може призвести до перевищення допустимого навантаження.

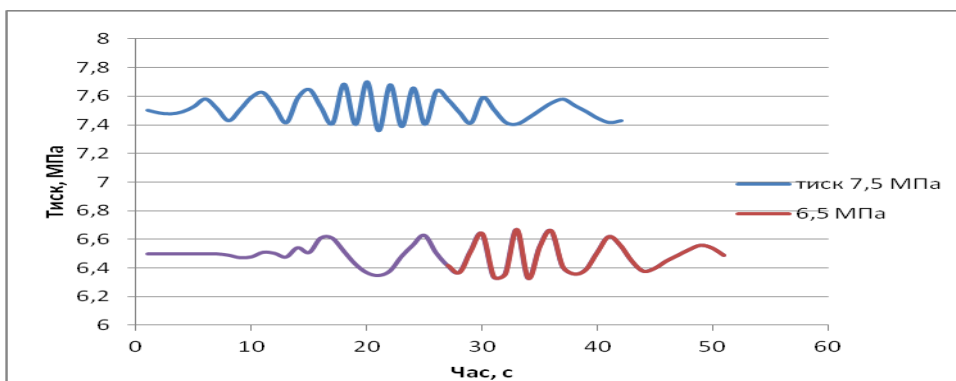
Величина амплітуди коливання тиску залежить від величини стрибкоподібної зміни витрати газу як фактору збурення, координати виникнення збурень, абсолютних значень тиску і температури, фізичних властивостей газу. Для встановлення характеру вказаних залежностей проводилася реалізація моделі (2.26) при різних значеннях перерахованих величин як параметрів моделі. Результати реалізації математичної моделі засвідчують, що при зміні температури газу і основних його фізичних властивостей в діапазонах, що відповідають реальним режимам роботи

газопроводів їх вплив на величину амплітудних коливань тиску не суттєвий. Тому основними параметрами, що визначають величину амплітуди і частоти коливання тиску в нестационарному процесі, викликаному стрибкоподібною зміною витрати газу, слід вважати робочий тиск, величину витрати і лінійну координату відбору газу

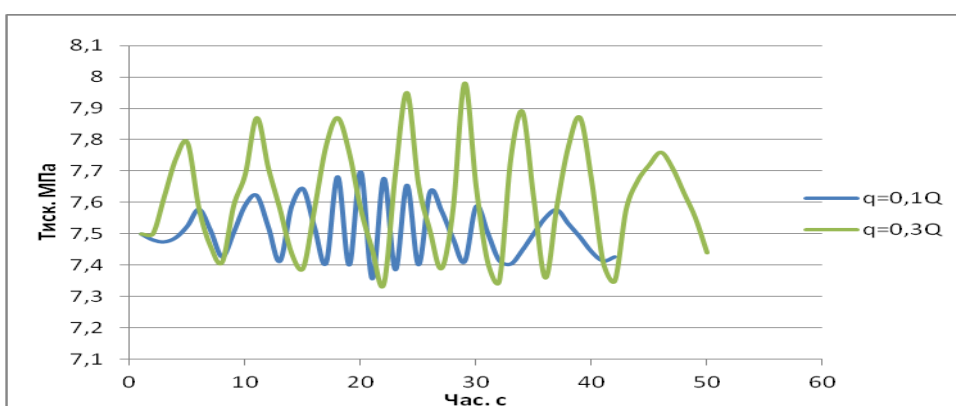
Зауважимо, що якщо фізичні властивості газу визначати газовою сталою R , а тепловий режим – абсолютною температурою T , то на основі результатів реалізації моделі можна стверджувати, що добуток RT є характерним параметром динаміки нестационарного процесу, від величини якого залежать (хоч і не в значній мірі) амплітуда і частота коливань тиску. Іншими словами, при зміні газової сталої і температури газу таким чином, щоб їх добуток залишався незмінним, то характер коливання тиску в нестационарному процесі буде ідентичним. З іншого боку, добуток RT характеризує швидкість розповсюдження малих збурень в газі, тобто швидкість звуку $c = \sqrt{kRT}$. Отже, для характеристики нестационарного процесу доцільно вибрати в якості незалежного параметру швидкість розповсюдження звуку в потоці газу.

Аналіз результатів дослідження показує, що при стрибкоподібній зміні витрати газу хвиля тиску розповсюджується з швидкістю звуку до початкового перерізу газопроводу, тиск в якому максимальний, і викликає коливальний процес, амплітуда і частота якого поступово зростають і досягають максимуму через 4 – 6 періодів коливань, після чого починається зниження амплітуди і частоти процесу. Загальна тривалість коливального процесу з високими значеннями амплітуди і частоти лежить в межах 50 – 60 с, що вважається короткочасним перевантаженням трубопроводу. В подальшому амплітуда і частота коливань тиску суттєво знижуються, і на протязі 1800 – 2100 с коливальний процес повністю загасає, переводячи роботу газопроводу в новий стаціонарний режим.

а



б



в

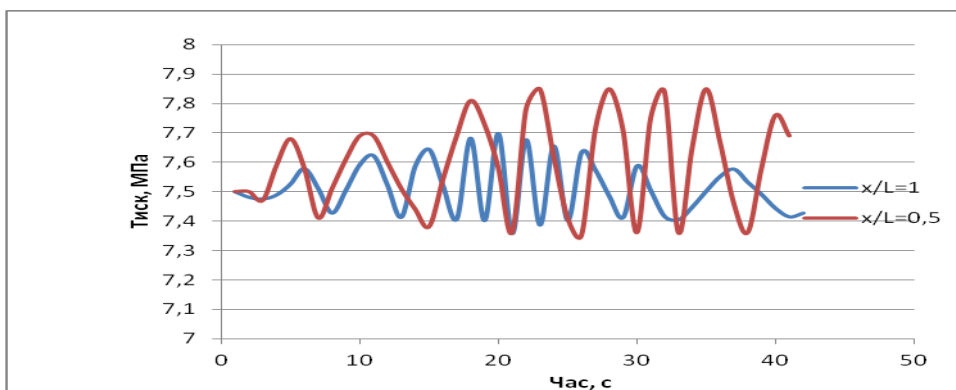


Рисунок 2.2 – Характер нестационарного процесу при включенні шляхового відбору (коливання тиску на початку лінійної ділянки)

а – при різних значеннях початкового тиску; б – пи різних значеннях величини відбору; в – при різних значеннях лінійної координати відбору.

Серії виконаних розрахунків за запропонованою математичною моделлю дозволили встановити ряд закономірностей характеру коливального процесу, викликаного стрибкоподібною зміною витрати газу. Зокрема, встановлено, що при зменшенні робочого тиску в газопроводі загальна тривалість як високочастотного діапазону коливального процесу, так і нестационарного процесу в цілому зростає, а частота коливань і їх амплітуда зменшуються. Так, при зниженні робочого тиску з 7,5 МПа до 7 МПа (на 6,7%) максимальна амплітуда коливань тиску знижується з 0,199 МПа до 0,18 МПа, тобто на 9,5%, а при зниженні робочого тиску до 6,5 МПа (на 13,3%) зниження амплітуди коливання тиску становить 34,7%. Максимальна частота коливального процесу при робочому тиску 7,5 МПа складає 0,44 Гц, а при зниженні тиску до 7 МПа зменшується на 21,8%, а при подальшому зниженні тиску до 6,5 МПа – на 39,4%. З фізичної точки зору така закономірність пояснюється зниженням пружності середовища поширення коливальних хвиль, що призводить до зменшення швидкості розповсюдження збурень і, як наслідок, зростання тривалості нестационарного процесу і його високочастотної смуги.

Лінійна координата зосередженого відбору газу має суттєвий вплив на характер протікання нестационарного процесу, зокрема на величину амплітуди коливання тиску та частоту. З наближенням місця зосередженого відбору до початкового перерізу лінійної ділянки, де стаціонарний тиск максимальний, амплітуда коливання тиску зростає, а частота зменшується. Якщо зосереджений відбір газу знаходиться посередині лінійної ділянки газопроводу, то максимальна амплітуда коливання тиску на її початку на 18,3% менша, ніж у випадку розміщення зосередженого відбору в початковому перерізі газопроводу. Якщо зосереджений відбір газу перенести в кінцевий переріз лінійної ділянки, то зменшення амплітуди складе 48,5% при інших ідентичних умовах. Частота коливального процесу змінюється в меншому діапазоні. Так, в першому випадку (зосереджений відбір

знаходиться посередині лінійної ділянки) зростання частоти складає 7,2%, а в другому (зосереджений відбір знаходиться в кінці лінійної ділянки) – 11,4%.

Зміна швидкості звуку в меншій мірі впливає на характер коливання тиску в нестационарному процесі, викликаному стрибкоподібною зміною витрати газу, причому збільшення швидкості звуку призводить до зростання амплітуди і частоти коливань. При збільшенні швидкості звуку з 400 м/с до 440 м/с (на 10%) зростання амплітуди складає 5,7%, а частоти = 3,1%, при зростанні швидкості звуку до 480 м/с (на 20%) зростання амплітуди складає 8,5%, а частоти – 4,9%.

В найбільшій мірі впливає на величину амплітуди і частоти коливання тиску на початку лінійної ділянки газопроводу в нестационарному процесі, викликаному стрибкоподібною зміною витрати газу, величина зосередженого відбору газу. Якщо стрибкоподібна витрата зосередженого відбору складає 10% від загальної витрати газу в газопроводі в умовах стаціонарного режиму, то максимальна амплітуда коливання тиску в нестационарному процесі, викликаному раптовою появою витіку, складе 0,154 МПа. При зростанні витрати зосередженого відбору до 20% амплітуда коливань тиску збільшується до 0,287 МПа тобто в 2,45 рази. Якщо витрата зосередженого відбору складе 30% від загальної витрати газу в газопроводі в умовах стаціонарного режиму, то амплітуда коливання тиску складе 0,517 МПа, тобто зросте в 3,55 рази, а при стрибкоподібному збільшенні витрати зосередженого відбору до 50% від витрати газу в газопроводі в умовах стаціонарного режиму амплітуда коливання тиску складе 1,14 МПа, що може становити загрозу безпечній експлуатації газопроводу внаслідок короточасного перевантаження.

Максимальна частота коливання тиску в нестационарному процесі з зростанням витрати зосередженого відбору зменшується. При збільшенні витрати зосередженого відбору з 10% від витрати газу в газопроводі до 20% максимальна частота коливання тиску знижується на 5,8%, а при

подальшому зростанні витрати зосередженого відбору до 30% від витрати газу в газопроводі зниження максимальної частоти коливання тиску складає 12,3%.

2.3 Розробка методу оперативного контролю тиску в газопроводі

Аналіз результатів моделювання нестационарного процесу в газопроводі, викликаного стрибкоподібною зміною витрати газу в умовах неповного його завантаження, показує, що при максимально допустимому стаціонарному тиску на початку лінійної ділянки газопроводу амплітуда коливання тиску може призвести до короточасного перевантаження стінок труби, тобто до порушення безпечної експлуатації газотранспортної системи. Тому при оперативному керуванні режимами роботи необхідно приймати рішення про забезпечення допустимого тиску на початку лінійної ділянки (на виході компресорної станції) у випадках стрибкоподібної зміни витрати газу. Очевидно, що реалізація математичної моделі у кожному з випадків зміни витрати газу в газопроводі з метою встановлення амплітуди коливання тиску не може бути використана при оперативному керуванні в зв'язку з тривалістю отримання числового результату і його аналізу. Тому з вказаною метою запропоновано побудувати емпіричну залежність максимальної амплітуди коливання тиску на початку ділянки газопроводу (скорочено будемо називати її амплітудою тиску) від характеристик газопроводу і параметрів режиму.

Така залежність може бути отримана на основі результатів математичного моделювання нестационарного процесу, викликаного стрибкоподібною зміною витрати газу, а також з використанням фактичних даних протікання нестационарних процесів в газопроводах трансукраїнської газотранспортної системи, одержаних на основі обробки картограм реєстрації тиску в умовах довготривалого науково-практичного експерименту,

що проводився в УМГ «Укртрансгаз» на протязі 2005 – 2015 рр. Приклад коливання тиску в часі в газопроводі «Союз» на початку ділянки Первомайська – Машівка в ході нестационарного процесу, викликаного стрибкоподібною зміною витрати газу на вході в КС Машівка за 07.05.2017, подано на рисунку 2.3.[36]

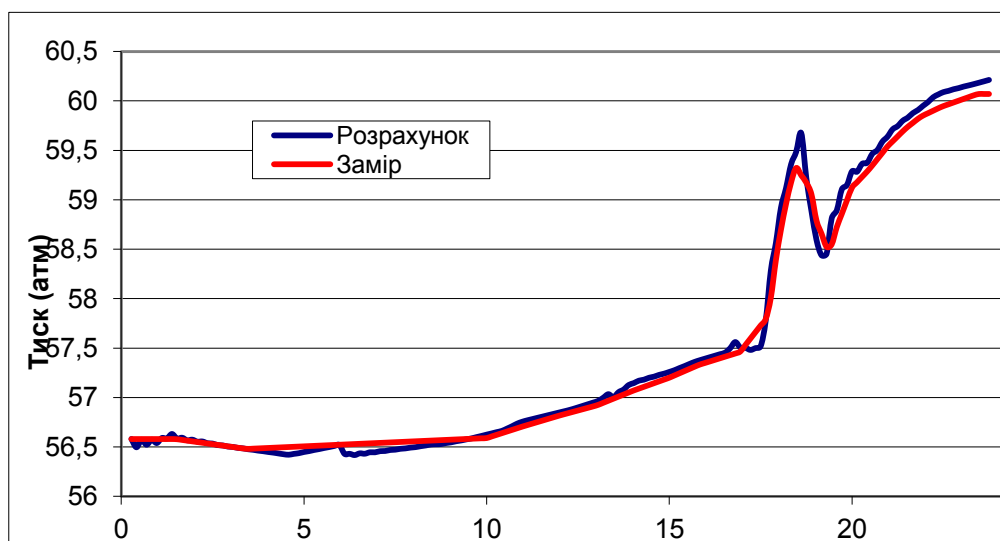


Рисунок.2.3 – Коливання тисків заміряних і розрахованих на виході КС Первомайськ газопроводу „Союз”.

Побудова емпіричної залежності амплітуди тиску від характеристик газопроводу і параметрів процесу виконано з застосуванням методики раціонального планування експерименту[43,82].

Максимальна амплітуда коливання тиску ΔP (МПа) розглядалася як функція-відгук при наступних незалежних параметрах: величина робочого тиску в газопроводі P_{\max} (МПа); лінійна відносна координата відбору x/L ; швидкість звуку в газі c ; відносна величина витрати відбору q/Q . В якості характеристики лінійної ділянки газопроводу використано об'єм її порожнини

$V(\text{м}^3)$. Кожен із незалежних параметрів міг приймати в даній серії дослідів 5 конкретних значень. Таким чином, функціональні залежності функції-відгуку від незалежних параметрів будувались по п'яти рівнях з метою отримання формули вигляду

$$\Delta P = F(P_{\max}, V, c, x/L, q/Q). \quad (2.28)$$

Умови проведення серій дослідів приведено в таблиці 2.1.

У відповідності до методики раціонального планування експерименту побудовано комбінаційний квадрат для обробки результатів дослідів і отримання емпіричної залежності.

Обробка результатів досліджень проводилась за методикою, яка базується на розробці І. І. Протодьяконова і М. О. Тедера [83]. В основу її покладено поняття про комбінаційний квадрат, заповнення якого є результатами числових експериментів і дозволяє скоротити число дослідів (при п'яти рівнях реалізації кожної залежності) з 625 до 25.

На основі комбінаційного квадрату складаються матриці, подані в таблицях 2.2 і 2.3 відповідно.

		Q ₁					Q ₂					Q ₃					Q ₄					Q ₅									
		q _i					q _i					q _i					q _i					q _i									
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5					
L ₁	X̄ ₁	1	2	3	4	5																									
L ₂	X̄ ₂	1	2	3	4	5																									
L ₃	X̄ ₃	1	2	3	4	5																									
L ₄	X̄ ₄	1	2	3	4	5																									
L ₅	X̄ ₅	1	2	3	4	5																									

Рисунок 2.4 – Комбінаційний квадрат

Таблиця 2.1 – Умови проведення експерименту

№ п/п	ПАРАМЕТРИ				Функція-відгук ΔP при швидкості звуку			
	$10^6 V, \text{ м}^3$	$P_{\text{max}}, \text{ МПа}$	x/L	q/Q	400	450	500	Експеримент
1	0,2	7,5	0,1	0,1	0,1613	0,1620	0,1630	
2	0,6	7	0,3	0,1	0,1612	0,1621	0,1628	
3	1,0	6,5	0,5	0,1	0,1389	0,1392	0,1479	
4	1,4	6	0,7	0,1	0,1215	0,1236	0,1241	
5	1,8	5,5	0,9	0,1	0,0839	0,0843	0,0846	
6	0,2	7	0,9	0,2	0,1816	0,1825	0,1843	
7	0,6	6,5	0,1	0,2	0,4086	0,4105	0,4123	
8	1,0	6	0,3	0,2	0,3807	0,3825	0,3841	
9	1,4	5,5	0,5	0,2	0,3370	0,3386	0,3400	
10	1,8	7,5	0,7	0,2	0,3427	0,3488	0,3559	
11	0,2	6,5	0,7	0,3	0,4234	0,4254	0,4272	0,44
12	0,6	6	0,9	0,3	0,3182	0,3197	0,3218	
13	1,0	5,5	0,1	0,3	0,6625	0,6657	0,6685	
14	1,4	7,5	0,3	0,3	0,7505	0,7541	0,7572	0,745
15	1,8	7	0,5	0,3	0,6647	0,6679	0,6707	
16	0,2	6	0,5	0,4	0,6931	0,6963	0,6993	0,705
17	0,6	5,5	0,7	0,4	0,6299	0,6328	0,6355	
18	1,0	7,5	0,9	0,4	0,5499	0,5526	0,5543	
19	1,4	7	0,1	0,4	1,1345	1,1399	1,1447	1,15
20	1,8	6,5	0,3	0,4	1,0306	1,0355	1,0399	1,04
21	0,2	5,5	0,3	0,5	0,9824	0,9879	0,9912	
22	0,6	7,5	0,5	0,5	1,1716	1,1821	1,1871	1,20
23	1,0	7	0,7	0,5	1,0124	1,0181	1,0213	1,02
24	1,4	6,5	0,9	0,5	0,7019	0,7052	0,7081	0,72
25	1,8	6	0,1	0,5	1,4257	1,4325	1,4385	1,45

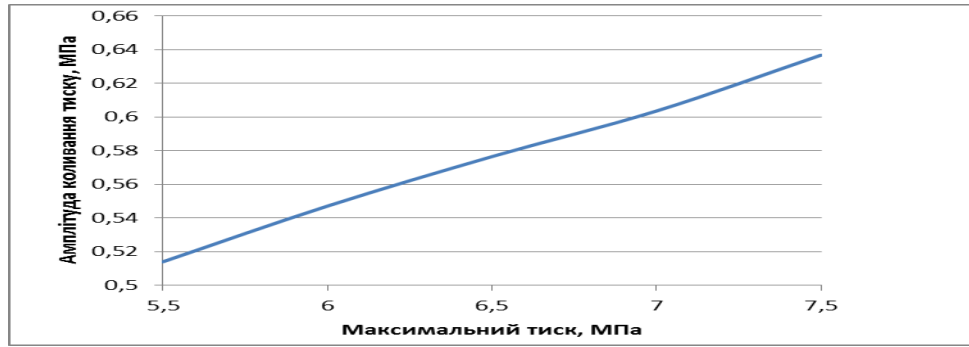
Числові значення функції-відгуку усереднювались у горизонтальних рядках і вертикальних стовбцях і за результатами усереднення побудовано графіки, які оброблялися за методом найменших квадратів. У результаті кожна з залежностей була апроксимована відповідною формулою.

Таблиця 2.2 – Обробка результатів дослідів за параметрами P_{max} і V

P_{max} , МПа $10^6 V, m^3$	7,5	7	6,5	6	5,5	$\sum \varphi_i$	$F_1(V)$
0,2	0,163	0,1843	0,4272	0,6993	0,9912	2,4656	0,4931
0,6	0,9492	0,1628	0,4123	0,3218	0,6355	2,7095	0,5439
1,0	0,5543	1,0215	0,1479	0,3841	0,6685	2,8763	0,5553
1,4	0,7572	1,1447	0,7081	0,1241	0,3400	3,0741	0,6148
1,8	0,3559	0,6707	1,0399	1,4385	0,0846	4,351	0,8702
$\sum \varphi_i$	3,0181	3,1840	2,7354	2,9678	2,7195		
$F_2(P_{max})$	0,6036	0,6368	0,5471	0,5936	0,5440		

Таблиця 2.3. Обробка результатів дослідів за параметрами x/L і q/Q

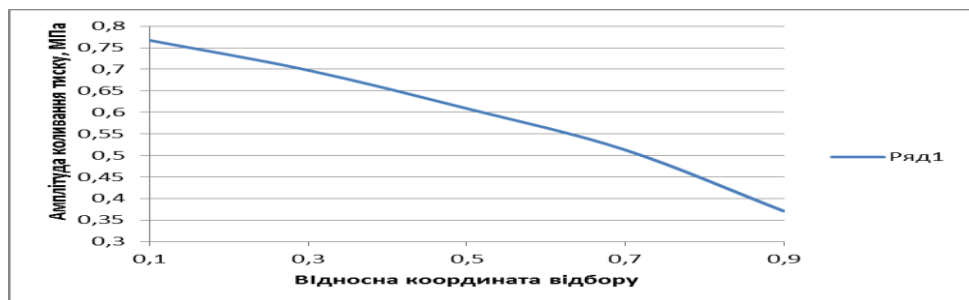
x/L q/Q	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9	$\sum \varphi_i$	$F_3(q/Q)$
0,1	0,1630	0,1328	0,695	0,1499	0,1241	0,6993	0,1398
0,2	0,4193	0,3881	0,3400	0,3559	0,1843	1,6806	0,3361
0,3	0,6685	0,7572	0,6707	0,4272	0,3218	2,8454	0,5681
0,4	1,1447	1,0399	0,6993	0,6359	0,5543	4,0737	0,8147
0,5	1,4385	0,9912	1,1871	1,0215	0,7081	5,3404	1,0681
$\sum \varphi_i$	3,8377	3,3392	3,0450	2,5642	18951		
$F_4(x/L)$	0,7673	0,6678	0,6090	0,5128	0,3707		



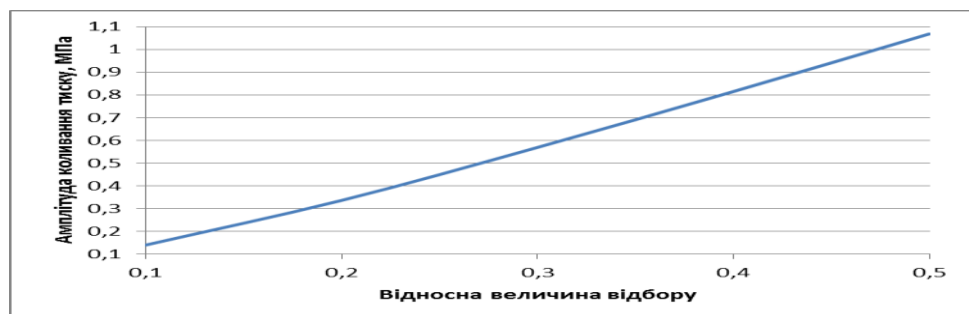
а



б



в



г

Рисунок 2.5 – Залежність функції-відгуку від параметрів:
 а – тиску P_{max} ; б – об'єму V ; в – координати відбору x/L ;
 г – величини відбору q/Q .

Для залежності амплітуди тиску від відносної величини відбору на основі аналізу вигляду графіків (рисунок 2.5) вибрана степенева формула

$$\Delta P = \alpha_0 (q/Q)^{n_0} \quad (2.29)$$

Решта залежності апроксимувалися також степеневими залежностями

$$\Delta P = \alpha_1 V^{n_1}$$

$$\Delta P = \alpha_2 P_{\max}^{n_2}$$

$$\mu = \alpha_3 (x/L)^{n_3}$$

Залежність функції-відгуку від швидкості звуку в газовому середовищі в перелік незалежних параметрів не включалася. Однак, всі процедурні розрахунки були проведені окремо для трьох різних значень швидкості звуку з наступним узагальненням результатів і побудови емпіричної залежності за трьома рівнями.

Загальна математична модель для багатофакторної функції знаходилась як добуток

$$F(x_1, x_2, x_3, x_4) = \alpha f(x_1) \cdot f(x_2) \cdot f(x_3) \cdot f(x_4)$$

Усереднений коефіцієнт знаходився методом найменших квадратів за даними таблиці 2.1. У результаті отримано емпіричну залежність, що має вигляд

$$\Delta P = 0,987V^{0,11} P_{\max}^{0,55} [1 - (x/L)]^{0,33} c^{0,04} (q/Q)^{1,28} \quad (2.30)$$

де ΔP - амплітудне значення підвищення тиску, МПа;

V - геометричний об'єм порожнини ділянки, млн..м³;

P_{\max} - максимальний тиск в газопроводі, МПа;

c - швидкість звуку в газі, м/с;

x/L - відносна відстань до відбору;

q/Q - відносна величина стрибкоподібного відбору.

Одержана залежність добре корегує з аналітичними виразами, одержаними на основі реалізації математичної моделі, що підтверджує достовірність проведених досліджень.

Оцінка точності розрахунків проводилася на основі даних, приведених у таблиці 2.1. Для цього визначалася середньоквадратична похибка за формулою

$$\sigma = \frac{1}{n} \sqrt{\sum_1^n (X_{cp} - X_i)^2}$$

де n – число дослідів;

X_{cp}, X_i – середньоарифметичне і біжуче значення вимірюваної величини.

Ширина гарантійного інтервалу

$$\Delta X = \frac{\sigma t_{\alpha;n}}{n-1}$$

де $t_{\alpha;n}$ - коефіцієнт Стюдента.

Тоді гарантійний інтервал складе ($X_{cp} - \Delta X \leq X \leq X_{cp} + \Delta X$). Результати розрахунків для різних показників у (2.17) подано в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Значення гарантійних інтервалів

Показник	Гарантійний інтервал
α	(0,986;0,988)
n_1	(0,102;0,118)
n_2	(0,318;0,342)
n_3	(0,542;0,558)
n_0	(1,271;1,289)

Запропонована емпірична залежність дозволить оцінити величину короткочасного перевищення тиску в газопроводі при стрибкоподібній зміні витрати газу, що характерно для роботи газотранспортної системи в умовах неповного завантаження і запобігти порушенню нормальної безаварійної її експлуатації.

2.4 Нестационарні процеси в газотранспортних системах при зупинках компресорних станцій

Одним з варіантів регулювання є виключення з роботи окремих компресорних станцій. Як показано в [47], залежно від кількості і

порядкових номерів працюючих станцій можна досягнути необхідної продуктивності газотранспортної системи. При цьому, враховуючи низький ККД газоперекачувальних агрегатів з газотурбінним приводом, відключення окремих КС може бути найбільш ефективним методом регулювання продуктивності з енергетичної точки зору. Очевидно, що такий метод регулювання може бути застосований для сезонного регулювання продуктивності, і при цьому слід враховувати, що зупинка і повторний пуск КС вимагатиме додаткових енергозатрат.

З технологічної точки зору зупинка і повторний пуск компресорної станції призведуть до виникнення нестационарного процесу, тривалість якого слід прогнозувати з метою забезпечення споживачів газом.

Узагальнюючи викладене, слід зробити висновок про необхідність прогнозування нестационарних процесів в складних газотранспортних системах великої протяжності, що включають значну кількість компресорних станцій.

Прогнозування і аналіз вказаних виробничих ситуацій на газотранспортній системі, а також оцінка енергетичних втрат, можливі лише на основі математичної моделі. Така модель побудована на основі рівнянь нестационарного руху газу в трубах з врахуванням підвищення тиску на компресорних станціях та нерозривності потоку [112]

$$-\frac{\partial P}{\partial x} + \sum_{i=1}^m \Delta P_{КСi} \delta(x - x_i) = \left(\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\lambda \rho w^2}{2d} \right),$$

$$\frac{\partial P}{\partial t} = -c^2 \frac{\partial(\rho w)}{\partial x}, \quad (2.28)$$

де $P(x,t)$ – тиск в газопроводі як функція лінійної координати x і часу t ; $\Delta P_{КСi}$ – підвищення тиску на компресорній станції з координатою x_i ; $\delta(x - x_i)$ – функція джерела Дірака, що моделює підвищення тиску на компресорній станції, ρ – густина газу; w – лінійна швидкість газу; d – внутрішній діаметр газопроводу; λ – коефіцієнт гідравлічного опору.

Відмітимо, що з метою моделювання хвильових загасаючих процесів в газопроводі рівняння руху включає інерційні гідравлічні втрати та втрати на тертя.

Приведена система диференціальних рівнянь (2.28) зводиться до рівняння

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} + \frac{2a}{c^2} \frac{\partial P}{\partial t} + \sum_{i=1}^m \Delta P_{KCi} \delta^*(x - x_i), \quad (2.29)$$

де $\delta^*(x - x_i)$ – лінійна похідна функції Дірака по лінійній координаті; c – швидкість звуку в газі;

Нехай газотранспортна система протяжністю L містить m проміжних компресорних станцій, які починають працювати одночасно в момент часу $t=0$, і нехай в момент часу t_1 виключено з роботи станцію з номером k . Для такого випадку рівняння (2.29) матиме вигляд

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} + \frac{2a}{c^2} \frac{\partial P}{\partial t} + \sum_{i=1}^m \Delta P_{KCi} \delta^*(x - x_i) + \Delta P_{Kck} \delta^*(x - x_k) [\sigma(t) - \sigma(t - t_1)] \quad (2.30)$$

де $\sigma(t)$ – одинична функція Хевісайда.

Будемо вважати, що в початковий момент часу газопровід було зупинено і в ньому підтримувався по всій довжині сталий тиск P_0 . Тоді початкові умови

$$t = 0, \quad P(x, 0) = P_0, \quad \frac{\partial P}{\partial x} = 0. \quad (2.31)$$

Починаючи з моменту часу $t > 0$, на початку газопроводу підтримується сталий тиск $P(0, t) = P_H$, а в кінці – сталий тиск $P(L, t) = P_K$.

Для отримання розв'язку математичної моделі використовувалися інтегральні перетворення, зокрема: синус-перетворення Фур'є та перетворення Лапласа [112]

Застосування обернених перетворень Лапласа і Фур'є після нескладних перетворень дозволяє отримати залежність зміни тиску по довжині і в часі нестационарного процесу у вигляді

$$\begin{aligned}
 P(x,t) = & P_0 + (P_H - P_K) \frac{x}{L} + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq k}}^m \Delta P_{KCi} \left\{ \begin{array}{l} \left(1 - \frac{x}{L}\right) \text{ при } x > x_i \\ \left(-\frac{x}{L}\right) \text{ при } x < x_i \end{array} \right\} + \\
 & + \Delta P_{Kck} [\sigma(t) - \sigma(t-t_1)] \left\{ \begin{array}{l} \left(1 - \frac{x}{L}\right) \text{ при } x > x_i \\ \left(-\frac{x}{L}\right) \text{ при } x < x_i \end{array} \right\} + \sum_{n=1}^{\infty} C_n e^{-at} f(n,t) \sin\left(\frac{\pi n x}{L}\right) + \\
 & + \frac{2}{\pi} \Delta P_{Kck} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \cos\left(\frac{\pi n x_k}{L}\right) \sin\left(\frac{\pi n x}{L}\right) e^{-a(t-t_1)} f(n,t-t_1) \sigma(t-t_1).
 \end{aligned} \tag{2.32}$$

$$f(n,t) = \cos\left(\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2} t\right) + \frac{a}{\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2}} \sin\left(\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2} t\right)$$

Перші чотири доданки розв'язку (2.32) характеризують стаціонарний режим роботи газотранспортної системи. П'ятий доданок описує нестационарний процес, викликаний одночасним включенням всіх компресорних станцій в момент часу $t=0$. Останній доданок моделює нестационарний процес, викликаний відключенням k -тої компресорної станції, починаючи з моменту часу t_1 . Якщо вважати $t_1 \gg 0$, тобто розглядати процес в газопроводі після протікання значного проміжку часу

від моменту включення всіх КС, тоді початкова нестационарність не буде мати впливу на процес внаслідок вищого порядку малості множника e^{-at} , і розв'язок задачі відключення k -тої компресорної станції можна представити у вигляді

$$P(x,t) = P_0 + (P_H - P_K) \frac{x}{L} + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq k}}^m \Delta P_{KCi} \left\{ \begin{array}{l} \left(1 - \frac{x}{L}\right) \text{ при } x > x_i \\ \left(-\frac{x}{L}\right) \text{ при } x < x_i \end{array} \right\} + \frac{2}{\pi} \Delta P_{Kck} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \cos\left(\frac{\pi n x_k}{L}\right) \sin\left(\frac{\pi n x}{L}\right) e^{-a(t-t_1)} f(n, t-t_1) \sigma(t-t_1). \quad (2.33)$$

Розв'язок (2.33) описує нестационарний процес, викликаний відключенням k -тої компресорної станції і не враховує вплив нестационарності початкового процесу включення в роботу всіх КС. Тому відлік часу можна розпочати від моменту виключення k -тої компресорної станції. В такому випадку отримаємо

$$P(x,t) = P_0 + (P_H - P_K) \frac{x}{L} + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq k}}^m \Delta P_{KCi} \left\{ \begin{array}{l} \left(1 - \frac{x}{L}\right) \text{ при } x > x_i \\ \left(-\frac{x}{L}\right) \text{ при } x < x_i \end{array} \right\} + \frac{2}{\pi} \Delta P_{Kck} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \cos\left(\frac{\pi n x_k}{L}\right) \sin\left(\frac{\pi n x}{L}\right) e^{-at} \left(\cos\left(\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2} t\right) + \frac{a}{\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2}} \sin\left(\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2} t\right) \right). \quad (2.34)$$

Рівняння (2.34) дає змогу прогнозувати характер нестационарного процесу в протяжних газотранспортних системах з великою кількістю компресорних станцій, викликаного виключенням з роботи та повторним включенням однієї з станцій.

Щоб оцінити тривалість нестационарного процесу, необхідно побудувати залежність коливання в часі масової витрати газу, як найбільш інерційної характеристики, в початковому або кінцевому перерізі газопроводу [93].

З цією метою використаємо рівняння руху газу з системи (2.28). Очевидно, що для початкового ($x=0$) чи кінцевого перерізу ($x=L$) дельта-функція Дірака $\delta(x-x)=0$, тому

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\lambda \rho w^2}{2d}. \quad (2.35)$$

Для спрощення обчислювального процесу знехтуємо в початковому і кінцевому перерізах інерційними втратами, тобто прийmemo $\frac{\partial(\rho w)}{\partial t}=0$ [112]. Це, звичайно, пов'язано з певною похибкою в обчисленні масової витрати газу, однак, в прогнозних розрахунках важливим є не абсолютне значення витрати газу, а динаміка її зміни в часі. Крім того, використаємо лінеаризацію рівняння руху, тоді отримаємо

$$m(0,t) = -\frac{\pi d^3}{\lambda w} \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=0}, \quad m(L,t) = -\frac{\pi d^3}{\lambda w} \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=L} \quad (2.36)$$

Використавши рівняння (2.34) після диференціювання отримаємо

$$\begin{aligned}
m(0,t) = & -\frac{\pi d^3}{\lambda w} \left(\frac{P_H - P_K}{L} - \frac{\sum_{\substack{i=1 \\ i \neq k}}^m \Delta P_{KCi}}{L} + \frac{2L}{\pi^2} \Delta P_{KCK} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \cos\left(\frac{\pi n x_k}{L}\right) e^{-at} \left(\cos\left(\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2} t\right) + \right. \right. \\
& \left. \left. + \frac{a}{\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2}} \sin\left(\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2} t\right) \right) \right), \\
m(L,t) = & -\frac{\pi d^3}{\lambda w} \left(\frac{P_H - P_K}{L} - \frac{\sum_{\substack{i=1 \\ i \neq k}}^m \Delta P_{KCi}}{L} + \frac{2L}{\pi^2} \Delta P_{KCK} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n^2} \cos\left(\frac{\pi n x_k}{L}\right) e^{-at} \left(\cos\left(\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2} t\right) + \right. \right. \\
& \left. \left. + \frac{a}{\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2}} \sin\left(\sqrt{\left(\frac{\pi n c}{L}\right)^2 - a^2} t\right) \right) \right).
\end{aligned} \tag{2.37}$$

Отримані залежності дозволяють прогнозувати характер коливання масової витрати в часі на початку і в кінці газотранспортної системи великої протяжності, яка включає m проміжних компресорних станцій, викликані відключенням чи повторним включенням k -тої компресорної станції ($k=1,2,\dots m$).

Для проведення досліджень з впливу номера відключеної компресорної станції на тривалість нестационарного процесу в системі проводився обчислювальний експеримент на базі магістрального газопроводу «Союз» загальною довжиною 1567.3 км (територією України), діаметром 1420 мм та з товщиною стінки 20 мм, по трасі якого розміщено 13 компресорних станцій, обладнаних газоперекачувальними агрегатами ГТК–10І. Прогнозні розрахунки нестационарних процесів, викликаних відключенням КС, будемо проводити для умов проектного режиму, згідно з яким пропускна здатність газопроводу складає 26 млрд. м³ за рік, при початковому тиску (на виході КС) 7.5 МПа і кінцевому (на вході КС 5 МПа, що відповідає перепаду на

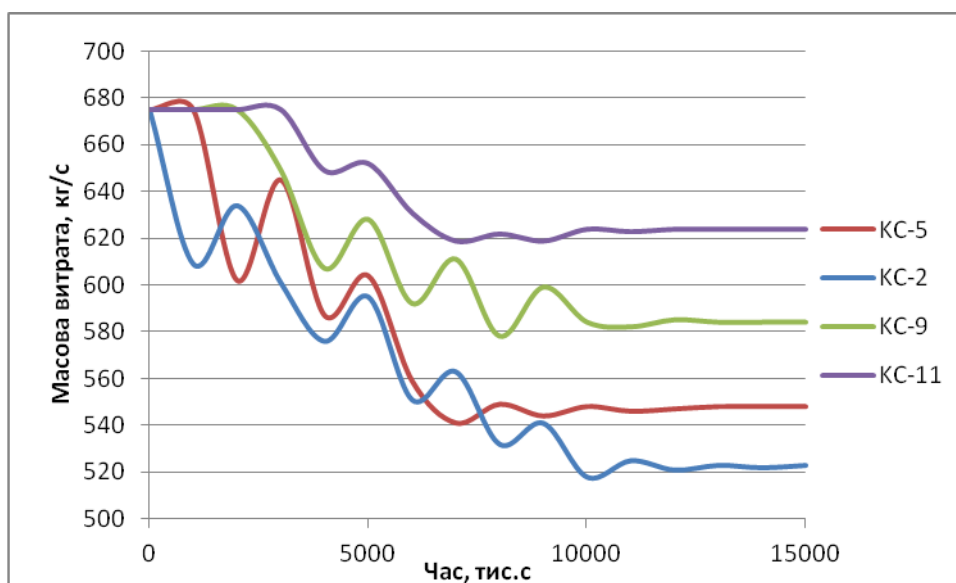
станції $\Delta P_{КС}=2.5$ МПа, який будемо вважати однаковим для всіх КС. Початкову станцію КС–11 Новопсков будемо вважати головною, а інші 12 – проміжними. Поставлена задача полягає в визначенні характеру зміни в часі продуктивності газопроводу на його початку і в кінці за (2.37) при поетапному виключенні з роботи кожної з проміжних КС.

Розрахунки, проведені за викладеною методикою, дозволили отримати результати, які у вигляді графіків подано на рисунку 2.2.

Аналіз графічних залежностей коливання масової витрати газу на початку ($x=0$) та в кінці ($x=L$) газотранспортної системи дозволили визначити тривалість нестационарного процесу, викликаного поетапним відключення кожної з компресорних станцій. Зауважимо, що нестационарні процеси в газопроводах є збитковими з точки зору енерговитрат на трубопровідний транспорт, оскільки викликають появу інерційних сил в потоці неперервного середовища, робота яких призводить до зниження загального ККД системи. Тому найвигіднішим режимом (при інших ідентичних умовах) слід вважати режим, для якого тривалість нестационарного процесу мінімальна.

Як показали розрахунки реалізації приведеної математичної моделі, найбільша тривалість нестационарного процесу характерна для відключення КС–2 Борова і складає на початку газотранспортної системи (на виході КС Новопсков) 12252 с (3 год. 24 хв. 12 с) і в кінці траси 13316 с (3 год. 42 хв.). Отже, тривалість нестационарного процесу в кінці системи на 30,6% більша ніж на початку, що пояснюється значною відстанню від зупиненої КС до кінця траси. При відключенні КС Борова продуктивність нового стаціонарного режиму менша за пропускну здатність (при всіх працюючих КС вона становить 675 кг/с) на 22,5%

а



б

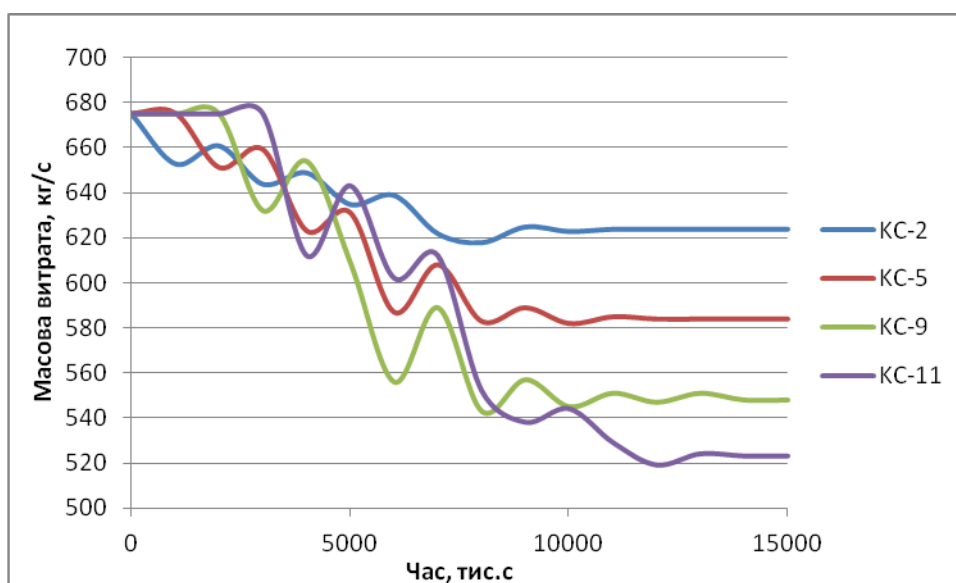


Рисунок 2.6– Характер нестационарного процесу при відключенні КС
(коливання масової витрати в часі)

а – на початку газопроводу; б – в кінці газопроводу

При відключенні КС Хуст (друга від кінця траси компресорна станція) тривалість нестационарного процесу найменша і складає 9180 с (2 год. 33 хв.) на початку газотранспортної системи і 8123 с (2 год. 15 хв. 23 с) в кінці траси. Тривалість нестационарного процесу на початку системи на 11,3%

більша, ніж в кінці траси, що пояснюється різницею у віддальх від зупиненої КС до кінців трубопроводу. Зниження продуктивності газопроводу в порівнянні з пропускнуою здатністю складає 7,6%.

На рисунку 2.2 приведено графіки тривалості нестационарного процесу на початку і в кінці газотранспортної системи при поетапному відключенні кожної з компресорних станцій. Як видно з графіків, тривалість нестационарного процесу, викликаного відключенням КС, зменшується на початку і в кінці газопроводу з зростанням номера відключеної станції, причому на початку газопроводу тенденція зменшення продуктивності має більш пологий характер, ніж в кінці. Так, при відключенні КС–2 відношення тривалості нестационарного процесу в кінці траси до відповідної тривалості на початку газопроводу складає 1.306, при відключенні КС–5 таке співвідношення рівне 1.022, а при відключенні КС–10 воно становить 0.935. Цю обставину слід враховувати при прогнозуванні регулювання режимів роботи газотранспортної системи шляхом відключення окремих КС для безперервного забезпечення споживачів газом.

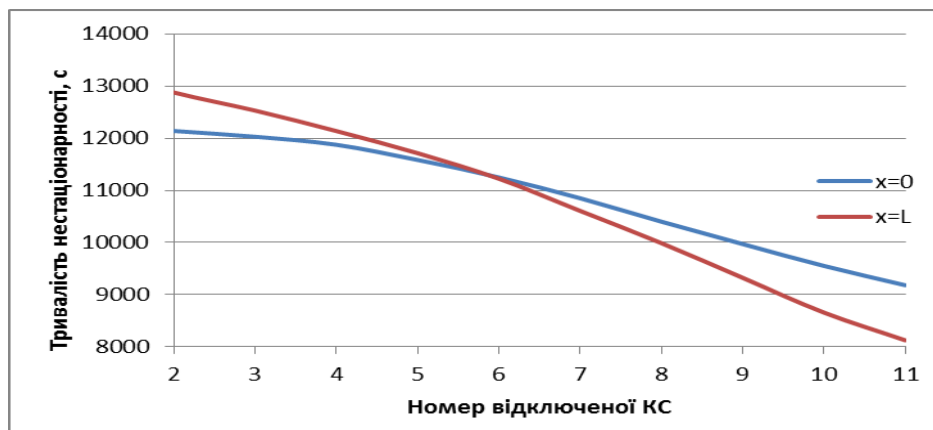


Рисунок 2.7 – Тривалість нестационарного процесу, викликаного відключенням компресорних станцій для початкового ($x=0$) і кінцевого ($x=L$) перерізу газопроводу

Результати проведених досліджень на основі математичного моделювання дозволили встановити закономірності протікання нестационарних процесів в газотранспортних системах великої протяжності з значною кількістю компресорних станцій, зокрема доведено, що на тривалість нестационарного перехідного режиму має суттєвий вплив розміщення відключеної КС на трасі газопроводу, причому зі збільшенням її порядкового номера в системі тривалість нестационарного процесу і величина зниження продуктивності зменшуються.

Висновки по розділу 2

1. Створено методику розрахунку для прогнозування стаціонарних режимів роботи складної газотранспортної системи в умовах частой зміни продуктивності, яка характеризується достатньою точністю і високою швидкістю реалізації і дозволяє створити аналогову систему-радник для складних газопроводів.
2. На основі аналізу результатів моделювання нестационарного процесу в газопроводі, викликаного стрибкоподібною зміною витрати газу в умовах неповного його завантаження, встановлено, що при максимально допустимому стаціонарному тиску на початку лінійної ділянки газопроводу амплітуда коливання тиску може призвести до короткочасного перевантаження стінок труби, тобто до порушення безпечної експлуатації газотранспортної системи. Тому при оперативному керуванні режимами роботи необхідно приймати рішення про забезпечення допустимого тиску на початку лінійної ділянки (на виході компресорної станції) у випадках стрибкоподібною зміни витрати газу.
3. Результати проведених аналітичних досліджень дозволили встановити закономірності протікання нестационарних процесів в

газотранспортних системах великої протяжності з значною кількістю компресорних станцій, зокрема доведено, що на тривалість нестационарного перехідного режиму має суттєвий вплив розміщення відключеної КС на трасі газопроводу, причому з збільшенням її порядкового номера в системі тривалість нестационарного процесу і величина зниження продуктивності зменшуються.

3. ДІАГНОСТИКА СТАНУ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ЗА УМОВИ ЇХ НЕПОВНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ

В умовах неповного завантаження газотранспортної системи спостерігаються суттєві зміни величини витрати газу, і, як наслідок, параметрів режиму роботи газопроводів, що має суттєвий вплив на гідравлічний і технічний стан лінійної частини газопроводу.

Гідравлічний стан газопроводу загальноприйнято характеризувати коефіцієнтом гідравлічної ефективності або фактичним значенням коефіцієнта гідравлічного опору, який в умовах частої зміни витрати газу міняє своє значення і, що не менш важливо, похибку в його визначенні.

Є методики, які ґрунтуються на стаціонарних формулах чи методах математичної статистики. Використання диспетчерських даних, що відбивають поточний стан газопроводу, потрібне в усіх випадках, коли відсутня можливість проводити спеціальні експерименти за визначенням параметрів газопроводу. У розрахункові формули входять усереднені величини витрати, тисків і температури, зміна яких позначається на точності визначення величини коефіцієнта гідравлічного опору. В ряді праць] пропонується при змінах величин параметрів режиму в часі знаходити коефіцієнт гідравлічного опору для кожного їх значення з відліком через 1 годину і потім будувати довірчий інтервал визначення його величини. При цьому час відліку істотно позначається на точності визначення величини коефіцієнта гідравлічного опору, крім того, мають вплив на його величину к похибки усереднювання величин параметрів. Усереднювання параметрів на недостатньо довгому діапазоні призводить до таких результатів, при яких точність розрахунків лежить в межах точності вимірів. Очевидно, що чим більший діапазон часу, тим точніший результат. Ефект запізнювання при знятті показів не позначається при великому часі, тому при розрахунках

перехідних процесів вважається, що час стабілізації газопроводу не більше 6-8 годин на 100 км.

Технічний стан газопроводів прийнято оцінювати показниками надійності, які залежать від параметрів режиму роботи і особливо від їх коливання в часі. Тому неповне завантаження газотранспортної системи призводить до зниження надійності внаслідок частотних коливань тиску. Це обумовлює можливість пришвидшення процесів внутрішньої корозії, виникнення стрес-корозії, що в кінцевому результаті призведе до появи малих аварійних витоків газу.

3.1 Вплив нестационарності технологічного процесу на гідравлічний стан газотранспортної систем

Для умов нестационарного режиму роботи газотранспортної системи, характерного при її експлуатації з неповним завантаженням, методи визначення фактичного значення коефіцієнта гідравлічного опору, що базуються на стаціонарних математичних моделях, призводять до значних похибок в розрахунках. З метою їх зменшення необхідно використовувати в діагностичних цілях методи, що опираються на моделі нестационарного руху газу в трубах.

Розглянемо методику визначення величини коефіцієнта гідравлічного опору при істотно нестационарних процесах. Для опису довгих газопроводів при співвідношенні початкового і кінцевого тисків $p_1/p_2 < 2$ справедливі відомі рівняння

$$\begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{k}{F} M ; \\ -\frac{\partial p}{\partial t} &= \frac{c^2}{F} \frac{\partial M}{\partial x}, \end{aligned} \quad (3.1)$$

де $M = \rho w F$ – масова витрата газу; w - лінійна швидкість; ρ - густина; F - площа поперечного перерізу труби.

Система (3.1) може бути зведена до рівняння

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -k \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0, \quad (3.2)$$

де $k = \frac{c^2}{2a}$

$2a = \frac{\lambda w_{cp}}{2d}$ - коефіцієнт лінеаризації;

$$w_{cp} = \frac{2}{3}(w_1 + 2w_0)$$

w_1 і w_0 - усереднені швидкість газу на початку і кінці газопроводу.

Величину w можна визначити досить точно:

$$w = \frac{1}{\tau \rho F} \int_0^{\tau} M(t) dt \quad (3.3)$$

Для визначення величини $\lambda = 2c^2 d / k w_{cp}$ використовуємо метод пониження порядку похідних залежних змінних до такої величини, яка відповідає порядку вимірюваних змінних.

При цьому виключається необхідність диференціювати вимірювані змінні, що є утрудненням при неточних дискретних вимірах.

Метод [106] полягає в наступному:

1. Задаємося видом рівнянь в часткових похідних, що описують технологічний процес. У них входять постійні параметри, наприклад для рівняння руху газу таким параметром є коефіцієнт лінеаризації $2a = \lambda w_{cp} / 2d$

2. Множимо обидві частини початкового рівняння на діагональну матричну функцію $\Phi(x)$ m -го порядку, яка залежить від виду диференціальних рівнянь в часткових похідних і характеру вимірюваних даних. Вказуємо область, в якій задані рівняння і складаємо інтеграл

$$\int_s (\Phi R) dx = 0, \quad (3.4)$$

$$\text{де } R = f\left(p, \frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 p}{\partial x^3}, \dots, \frac{\partial^n p}{\partial x^n}, x, c\right) = 0.$$

Він обчислюється інтегруванням по частинах (c -невідомі параметри, що підлягають визначенню). Тоді отримують члени двох типів: інтеграли, що містять залежні змінні в тому вигляді, в якому знаходяться ці змінні при вимірах, і неінтегральні вирази, які визначаються на межі області зміни просторової і тимчасової змінної. Ці члени є зваженими крайовими умовами.

3. Вибираємо матрицю функцій $\Phi(x, t)$ так, щоб усі неінтегральні члени на межі заданої області зміни величини x перетворилися на нуль. Це необхідно, оскільки значення цих членів важко обчислюються при недостатньо точних вимірах крайових умов. Найчастіше функції $\Phi(x, t)$ мають вигляд періодичних, один член яких має вигляд, $[\sin \frac{n\pi x}{T}]^\mu$ де μ - найвищий порядок диференціювання p по x , а інший, $[\frac{\sin n\pi t}{T}]^\eta$ де η - найвищий порядок диференціювання p по t , причому $k=1, 2, 3, \dots$

4. Визначаємо результати вимірів інтегральної частини, що залишилася. В результаті отримуємо систему алгебраїчних рівнянь відносно постійних параметрів, в нашому випадку k .

5. Параметри доцільно знаходити по методу найменших квадратів для зменшення впливу помилок вимірів. Дискретний набір даних доцільно представляти у вигляді аналітичних функцій просторових змінних, наприклад у вигляді поліноміальної залежності.

Рівняння (3.1) необхідно помножити на функцію

$$\Phi(x) = (\sin(ax))^\mu (\sin(\beta t))^\eta, \quad (3.5)$$

$$\text{де } a = \frac{n\pi}{l}, \quad n=1,2,3,4,\dots,N, \quad \Delta x = \frac{N}{l}, \quad m=1,2,3,\dots,M, \quad \Delta t = \frac{T}{M},$$

T -діапазон вимірів в часі.

Для нашого випадку при $\mu = 2$ і $\eta = 1$ маємо:

$$\Phi(x) = (\sin(\alpha z))^2 \sin(\beta z) \quad (3.6)$$

Після множення отримуємо члени двох типів : інтеграли залежних змінних, що містять, в тому вигляді, в якому вони визначаються в процесі вимірів, і інтегральні вирази, вичислені на межі області зміни просторової і тимчасової координат. При даному виборі функції $\Phi(x)$ останні перетворюються на нуль. Тоді для рівняння

$$\frac{\partial P(x,t)}{\partial t} - k \frac{\partial^2 P(x,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (3.6)$$

отримуємо:

$$-\beta \int_0^L (\sin(\alpha x))^2 dx \int_0^T p(x,t) \cos(\beta t) dt - 2\alpha^2 k \int_0^T \sin(\beta t) dt \int_0^L p(x,t) \cos(2\alpha x) dx = 0. \quad (3.7)$$

Для знаходження величини k досить одного ряду значень функції $P(x, t)$ при певних коефіцієнтах α і β . Проте результат чисельної інтеграції неточний внаслідок помилок вимірів і самого процесу інтеграції. Тому, задаючись декількома рядами значень α і β , усереднюємо величину k методом найменших квадратів і далі визначаємо:

$$\lambda = \frac{2c^2 D}{k w_{cp}}.$$

Для магістральних газопроводів апаратура, яка реєструє дані розташована через 30-40 км. по трасі, тобто $x = 30-40$ км. або $N = 4-5$ для ділянок між КС, за часом t обмежень немає.

Можна далі уточнити величину λ , врахувавши зміну швидкості газу по трасі газопроводу у вигляді

$$\frac{1}{w} = \varphi + \varphi_2 x + \varphi_3 x^2.$$

В цьому випадку обмеження по перепаду тисків відсутні.

Тоді початкове рівняння має вигляд

$$\frac{\partial P(x,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} (f + f_2 x + f_3 x^2) \frac{\partial^2 P(x,t)}{\partial x^2}, \quad (3.8)$$

де

$$f + f_2 x + f_3 x^2 = (\varphi + \varphi_2 x + \varphi_3 x^2) \frac{2d}{\lambda}.$$

Вирази для знаходження величин f_1, f_2, f_3 мають вигляд

$$\int_0^L \sin^2 \alpha x dx \int_0^T \beta \cos \beta t p(x,t) dt - \int_0^L \sin \beta t dt \left[\frac{\partial^2}{\partial x^2} (f_1 \sin^2 \alpha x + f_2 x \sin^2 \alpha x + f_3 x^2 \sin^2 \alpha x) - \right. \\ \left. - \frac{\partial}{\partial x} (f_2 \sin^2 \alpha x + 2f_3 x \sin^2 \alpha x) p(x,t) \right] dx = 0 \quad (3.9)$$

Недолік методу полягає в тому, що необхідно знати витрати принаймні в трьох точках траси для знаходження коефіцієнтів апроксимуючого многочлена $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$, що на практиці не завжди можна досягнути.

При відомих величинах $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ і знайдених методом найменших квадратів величинах f_1, f_2, f_3 отримуємо:

$$\lambda = \frac{f + f_2 x + f_3 x^2}{(\varphi + \varphi_2 x + \varphi_3 x^2) 2d}$$

В цьому випадку рішення розв'язок (3.8) досить громіздкий, а уточнення лежить для експлуатаційних завдань найчастіше в межах до 3%, для великих перепадів тисків до 8-10%.

Для порівняння розглянутих методів були використані дані диспетчерської служби газопроводів для $l = 28,6$ км., $d = 0,15$ м., $T_{cp} = 282$ К. Величина N коливалася від 3 до 5. Число відліків за часом дорівнює 120. Крок відліку, залежний від величин d і l , був прийнятий рівним 10 хв. на основі спектрального аналізу і використання теореми Котельникова [5.14]. Діапазон відліку часу T дорівнює 20 годин. Отримані такі величини λ :

<u>Значення фактичного коефіцієнта λ :</u>	<u>Похибка відносно [24] ,%</u>
При усереднюванні по методу найменших квадратів.....	$0,0223 \pm 0,0008$31,95
При середньоінтегральному усереднюванні.....	$0,0231 \pm 0,0007$36,68
По методу пониження порядку дифрівнянь.....	$0,0185 \pm 0,0006$9,47
З урахуванням зміни швидкості по довжині.....	$0,0181 \pm 0,0006$7,1

Істотний вплив на кінцеві результати робить діапазон за часом. Для 3 відліків помилка досягає 30%, величини λ при $n = 12$, для 6 відліків - до 10%.

3.2 Удосконалення методу діагностування витоків з газопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень

Проблема діагностування малих витоків з газопроводів останнім часом стала особливо актуальною. З одного боку це пов'язано з старінням газотранспортних магістралей і в зв'язку з цим високою вірогідністю появи витоків в результаті корозійних процесів, а з іншого - з несанкціонованими відборами газу. У всякому випадку для визначення координати аварійного витоку на трасі газопроводу необхідна діагностична модель, основними вимогами до якої є достовірність і точність результатів. Серед множини існуючих діагностичних моделей слід виділити особливий напрямок, що базується на аналізі нестационарних процесів в газопроводі, викликаних появою витоку газу. Мізерні значення величини витрати аварійного витоку в порівнянні з витратою газу в газопроводі не дозволяють за допомогою сучасної вимірювальної техніки оцінити зміну стаціонарного режиму газопроводу для

діагностики витоку. В [31] показано, що поява витоку в умовах нестационарного руху газу призводить до зміщення фази коливального процесу, пропорційно відстані до витоку.

Створена математична модель побудована на основі рівнянь руху та нерозривності з урахуванням дії витоку газу. Врахування дії інерційних сил в потоці газу призведе до рівняння, яке в математичній фізиці має назву неоднорідне телеграфне рівняння.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \frac{2a}{c^2} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} + \frac{2aq}{F} \delta(x - x_1) \quad (3.10)$$

Реалізація математичної моделі при стаціонарних початкових і стрибкоподібно змінених граничних умовах методом інтегральних перетворень дає

$$\begin{aligned} P(x, t) = & (1 - \frac{x}{L}) \sum_{n=1}^{\infty} [P_1 - P_2 (-1)^n] + \frac{qL}{c^2} \left\{ \frac{x(L-l_a)/L^2 n\pi x \leq l_a}{l_a(L-l_a)/L^2 n\pi x > l_a} \right\} + \\ & + \frac{2}{c^2} (1 - \frac{x}{L}) e^{-at} \sum_{n=1}^{\infty} [(P_H - P_1) - (P_K - P_2) (-1)^n] \frac{1}{\omega_n} (\sin \omega_n t + \cos \omega_n t) - \\ & - \frac{qL}{\pi c^2} e^{-at} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n\omega_n} \sin \frac{\pi n x}{L} [\cos(\omega_n t + \varphi) - \cos(\omega_n t - \varphi)] [\sin(\omega_n t + \varphi) - \sin(\omega_n t - \varphi)] \end{aligned} \quad (3.11)$$

Частота коливань тиску ω_n визначає власну частоту коливань газового потоку в трубопроводі з шляховим відбором і є характеристикою газопроводу

$$\omega_n = \frac{1}{2L} \sqrt{(2\pi n c)^2 - (\frac{\lambda W}{4d} L)^2} \quad (3.12)$$

В момент виникнення витоку з газопроводу фаза коливного процесу одержує зміщення на величину φ_n , яка пов'язана з координатою витоку залежністю

$$\varphi_n = \pi x_1 / L \quad (3.13)$$

Для достовірної оцінки координати витоку необхідно з заданою точністю визначити частоту коливань тиску і фазове зміщення, які залежать від швидкості розповсюдження малих збурень в газопроводі, що є адекватною швидкості звуку в газі. Тому для визначення координати аварійного витоку необхідно уточнити значення швидкості звуку в газі.

В класичній газодинаміці швидкість звуку в газі визначається залежністю

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s} \quad (3.14)$$

де s – ентропія.

Вказується [106], що за умов руху газу в газопроводі швидкість розповсюдження збурень набагато перевищує швидкість теплообміну, тому процес можна вважати адіабатним, і для швидкості звуку отримати формулу

$$c = \sqrt{kRT} \quad (3.15)$$

$k = c_p / c_v$ - показник адіабати.

На основі (3.13) і (3.14) можна стверджувати, що швидкість звуку залежить від тиску і температури середовища, які при стаціонарному русі газу в газопроводі змінюються по довжині. Тому швидкість звуку є функцією лінійної координати. Важливо встановити на скільки суттєвою є ця залежність, і чи слід її враховувати в задачах діагностування малих витоків з газопроводу.

Для відповіді на поставлені запитання розглянемо стаціонарний потік газу в трубопроводі, вважаючи рухоме середовище гомогенним. Рівняння енергії газового потоку в диференціальній формі матиме вигляд

$$gdz + du + d\left(\frac{P}{\rho}\right) + d\left(\frac{w^2}{2}\right) + gdh = 0 \quad (3.15)$$

де z – геодезична позначка профілю траси; u – питома внутрішня енергія газу; P , w – тиск і лінійна швидкість в газовоту потоці; h – гідравлічні втрати напору.

Питому потенційну енергію потоку представимо у вигляді

$$gdz + gdh = gd(z+h) = gH \quad (3.16)$$

$$d\left(\frac{P}{\rho}\right) = \frac{dP\rho - d\rho P}{\rho^2} = \frac{d\rho}{\rho} \left(\frac{dP}{d\rho} - \frac{P}{\rho} \right) = c^2 \frac{k-1}{k} \frac{d\rho}{\rho}$$

Питома внутрішня енергія $du = c_v dT$

Зміна питомої кінетичної енергії $d\left(\frac{w^2}{2}\right) = wdw$

Тоді рівняння енергії для одномірного стаціонарного потоку газу матиме вигляд

$$\rho c_v \frac{dT}{dx} + c^2 \frac{k-1}{k} \frac{d\rho}{dx} + w \frac{d(\rho w)}{dz} + \rho g \frac{dH}{dx} = 0 \quad (3.17)$$

На основі аналізу рівняння нерозривності для газового потоку

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho w)}{\partial x}$$

Можна стверджувати, що $\frac{\partial(\rho w)}{\partial x} = 0$. Окрім того, вважаємо, що $\rho g H = P(x)$, а з рівняння адіабати отримаємо

$$\frac{d\rho}{dx} = \frac{\rho_0}{P_0^{1/k}} P^{\frac{1-k}{k}} \frac{dP}{dx}, \quad (3.18)$$

де P_0 - атмосферний тиск; ρ_0 - густина газу при нормальних умовах.

З урахуванням приведених залежностей рівняння (3.18) зводиться до вигляду

$$\rho c_v \frac{dT}{dx} - \left(c^2 \frac{\rho_0}{P_0^{1/k}} P^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right) \frac{d\rho}{dx} = 0 \quad (3.19)$$

Для умов стаціонарного режиму роботи газопроводу розподіл тиску і температури по довжині виражається залежностями

$$P_x = \sqrt{P_H^2 - \frac{P_H^2 - P_K^2}{L} x}; \quad T_x = T_0 + (T_H - T_0) \exp(-ax); \quad a = \frac{\pi K_T D}{M c_p} \quad (3.20)$$

З врахуванням (3.18) рівняння (3.17) набуває вигляду

$$-\frac{\pi K_T D}{Qk} (T_H - T_0) \exp(-ax) + \left(c^2 \frac{\rho_0}{P_0^{1/k}} P_x^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right) \frac{P_H^2 - P_K^2}{2LP_x} = 0 \quad (3.21)$$

Звідки

$$c_x^2 = \frac{P_x}{\rho} \left(1 + \frac{\pi K_T D}{Qk} P_x \frac{(T_H - T_0) \exp(-ax)}{P_H^2 - P_K^2} \right) \quad (3.22)$$

У формулах (3.19)-(3.22) використано позначення:

P_H, P_K - тиски на початку і в кінці ділянки газопроводу; T_H, T_0 - температури на початку газопроводу і ґрунту; M, Q - масова і об'ємна продуктивності газопроводу; L, D - довжина і зовнішній діаметр газопроводу; K_T - повний коефіцієнт теплопередачі від газу до ґрунту..

Рівняння (3.22) дозволяє встановити залежність швидкості розповсюдження малих збурень в газовому потоці в залежності від лінійної координати за умов стаціонарного режиму.

З метою аналізу числових значень швидкості звуку в газовому потоці і їх зміни в залежності від параметрів режиму розглядався гіпотетичний газопровід довжиною 100 км і діаметром 1420x20 мм з тиском і температурою на початку 7,5 МПа і 313 К, тиском в кінці 5МПа, температурою ґрунту 280 К, по якому перекачувався метан в умовах стаціонарного режиму. Для вказаних умов розраховувалися масова і об'ємна продуктивності газопроводу, депресія тиску, температурний режим і значення швидкості звуку в різних перерізах газопроводу. Метою числового дослідження була оцінка характеру і величини зміни швидкості звуку в залежності від параметрів режиму.

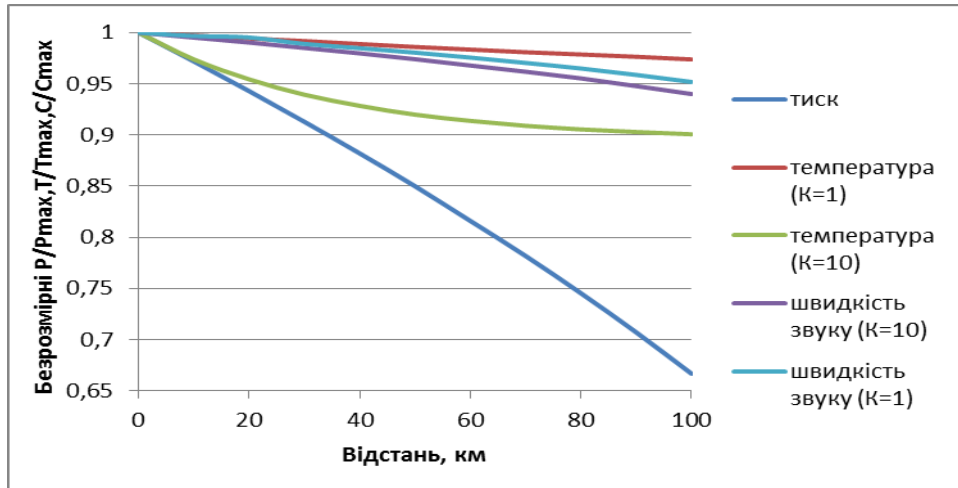


Рисунок 3.1 – Зміна параметрів режиму і швидкості звуку по довжині газопроводу

На рисунку 3.1 приведено графічні залежності параметрів режиму і швидкості звуку в газовому потоці від лінійної координати за умов стаціонарного процесу руху газу. Встановлено, що за початкових умов ($x=0$, $P=7,5$ МПа, $T=313$ К) швидкість звуку складає 491,4 м/с, в подальшому зміна параметрів режиму по довжині газопроводу призводить до зниження числового значення швидкості звуку, і в кінцевому перерізі вона складає в залежності від повного коефіцієнта теплопередачі від газу до ґрунту 467,7 м/с (відносне значення $K=1$, кінцева температура 305,6К) до 461,9 м/с (відносне значення $K=10$, кінцева температура 281,9К). Середнє значення швидкості звуку по довжині в першому випадку складає 481 м/с, в другому – 477,8 м/с. Значення швидкості звуку, визначене за загальноприйнятою формулою (6), для умов початкової температури 313К складає 463,7 м/с (розбіжність 5,8%), для умов кінцевої температури при $K=1$ – 458,2 м/с (розбіжність 2,1%), для умов кінцевої температури при $K=10$ – 440,1 м/с (розбіжність 4,8%), для умов середньої температури 308,7К при $K=1$ – 481 м/с (розбіжність 4,3%) і для умов середньої температури 290,9К при $K=10$ – 477,8 м/с (розбіжність 4,4%).

Аналіз результатів показує, що розбіжності між значеннями швидкості звуку, визначеними за різними методиками 2,1% - 5,8%, причому чим менша реальна швидкість звуку, тим більша розбіжність між значеннями.

Зауважимо, що максимальна розбіжність між обчисленими за різними методиками значеннями швидкості звуку не перевищує 5,6%, що дозволяє в більшості випадків прогнозування нестационарних процесів користуватися залежністю (3.14). Однак, у випадках діагностування координати витoku в протяжних газопроводах вказана розбіжність може призвести до небажаної похибки, тому потрібно використовувати запропоновану методику для визначення швидкості звуку.

Всі отримані і наведені вище результати стосуються руху гомогенної суміші газів як неперервного середовища. На практиці такі випадки зустрічаються рідко, тільки при перекачуванні добре осушеного газу, коли температура газу у всіх перерізах газопроводу вища за температуру точки роси при робочих тисках. У випадку, коли компонентом рухомого неперервного середовища є водяна пара, можлива її конденсація в певних перерізах газопроводу, де температура газу не перевищує температуру точки роси. В таких випадках водяна пара скраплюється у вигляді туману, і рухоме середовище представляється як гетерогенна двокомпонентна суміш. В такому випадку швидкість звуку може бути знайдена на основі залежності Вуда

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho \left(\frac{\alpha_1}{\rho_1 c_1^2} + \frac{\alpha_2}{\rho_2 c_2^2} \right)}} \quad (3.23)$$

де $\rho = \alpha_1 \rho_1 + \alpha_2 \rho_2$

α_1, α_2 - молярні концентрації компонентів

Зауважимо, що формула Вуда для швидкості звуку в гетерогенних системах отримана за умови, що стан всього багатоконпонентного

середовища описується рівнянням газового стану, а рух рівноважної двофазної системи описується відомими рівняннями руху однофазного середовища.

Щоб оцінити вплив випадіння вологи гомогенної суміші і утворення гетерогенної рухомої системи на величину швидкості розповсюдження звукової хвилі в потоці проведено числовий експеримент в умовах гіпотетичного газопроводу, характеристики якого приведено вище.

Якщо в газопровід подається суміш сухого метану і водяної пари, то вона залишається гомогенною до перерізу, в якому температура газу зрівнюється з температурою точки роси. В цей момент частина вологи переходить з парової фази в рідину, що викликає утворення гетерогенної суміші газової фази і крапель рідини у вигляді туману. Краплі поступово укрупнюються і випадають в порожнину газопроводу, а їх місце займають нові краплі, які продовжують насичувати газову фазу. Рідина, що випала з потоку в порожнину газопроводу, переноситься по його довжині, утворюючи рідинні скупчення, характер розподілу яких вздовж траси приведено в []. Якщо газ по довжині газопроводу втрачає вологу (осушується), то наявність рідинних скупчень призводять до його насичення вологою. Тому можна стверджувати на основі результатів [114], що після досягнення точки роси насиченість газу вологою в крапельному вигляді практично не змінюється. За даними [35] вона складає близько 1-3%, подальше збільшення концентрації крапельної вологи в потоці призводить до її випадання в порожнину трубопроводу.

На рисунку 3.2 приведено залежність температури газу T_x та зміни температура точки роси T_2 від довжини газопроводу. Для кожного з перерізів газопроводу визначалася швидкість звуку в потоці газу, причому до падіння температури газу до точки роси ($x/L=0,2$) суміш газу і водяної пари вважалася гомогенною, що не впливало на швидкість звуку в потоці. Починаючи з перерізу, в якому температура газу дорівнює температурі точки роси, швидкість звуку розраховувалася для гетерогенної системи за залежністю Вуда (3.23),

причому концентрація крапельної вологи вважалася сталою по довжині і рівною почергово 0,01%, 0,1% та 0,5%.

Зауважимо, що збільшення концентрації крапельної рідини в гетерогенній суміші з газом призводить до зменшення швидкості розповсюдження звуку в середовищі. З фізичної точки зору цей факт пояснюється зростанням густини гетерогенної суміші при майже незмінному модулю пружності, що у відповідності до (3.22) дає ефект зменшення швидкості звуку в середовищі, що повністю узгоджується з формулою Вуда.

На рисунку 3.2 характер зміни швидкості звуку по довжині газопроводу з урахуванням виникнення гетерогенної суміші в потоці з різною концентрацією крапельної рідини представлено графіками $C(0)$ (крапельна волога відсутня), $C(0,01\%)$ (молярна концентрація крапельної вологи в потоці складає 0,01%), $C(0,1\%)$ (молярна концентрація крапельної вологи в потоці складає 0,1%) та $C(0,5\%)$ (молярна концентрація крапельної вологи в потоці складає 0,5%)

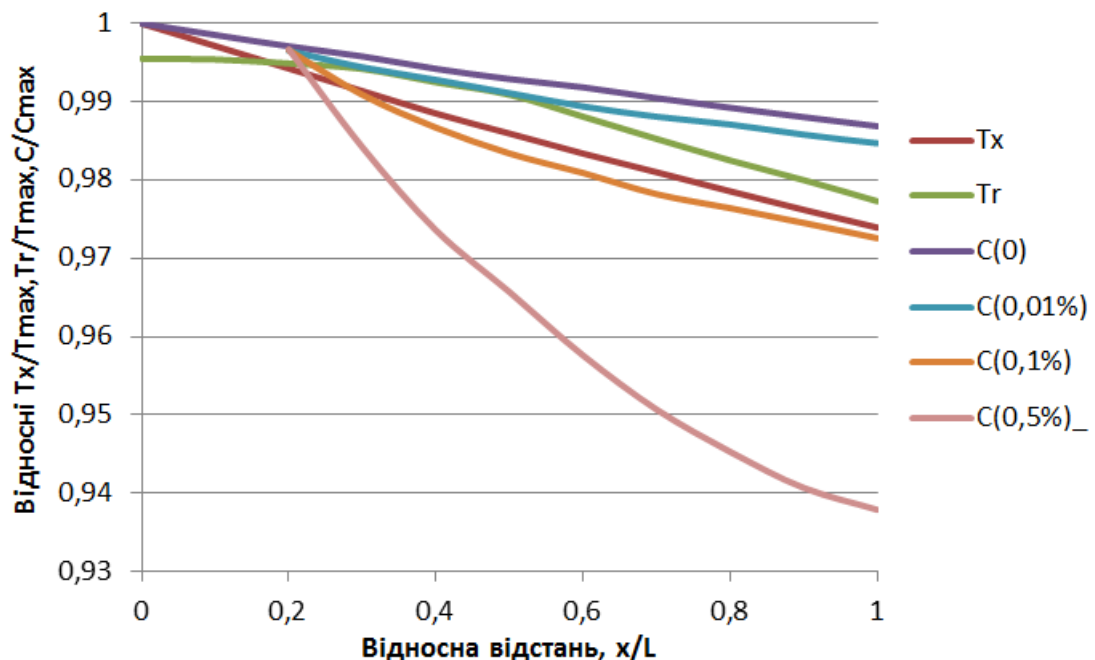


Рисунок 3.2 - Характер зміни швидкості звуку по довжині газопроводу з урахуванням виникнення гетерогенної суміші в потоці з різною концентрацією крапельної рідини

Характер графіків показує, що зміна умов газового потоку в газопроводі (в тому числі утворення крапельної вологи) призводить до зменшення величини швидкості звуку. При концентрації крапельної вологи в газопроводі 0,01% зменшення швидкості звуку в середовищі складає 0,27%, збільшення концентрації до 0,1% веде до зниження швидкості звуку на 2,21%, а при зростанні концентрації до 0,5% швидкість звуку в середовищі зменшується на 5,21%. Розрахунки показують, що при зростанні концентрації крапельної вологи в потоці газу до 1% швидкість звуку в середовищі зменшується на 13,12%, а при концентрації 3% - на 23,36%. Такі відхилення швидкості звуку від величини, визначеної загальноприйнятим методом на основі (3.23), можуть суттєво спотворити результати діагностування координати малих витоків з газопроводу, що вимагає врахування впливу властивостей середовища на величину швидкості звуку в потоці при реалізації задач діагностики.

3.3 Стохастичні моделі прогнозування аварійних витоків з газопроводів

Діагностування витоків на основі детермінованих математичних моделей вимагає інформацію про величину витрати витоку та розміри аварійного отвору, яка на момент часу виникнення витоку відсутня.

Статистика аварійних ситуацій на трубопроводах дозволяє кількісно оцінити ймовірності виникнення витоків в трубопроводах, а також визначити ймовірні їх розміри [52]. Крім того, аналіз подібних ситуацій дає можливість виявити ступінь впливу різноманітних факторів на ймовірність виникнення витоків і їх розміри. В ході статистичного аналізу було виявлено п'ять основних причин витоків:

- дефекти матеріалу, які можуть бути обумовлені як розвитком вже існуючих дефектів у вихідному матеріалі, так і дефектами, що утворилися в

процесі виготовлення труб і споруд трубопроводів. До таких дефектів можуть, наприклад, ставитися дефекти зварювання, нашарованість і т. д.

- корозія, що викликає руйнування металу стінок трубопроводів в процесі їх експлуатації;

- помилки операторів в процесі експлуатації і технічного обслуговування трубопроводів;

- вплив зовнішніх сил, наприклад, землерийного устаткування;

- вплив навколишнього середовища. До цієї категорії причин відносяться такі явища, як осідання ґрунту, вимивання ґрунту в результаті сильних дощів і т. д.

Обробка статистичних даних дозволила оцінити частоту виникнення витоків по кожній з причин окремо. В останні роки основними причинами витоків в західноєвропейських трубопроводах є дефекти матеріалу і корозія. Ймовірність виникнення витоків з цих причин приблизно в 10 разів перевищує ймовірність виникнення витоків внаслідок впливу зовнішніх сил.

Подібний висновок суперечить раніше опублікованими матеріалами, згідно з якими найбільш імовірною причиною розривів трубопроводів є прямий вплив зовнішніх сил. Проте в середині 70-х років вплив зовнішніх сил дійсно було домінуючою причиною розривів трубопроводів. Однак в наступні роки переважаючими причинами аварій поступово стали дефекти матеріалу і корозія.

Дані свідчать про тенденцію до поступового збільшення загальної кількості витоків протягом 15 років, хоча ці зміни не такі істотні, як зміни кількості витоків по окремо взятих категоріям причин аварій.

Згідно з даними за останній п'ятирічний період експлуатації трубопроводів визначена ймовірність виникнення витоків по окремих категоріях причин.

Дефекти матеріалу	14,7
Корозія	8,8
Помилки оператора	8,8
Вплив зовнішніх сил	2,0
Вплив навколишнього середовища	2,0

Однією з характерних особливостей трубопровідного транспорту є ймовірність втрати дуже великої кількості продукту в разі виникнення витоків. При цьому можливо два підходи до оцінки можливих обсягів витоків. У першому випадку розміри можливих витоків оцінюються на основі статистичних даних за минулий період часу. У другому випадку використовується детермінований підхід, при якому моделюється потік перекачується в місці витоку і його тривалість стосовно конкретних розмірах витоку. В ході проведеного аналізу було обрано перший підхід, який спирається на статистику за минулий період часу.

Для того, щоб виявити залежність ймовірності виникнення витоків різних розмірів від перерахованих вище причин, всі витокі були розбиті на три категорії: невеликі (0 ... 70 тис. м³/рік), середні (70 ... 300 тис. м³/рік) і великі (понад 300 тис. м³/рік).

При корозійних пошкодженнях трубопроводів найбільш ймовірні малі витокі. Це пояснюється тим, що, наприклад, виразкова корозія супроводжується утворенням порівняно невеликих отворів у стінках трубопроводу, це і обмежує розміри витоків. При аваріях, обумовлених впливом зовнішніх сил, найбільш вірогідні великі витокі.

Хоча економічні, екологічні та соціальні наслідки витоків при трубопровідному транспорті визначаються насамперед розмірами цих витоків, це ще не означає, що, вживаючи заходів щодо запобігання

витокам, необхідно перш за все мати на увазі такі причини, які призводять до виникнення найбільших витоків. Важливе значення має також частота повторення витоків, що відбулися з тієї чи іншої причини.

Так, якщо врахувати частоту повторення витоків, то виявиться, що ймовірність виникнення великих витоків внаслідок дефектів матеріалу вдвічі перевищує ймовірність виникнення таких же витоків з усіх причин, разом узятих. На наступному місці по ймовірності виникнення великих витоків стоїть вплив зовнішніх сил і помилки оператора.

Причина, по якій домінуючу роль у виникненні великих витоків грають дефекти матеріалу, може полягати в тому, що присутні в матеріалі трещінообразовані дефекти можуть при аваріях поширюватися далеко за межі своїх початкових кордонів, що призводить до значних розривів трубопроводів.

Аналіз інформації такого роду дає можливість розробити метод прогнозування обсягів витоків в трубопроводах. У свою чергу прогнозування обсягів витоків на основі конкретної статистичної інформації дозволяє виділити напрямки створення методів моделювання та ідентифікації витоків, а також діапазони застосування цих методів. Це пояснюється тим, що «великі» і «малі» витоки необхідно ідентифікувати за допомогою різних математичних підходів, апаратури контролю і т.д.

Перша група складових збитків мінімізується підвищенням надійності експлуатації трубопроводу, тобто забезпеченням безвідмовності його функціонування. Однак екологічний збиток при цьому може залишатися на колишньому рівні. Дійсно, підвищення надійності енергопостачання, що перекачує обладнання, що є частою причиною зупинки перекачування, істотно покращує характеристики безвідмовності трубопроводу, але в меншій мірі знижує можливий екологічний збиток. У зв'язку з цим в рамках проблеми підвищення надійності трубопроводів доцільно виділити два аспекти - експлуатаційний і екологічний.

Як характеристики надійності експлуатації застосовують параметр потоку відмов, напрацювання до першої відмови і між послідовними відмовами. Для оцінки екологічної надійності представляється необхідним використовувати параметри, що дозволяють прогнозувати обсяги разових аварійних витоків, і сумарні (за певний період часу) витокі з прив'язкою до конкретних умов експлуатації (місцевості). Останнє зумовлює актуальність розробки методики прогнозування обсягу витoku в процесі експлуатації трубопроводів.

Один з можливих підходів до вирішення даної є метод прогнозування обсягів витоків на основі статистичних даних. Середнє значення об'єму витoku V і середньоквадратичне відхилення для ряду, що аналізується, дорівнюють відповідно:

$$V = \sum_{i=1}^k V_{ci} P_i \quad \sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^k (V_{ci} - V)^2 P_i}, \quad (3.24)$$

де k — число інтервалів у варіаційному ряду; V_{ci} - значення середини i -го інтервалу; P_i - емпірична ймовірність i -го інтервалу.

Коефіцієнт варіації, що представляє собою відносну (безрозмірну) характеристику розсіювання об'єму витoku, рівний

$$\gamma = \frac{\sigma}{V}$$

За значенням коефіцієнта варіації висунемо гіпотезу, що розглянуті статистичні дані підпорядковуються закону Вейбулла, функція розподілу $F(V)$ має вигляд

$$F(V) = 1 - b \exp \left[- \left(\frac{V}{a} \right)^b \right] \quad (3.25)$$

де a – параметр масштабу, b – параметр форми.

Перевірку гіпотези виконаємо за критерієм Пірсона χ^2 , що являє собою суму квадратів відхилень емпіричних та теоретичних частот в кожному інтервалі варіаційного ряду статистичної інформації. Теоретичну частоту в i -му інтервалі $m_{\gamma i}$ можна визначити:

$$m_{\gamma i} = N [F(V_{ik}) - F(V_{in})] \quad (3.26)$$

де N – число статистичних даних; $F(V_{ik})$, $F(V_{ip})$ – значення інтегральних функцій відповідно на початку та в кінці i -го інтервалу.

Приведена побудова математичної моделі розподілу обсягів витоку здійснювалося на підставі статистичних даних за всіма видами відмов. Разом з тим, як показує практика експлуатації, питома вага конкретних причин відмов суттєво різняться. Відповідні їм обсяги витоків також різні.

З метою подальшого вдосконалення прогнозування обсягів витоку і підвищення надійності експлуатації трубопроводів необхідний диференційований облік впливу причин відмов на обсяг витоків.

Таблиця 3.1 – Варіаційний ряд об'ємів витоків

Номер інтервалу	Інтервал груповань тис. м ³ /рік	Середина інтервалу V_{ci}	Емпірична частота	Емпірична ймовірність P_i	Розрахункові величини		
					Теоретична частота $m_{\gamma i}$	$m_i - m_{\gamma i}$	χ^2
1	до 50	25	76	0,500	73	3,0	0,123
2	50.. . 100	75	20	0,132	18,2	1,8	0,178
3	100.. . 150	125	11	0,072	10,7	0,3	0,008
4	150.. . 200	175	8	0,053	9,1	-1,1	0,133
5	200.. . 250	225	6	0,039	5,3	0,7	0,093
6	250.. . 300		5	10,033	4,4	0,6	0,082
7	300.. . 400	350	8	0,053	7,0	1,0	0,1'43
8	400.. . 600	500	7	0;046	8,1	-1,1	0,149
9	600.. . 1000	800	5	0,033	7,7	-2,7	01,947
10	1000	3000	6	0,039	8,5	-2,5	0,735

Значна частка відмов пов'язана з дефектами матеріалів. Для виявлення математичної залежності розподілу величини витоків внаслідок дефектів матеріалів побудований інтервальний варіаційний ряд(таблиця 3.2)

Таблиця 3.2 – Інтервальний варіаційний ряд величин витоків
внаслідок дефектів матеріалу

Ном ер інте рвал у i	Інтервал групуван ня τ	Середин на інтерва лу V_{ci}, τ	Емпірич на частота m_i	Емпіричн а ймовірніс ть P_i	Розрахункові величини		
					Теоре тична частот а $m_{\gamma i}$	$m_i - m_{\gamma i}$	χ^2
1	0...50	25	25	0.4	23.3	1.7	0.124
2	50...100	75	10	0.16	8.3	1.7	0.348
3	100...200	150	9	0.14	9.5	-0.5	0.026
4	200...300	250	7	0.11	5.7	1.3	0.297
5	300...500	400	5	0.08	6.4	-1.4	0.306
6	>500	1550	7	0.11	9.8	-2.8	0.80

На основі імовірісно-статистичного методу дослідження, виконаного на основі приведеної методики, визначено параметри емпіричного і теоретичного розподілів, величини яких в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Параметри емпіричного і теоретичного розподілів

Числові характеристики	Кількісні значення по відмовах		
	Дефект метеріалу	Корозія металу	Всі види відмов
Середній об'єм витоків	237	6,4	243,5
Середньоквадратичне відхилення,	462	5,5	582,3
Коефіцієнт варіації	2,39	6,8	2,39
Параметри розподілу Вейбулла:			
Параметр v	0,6	1,2	0,5
Параметр a	180	6,8	120

Перевірка гіпотези про закон розподілу Вейбулла підтвердила можливість його використання для прогнозування обсягів витоку, диференційовано по відмовах, викликаним дефектами матеріалів і корозією.

Таким чином, можна відзначити, що запропоновані математичні моделі дозволяють прогнозувати обсяги витоку продукту в цілому по всіх видах відмов, а також по окремих причинах відмов. У свою чергу, це дає можливість вибрати найбільш ефективні рішення для діагностики та запобігання витоків в магістральних трубопроводах.

3.4 Детерміновані методи аналізу експлуатаційних режимів газотранспортних систем

Методи аналізу роботи елементів газопостачання можна розділити на теоретичні (математичні), експериментальні і експериментально-теоретичні. Теоретичний аналіз може бути аналітичним або чисельним, таким, що проводиться за допомогою сучасних комп'ютерних систем.

У першому випадку ми отримуємо результати у вигляді формул, що дозволяють досить просто і наочно простежити залежність вихідних координат від початкових даних, структури системи і її параметрів. Проте іноді зв'язки настільки складні і які важко простежуються, що для кожного випадку треба проводити розрахунок з урахуванням не лінійності, інерційності, змінності в часі параметрів. Аналітичні рівняння отримують шляхом теоретичного аналізу процесів тепло- і масопереносу, фізико-хімічних перетворень і т. д. Найбільші труднощі виникають при знаходженні чисельних значень коефіцієнтів отриманих рівнянь. Для цього необхідно заздалегідь знати геометрію елемента, швидкості руху, коефіцієнти

теплопередачі і т. д. Критерієм правильності складених рівнянь є збіг з певною точністю їх чисельних рішень з експлуатаційними даними.

Під математичною моделлю процесів газопостачання розуміється сукупність рівнянь, що описують технологічний процес, в стаціонарному або нестаціонарному режимі. Стаціонарні моделі описують характер зв'язків між вхідними x і вихідними y значеннями елементів системи газопостачання у встановленому і в переважній більшості випадків є рівняннями типу $y = f(x_1, x_2, x_n)$. Функція f найчастіше нелінійна, як, наприклад, у формулі пропускної спроможності газопроводів. Рівняння нестаціонарного процесу характеризують поведінку вихідних координат елементів газопостачання в нестаціонарному режимі, при постійній зміні вхідних параметрів в часі. Найчастіше процеси транспорту газу описуються рівняннями в часткових похідних. У багатьох випадках доцільно використати інтегральні рівняння. При малих змінах вхідних координат x_2, \dots, x_n нелінійна функція f може бути лінеаризована, що часто використовують, наприклад, в рівняннях руху газу. Рівняння стаціонарного режиму в загальному випадку є частковим випадком рівнянь нестаціонарних режимів і можуть бути отримані прирівнюванням до нуля усіх похідних в часі.

Основна перевага експериментальних досліджень - усунення джерел похибок, пов'язаних з недостатністю апріорної інформації при складанні аналітичної моделі елементів системи газопостачання. Проте для експериментальних досліджень потрібна наявність стендів (які на початковому етапі проектування найчастіше відсутні) для великого числа випробувань з їх подальшою математичною обробкою. Можливості експериментальних методів обмежуються також вузьким діапазоном початкових даних і, головне, практичною неможливістю у ряді випадків відтворення результатів експерименту в експлуатаційних умовах або близьких до них через великі економічні втрати або тривалість експерименту.

Експериментальні дослідження найчастіше підрозділяють на лабораторні, напіввиробничі і виробничі.

При лабораторних дослідженнях частина елементів замінюється їх математичними моделями, і тому дослідження найчастіше зводиться до експериментально-теоретичного, т. е. частина фізичних процесів має не реальний характер, а замінюється на підставі аналітичних залежностей їх моделями з використанням критеріїв теорії подібності. Найчастіше для завдань проектування і експлуатації систем дальнього транспорту газу застосовуються усі методи: на початковій стадії найчастіше - теоретичні дослідження, потім - лабораторні і, нарешті, напіввиробничі і виробничі випробування.

Для завдань диспетчерського керування системами газопостачання необхідно мати математичний опис процесів газопостачання, отримані тим чи іншим методом. Будь-який елемент системи газопостачання характеризується вхідними і вихідними параметрами, які можуть бути керованими і некерованими. На ті та інші накладаються певні технологічні, економічні обмеження. Є також ряд зовнішніх чинників, найчастіше випадкових, які також необхідно враховувати в математичному описі.

Використовуються два методи математичного опису: перший ґрунтується на отриманні фізичних закономірностей, другий - на теоретичній можливості опису процесу за допомогою формальних математичних виразів.

Перший метод ґрунтується на ретельному вивченні процесів тепло- і масопереносу в елементах систем газопередачі. Математичний опис в цьому випадку складається з рівнянь матеріального та теплового балансу і т. д. При другому методі для математичного опису використовуються емпіричні математичні залежності. Часто теорія подібності в чистому вигляді не може бути застосована до процесів, що протікають в елементах системи газопередачі. Тому формальні емпіричні закономірності, отримані для лабораторних установок, не можна без додаткових досліджень використати

для розрахунку промислових об'єктів. Математичний опис ґрунтується на фізичних закономірностях, адекватно технологічному процесу. Тому другий метод доцільно застосовувати за відсутності апріорної інформації про структуру системи і фізичні процеси, що протікають в ній, для оцінки меж використання аналітичних методів, а при великій складності аналітичного опису - для отримання простіших аналітичних виразів. Проблема визначення математичного опису в елементах систем транспорту газу в стаціонарному(статичні характеристики) і нестаціонарному(динамічні характеристики) режимах є проблемою ідентифікації характеристик елементів систем транспорту газу. Її рішення складається з вибору методу, виходячи з конкретних умов роботи елемента газопостачання і наявної апріорної інформації про його властивості; вибору умов роботи і дій на цей елемент, при яких слід знімати експериментальні дані; обробки експериментальних даних для визначення шуканих характеристик; оцінки точності і т. д.

Повна модель системи складається з математичного опису зв'язків між основними змінними технологічного процесу в стаціонарному і нестаціонарному режимах, технологічних, економічних і інших обмеженнях процесу. Часто в неї включають у разі складних систем критерій оптимальної роботи.

Проте будь-який математичний опис - лише наближення до реального процесу. Тому виникає завдання оцінки адекватності моделі і необхідності її корекції. Зокрема, якщо в математичній моделі n змінних, то можна в якості критерію використати функцію

$$\Phi = \sum_{i=1}^n a_i (x_i - \bar{x}_i)^2 \quad (3.27)$$

де a_i - ваговий коефіцієнт, вибраний з міркувань важливості тих або інших змінних, виходячи з теорії чутливості; x_i і \bar{x}_i - значення мінних в моделі, визначених експериментально на об'єкті.

Функція Φ може служити кількісним виразом адекватності математичній моделі. Для корекції необхідно зробити мінімізацію функції Φ в залежності від отриманих результатів скоректувати коефіцієнти математичної моделі. За наявності лише двох змінних адекватність моделі встановлюється дуже просто - найчастіше за допомогою критерію мінімуму середньоквадратичної похибки.

Елементи системи газопостачання можна розділити на елементи із зосередженими параметрами, що описуються в загальному випадку звичайними диференціальними рівняннями, і елементи з розподіленими параметрами у просторі та часі, що описуються рівняннями в часткових похідних. Вони можуть бути лінійними і нелінійними. Теорія лінійних систем розроблена досить повно, тому в кожній слушній нагоді бажано звести нелінійну систему до лінеаризованої.

Процеси, що протікають в системі транспорту газу, можуть бути детермінованими і імовірнісними. До останніх, наприклад, можна віднести закони споживання газу в мережах низького тиску.

Методи визначення поведінки системи в стаціонарному (статична модель) і несталому (динамічна модель) режимах діляться на активні і пасивні. При активному методі необхідно мати можливість зміни параметрів системи і фіксації її поведінки. Пасивний експеримент ґрунтується на реєстрації контрольованих змінних в режимі нормальної експлуатації системи. Після експериментів по обох методиках здійснюють математичну обробку експериментальних даних, найчастіше статистичним шляхом.

Спосіб пасивного експерименту економічно більше виправданий і практично єдино можливий, коли отримують математичний опис елемента на працюючому об'єкті шляхом спеціального збору даних нормальної експлуатації або використання записів диспетчерських служб. Цей спосіб найбільш доцільний в умовах безперервної роботи газопроводу.

Принцип методики визначення статичних характеристик елементів газопостачання полягає в тому, що на вході елемента змінюють значення вхідної величини спочатку в зростаючому порядку (прямий хід), потім в спадаючому (зворотний хід), захоплюючи при цьому увесь робочий діапазон. Значення x_{ex} і $x_{вих}$ для кожного елемента вимірюють і будують графік $x_{вих}=f(x_{ex})$, який і буде статичною характеристикою між цими величинами. За результатами експерименту встановлюють діапазон можливої роботи елемента, норму чутливості, відхилення від лінійності, розкид параметрів і т. д. При необхідності експеримент проводять декілька разів і результати обробляють методом найменших квадратів. Статичні характеристики можуть бути лінійними, наприклад:

$$x_{вих} = a + k x_{ex} \quad (3.28)$$

Залежність між величинами $p_{вх}$ і Q^2 при $p_{вих} = \text{const}$ ділянки газопроводу є лінійною, оскільки $p_{ex}^2 - p_{вих}^2 = A Q^2$, звідси $p_{ex}^2 = A Q^2 + p_{вих}^2$ є рівнянням прямої лінії в координатах $p^2 - Q^2$.

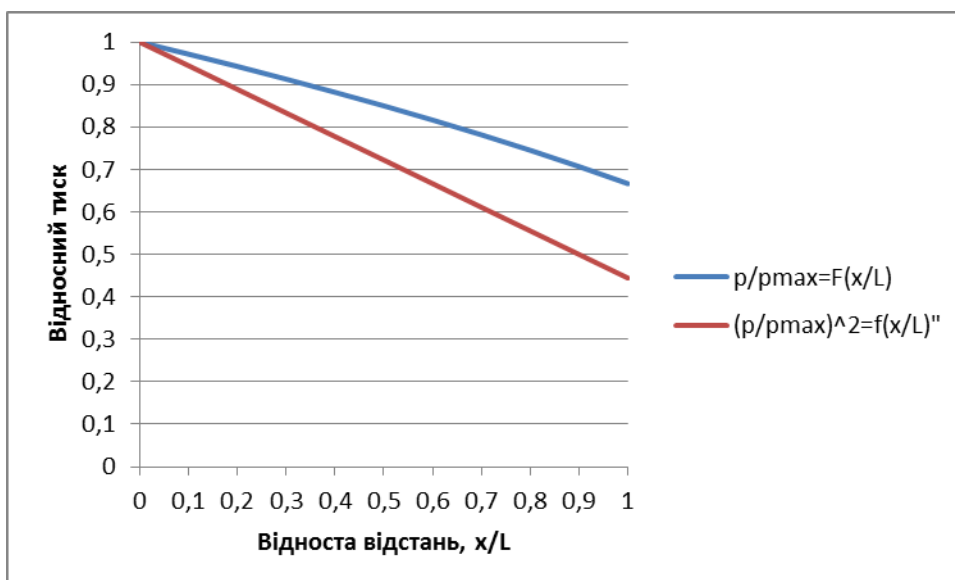


Рисунок 3.3 - Статистична характеристика ділянки газопроводу і її лінеаризація

При пасивному методі найчастіше доводиться застосовувати згладжування або статичну обробку результатів експериментів. Якщо дані експерименту розкидані, то згладжують отримані дані для пригнічення впливу випадкових перешкод. Найчастіше для цього використовують метод ковзаючого середнього і метод згладжування четвертими різницями. Для отриманої або згладженої характеристики прагнуть підібрати просту аналітичну залежність, користуючись графіками. Наприклад, маємо розташування точок, близьке до статичної функції $y = ax^b$. Замінюючи змінні і логарифмуючи її отримаємо $\lg(y) = \lg(a) + b \cdot \lg(x)$, побудуємо графік. При цьому значення $\lg(y)$ розташуються близько до прямої лінії. Для декількох крайніх (наприклад, n) значень з одного кінця підсумуємо величини y :

$$\begin{aligned} \lg(y_1) &= \lg(a) + b \lg(x_1) \\ &+ \\ \lg(y_2) &= \lg(a) + b \lg(x_2) \\ &\dots\dots\dots \\ \lg(y_n) &= \lg(a) + b \lg(x_n) \\ \lg(y_1 + y_2 + \dots + y_n) &= n \lg(a) + b \lg(x_1 + x_2 + \dots + x_n). \end{aligned} \quad (3.29)$$

Те ж запишемо для інших n точок. З двох рівнянь знаходимо a і b .

Якщо необхідно точніше побудувати шукану аналітичну залежність, використовують метод найменших квадратів.

$$y = f(x_1) + f(x_2) + f(x_3) + f(x_n) \quad (3.30)$$

де

$$\begin{aligned} f(x_1) &= a_1 + a_2 x_1; \\ f(x_2) &= b_1 + b_2 x_2; \\ f(x_3) &= c_1 + c_2 x_3; \\ f(x_4) &= d_1 + d_2 x_4; \end{aligned}$$

По значеннях y і x_1 , знаходять величини a_1 і a_2 , потім визначають $y_1 = y - f(x_1)$, по значеннях y_1 і x_2 знаходять коефіцієнт b_1 і b_2 і т. д.

Після виключення останньої складової величина функції y має бути близька до одиниці, що дає можливість судити про точність представленої

моделі. Величини a_1, a_2 . шукають методом регресійного аналізу. Цей метод достатньо точний при оцінці зв'язку місьць видобутку і споживання газу.

Такий підхід можна перенести на поліноми n - го порядку. Апроксимуюча функція визначається у виді

$$y = a_1 + a_2x_1 + a_3x_1^2 + \dots + a_nx_1^n + b_1 + b_2 + b_2x_2 + \dots \quad (3.31)$$

і повторюють описану вище процедуру. Іноді зв'язок між параметрами записується у вигляді

$$y = Cf(x_1)f(x_2)f(x_3) \cdot \dots, \quad (3.32)$$

де

$$f(x_i) = a_0 + a_1x_i + a_2x_i^2 + \dots + a_mx_i^m$$

Функції $f(x_i)$ знаходяться по мірі того, як виключаються впливи кожного з параметрів x_i на змінну y . Спочатку визначається середнє значення y , потім знаходять $y_1 = y/C$ і для y_1 і x_1 будують кореляційну таблицю і емпіричну лінію регресії, яка апроксимується за допомогою методу найменших квадратів. За коефіцієнтами a_1, a_2, \dots, a_n , знаходяться функції, які визначають регресійну залежність між величинами y_2 і x_2 і т. д.

Під динамічними характеристиками елементів газопостачання розуміють математичний опис цих елементів в окремому випадку нестационарних режимів (у перехідному режимі), задане у виді:

диференціального рівняння;

кривих зміни вихідної величини при поданні на вхід системи збурюючої дії спеціальної форми;

функцій частоти, що називаються частотними характеристиками.

Динамічні характеристики також можуть бути отримані активним або пасивним експериментом. Між різними записами динамічних характеристик є певні закономірності.

Перехідною або тимчасовою функцією (характеристикою) називають реакцію елементів системи газопостачання на стрибкоподібну зміну вхідної

величини, наприклад тиску. Знаючи перехідну характеристику $h(t)$, можна через інтеграл згортання визначити положення системи при будь-якій дії у будь-який момент часу :

$$y(t) = z(0)h(t) + \int_0^t \frac{dx(\tau)}{d\tau} h(t-\tau) d\tau \quad (3.33)$$

Якщо на вхід системи подати одиничну амплітудну дію, то така характеристика називається імпульсною перехідною. Вона є похідною від перехідної характеристики $g(t) = dh(t)/dt$. У цьому випадку маємо:

$$y(t) = \int_0^t q(t)h(t-\tau)d\tau = \int_0^t g(t-\tau)h(\tau)d\tau \quad (3.34)$$

За імпульсною характеристикою можна побудувати перехідну характеристику. Ця методика використана для задач еквівалентування рівнянь неусталеного руху газу.

Тимчасові характеристики отримуються тільки безпосередньо на об'єкті активними методами, що не завжди можливо.

Найчастіше динамічні характеристики визначаються з використанням частотних методів. Частотною характеристикою називається відношення вихідної величини до значень вхідної гармонійної дії, що розглядається як функція частоти вхідної дії. Якщо основні параметри системи не змінюються в часі, то амплітудно-фазова частотна характеристика (АФЧХ) є відношенням перетворення Фур'є вихідної величини до перетворення Фур'є вхідної дії :

$$\Phi(j\omega) = \frac{H(j\omega)}{F(j\omega)}. \quad (3.35)$$

Якщо система описується рівнянням

$$a_0 \frac{d^n x}{dt^n} + a_1 \frac{d^{n-1} x}{dt^{n-1}} + \dots + a_{n-1} \frac{dx}{dt} + a_n x = b_0 \frac{d^m y}{dt^m} + \dots + b_{m-1} \frac{dy}{dt} + b_m y., \quad (3.36)$$

То, застосовуючи перетворення Фур'є до лівої і правої частинам цього рівняння, отримуємо за нульових початкових умов:

$$\begin{aligned} a_0(j\omega)^n + a_1(j\omega)^{n-1} + \dots + a_{n-1}(j\omega) + a_n x(j\omega); \\ b_0(j\omega)^m + b_1(j\omega)^{m-1} + \dots + b_{m-1}(j\omega) + b_m x(j\omega). \end{aligned} \quad (3.37)$$

Тоді відношення

$$\frac{y(j\omega)}{x(j\omega)} = \frac{a_0(j\omega)^n + \dots + a_n}{b_0(j\omega)^m + \dots + a_m} \quad (3.38)$$

дає амплітудно-фазову характеристику елементу. При цьому поліноми знаменника і чисельника можна розбити на множники виду

$$a_1(Tj\omega + 1); \quad (T^2\omega^2 + 2Tj\omega + 1)$$

і так далі, де T - постійна, що має розмірність часу.

Амплітудно-фазову частотну характеристику розраховуємо, розбиваючи вираз $\Phi(j\omega)$ на уявну і дійсну частини $\Phi(j\omega) = \text{Re}(\omega) + j\text{Im}(\omega)$ і визначаючи значення $\text{Re}(\omega)$ і $\text{Im}(\omega)$ в діапазоні величини ω від 0 до ∞ . При цьому по осі абсцис відкладається величина $\text{Re}(\omega)$, по осі ординат - $\text{Im}(\omega)$. Величина $\text{Re}(\omega)$ є дійсною частотною характеристикою (ДЧХ), величина $\text{Im}(\omega)$ - уявною (УЧХ). Графік вектора $U(\omega) = \sqrt{\text{Re}^2(\omega) + \text{Im}^2(\omega)}$ являє собою амплітудну частотну характеристику (АЧХ), графік кута $\varphi(\omega) = \arctg \frac{\text{Im}(\omega)}{\text{Re}(\omega)}$ дає фазову частотну характеристику (ФЧХ).

Амплітудно-частотна характеристика показує, як затухає гармонійна дія виду $U \cdot \sin(Wt)$, що проходить через систему. На виході системи отримуємо сигнал

$$y(t) = U(\omega) \sin(\omega t + \varphi), \quad (3.39)$$

де величина $U(\omega) < U$ для промислових об'єктів найчастіше зменшується із зростанням частоти ω . Кут φ являється кутом фази або зміщенням (Z) і також залежить від властивостей системи і частот.

Застосуємо розглянуті методи для визначення частотного діапазону роботи трубопроводу, який дає можливість оцінити число членів ряду в рішеннях нестационарних режимів.

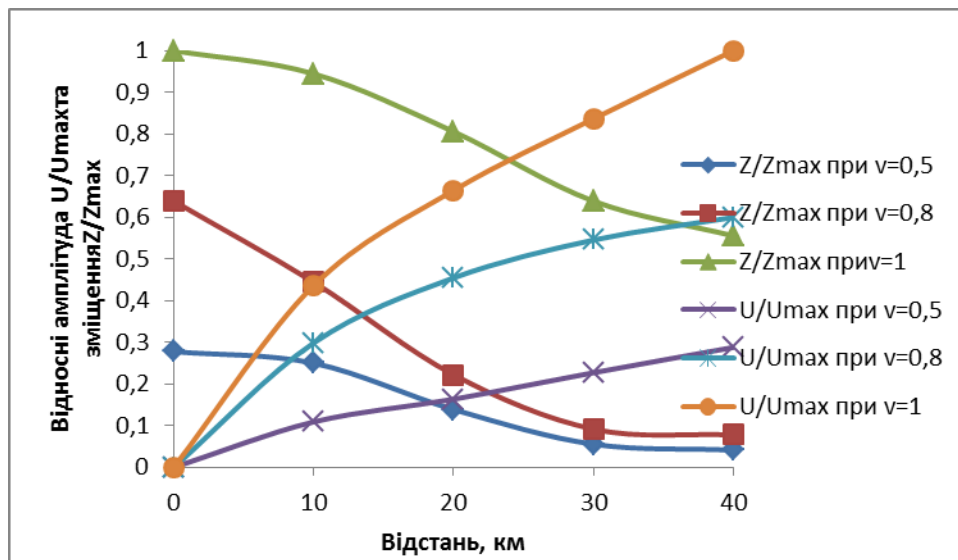


Рисунок 3.4 – Амплітудно-частотні і фазово-частотні характеристики газопроводу

При аналізі використовуватимемо відомі рівняння руху газу та нерозривності у вигляді:

$$\begin{aligned}
 -\frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{k}{F} M; \\
 -\frac{\partial p}{\partial t} &= \frac{c^2}{F} \cdot \frac{\partial M}{\partial x},
 \end{aligned}
 \tag{3.40}$$

де $M = \rho w_{cp} F$ - масова витрата в трубопроводі; w_{cp} - осереднена швидкість газу, F - площа поперечного перерізу труби, k - коефіцієнт лінеаризації.

В наведеній системі рівнянь нехтується інерційними втратами енергії, тому вона справедлива для досить довгих трубопроводів ($d/l < 5 \cdot 10^{-4}$). Для тиску маємо:

$$\frac{\partial p}{\partial t} - \frac{c^2}{k} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0. \quad (3.41)$$

Застосовуючи перетворення Лапласа за умов

$$p(x,0) = 0; \quad p(0,t) = p_0(t); \quad p(l,t) = p_1(t), \quad (3.42)$$

отримуємо

$$p(x,s) = U_1(x,s)p_0(s) + U_2(x,s)p_1(s),$$

де

$$U_1(x,s) = ch \, x \sqrt{\frac{sk}{c^2}} \left(1 - \frac{thx \sqrt{\frac{sk}{c^2}}}{thl \sqrt{\frac{sk}{c^2}}} \right);$$

$$U_2(x,s) = \frac{shx \sqrt{\frac{sk}{c^2}}}{shl \sqrt{\frac{sk}{c^2}}}$$

s — оператор диференціювання $s = d/dt$

Представляючи $s = j\omega$, отримуємо функцію $U(x, j\omega)$. Тоді можна побудувати амплітудно-частотні і фазово-частотні характеристики

$$U(\omega) = |U(j\omega)|$$

$$Z = \varphi(\omega) = \arg U(j\omega).$$

На рисунку 3.4 АЧХ і ФЧХ побудовані для $x/l = 0,8$ і $x/l = 0,5$ при різних значеннях величини $\vartheta = l^2 \omega k / c^2$. Як бачимо, при значеннях $\vartheta < 1$ похибка по амплітуді складає менше 5%. Це означає, що при аналізах режимів можна обмежитися коливаннями в газопроводі при частотах

$$\omega_H > \frac{c^2}{l^2 k} = \frac{c^2 2D}{l^2 \lambda \nu_{cp}}. \quad (3.43)$$

Для газопроводу діаметром 1420x20 мм і довжиною 100 км при середній швидкості газу 10 м/с і коефіцієнті гідравлічного опору $\lambda = 0,01$ отримуємо (газ метан середня температура 295К)

$$\omega_H = \frac{460^2 \cdot 2 \cdot 1,38}{10^{10} \cdot 0,01 \cdot 10} = 2,1 \text{ 1/год}$$

Виходячи з того, що коливання в газопроводі з точністю до 3- 6% апроксимуються шістьма-вісьмома членами ряду Фур'є, можна оцінити частотний діапазон роботи газопроводу (від ω_H до $\omega \approx 10 \omega_H$) або для магістральних газопроводів при $D > 0,5$ і $L > 50$ км. оцінка діапазону частот лежить в межах від 0,1 до 20 1/год, що відповідає періоду T від 62,8 до 0,3 год.

Таким чином, запропоновано метод використання частотних підходів в задачах імпедансу при розрахунках нестационарних процесів для оцінки частотного діапазону роботи газопроводу, проведення спрощеного аналізу режимів газопроводу.

Висновки по розділу 3

1. Показано, що для умов нестационарного режиму роботи газотранспортної системи, характерного при її експлуатації з неповним завантаженням, методи визначення фактичного значення коефіцієнта гідравлічного опору, що базуються на стаціонарних математичних моделях, призводять до похибок в розрахунках до 30%; з метою зменшення похибки запропоновано використовувати в діагностичних цілях методи, що опираються на моделі нестационарного руху газу в трубах, зокрема наведено методику визначення величини коефіцієнта гідравлічного опору.
2. Аналітично отримано рівняння, що дозволяє встановити залежність швидкості розповсюдження малих збурень в газовому потоці в залежності

від лінійної координати за умов стаціонарного режиму; аналіз результатів розрахунків показує, що розбіжності між значеннями швидкості звуку, визначеними за різними методиками, складають 2,1% - 5,8%, причому чим менша реальна швидкість звуку, тим більша розбіжність між значеннями. Проведені дослідження дозволили удосконалити метод діагностування малих витоків з газопроводу.

3. Запропоновано математичні моделі, які дозволяють прогнозувати обсяги витoku продукту в цілому по всіх видах відмов, а також по окремих причинах відмов, що дає можливість вибрати найбільш ефективні рішення для діагностики та запобігання витоків в магістральних трубопроводах.

4. Запропоновано метод використання частотних підходів, який розглянутий в задачах застосування імпедансу при розрахунках нестационарних процесів, для оцінки частотного діапазону роботи газопроводу, проведення спрощеного аналізу режимів газопроводу, чисельних способів реалізації операційних рівнянь, при аналізі роботи газопроводу методами статистичної динаміки, рівнянь неусталеного руху газу по газопроводу.

4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ В УМОВАХ ЇХ НЕПОВНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ

Оптимізація режимів роботи газотранспортної системи в умовах її роботи з неповним завантаженням має свої особливі підходи і принципи її реалізації. Особливості процедури оптимізації стосуються в першу чергу розширення області допустимих режимів і відповідно вибору технологічних схем і обладнання газотранспортної системи, адже при суттєвому зменшенні продуктивності експлуатація можлива при зменшенні числа працюючих компресорних станцій чи кількості працюючих газоперекачувальних агрегатів на кожній з них.

В умовах неповного завантаження газотранспортної системи суттєве зниження продуктивності в порівнянні з пропускнуою здатністю призводить до розширення діапазону зміни максимального і мінімального тисків. Граничними варіантами допустимих режимів слід вважати наступні; максимальний, що характеризується максимальним значенням тиску на початку лінійної ділянки, і мінімальний, що характеризується мінімальними значенням тиску в кінці лінійної ділянки. Множина всіх решта допустимих режимів знаходиться в діапазоні між вказаними граничними.

Слід зауважити, що в умовах неповного завантаження газотранспортної системи єдиними критеріями оптимальності режимів роботи можуть служити мінімум енергозатрат на транспортування газу і максимум надійності газопроводу. Керуючись першим з цих критеріїв, можна вибрати принцип оптимізації режимів з вказаної множини допустимих. Другий критерій встановлює оптимальні принципи обслуговування технологічного обладнання та газопроводів газотранспортного комплексу. З метою їх практичної реалізації необхідно

виробити стратегічні напрямки і методи оптимізації режимів і обслуговування газотранспортної системи в умовах неповного завантаження.

4.1 Критерії оптимальності експлуатаційних режимів в умовах неповного завантаження газотранспортної системи

Оптимізація режимів роботи газотранспортної системи в умовах неповного завантаження вимагає в першу чергу мінімізації енерговитрат на транспортування газу. Враховуючи енергетичні характеристики природного газу як енергоносія, критерій енергоефективності можна виразити в обсягах газу, затрачених на його транспортування. До таких затрат газу слід віднести паливний газ, який витрачається на компресорних станціях для приводу газоперекачувальних агрегатів і обсяг якого залежить від режиму роботи ГПА, та технологічний газ, що знаходиться безпосередньо в трубопроводах для підтримання тиску, необхідного для нормальної роботи КС, обсяг якого також залежить від режиму роботи системи. Тому врахування витрати газу t при різних експлуатаційних режимах, в тому числі вартості паливного та технологічного газу є одним з економічних показників експлуатаційного режиму з енергетичної точки зору.

Якщо газотранспортна система складається з декількох паралельних ниток, то в умовах неповного завантаження системи розподіл газопотоків між нитками буде нерівномірним, що вимагає розрахунку оптимального завантаження кожної з паралельних ниток.

Розрахунок ведеться методом ітерацій при відомій величині абсолютної похибки у визначенні сумарної витрати газу та витрати в кожній з паралельних ниток δQ . В основу розрахунку покладено модель стаціонарного руху газу в трубах, зокрема основне рівняння газопроводів у вигляді

$$Q_i = 0,326 * 10^{-6} d_i^{2,5} E_i \sqrt{\frac{P_{Hi}^2 - P_{Bi+1}^2}{\lambda_T \Delta Z_{cpi} T_{cpi} L_i}}$$

де Q - витрата газу в млн..м³/добу; i - номер ділянки; d_i, L_i - діаметр (мм) і довжина (км) ділянки; E_i - коефіцієнт гідравлічної ефективності ділянки; P_{Hi}, P_{Bi+1} - тиски відповідно на виході початкової КС і вході в кінцеву КС (ата); λ_T - теоретичне значення коефіцієнта гідравлічного опору; T_{cpi} - середня температура газу на ділянці (К); Z_{cpi} - коефіцієнт стисливості газу при середніх тиску і температурі; Δ - відносна густина газу.

Вихідна інформація для кожної ділянки задається у вигляді:

- сумарна фактична витрата газу по всіх нитках Q (млн..м³/добу);
- абсолютні значення тисків газу на початку P_{Hi} і в кінці P_{Bi+1} ділянки (ата);
- абсолютні температури газу на початку T_{Hi} і в кінці T_{Bi+1} ділянки (К);
- геометричні характеристики внутрішній діаметр d_i (мм) і довжина L_i (км) ділянки;
- коефіцієнт гідравлічної ефективності ділянки E_i ;
- фізичні властивості газу: відносна густина Δ і динамічна в'язкість η (кГс/м²).

В початковому наближенні приймається гіпотеза про те, що рух газу відбувається в зоні шорстких труб турбулентного режиму, і коефіцієнт гідравлічного опору не залежить від критерію Рейнольдса. Тоді для розподілу витрати між нитками системи справедливі співвідношення

$$Q_i^{(s=0)} / Q_i^{(s=0)} = (d_1 / d_i)^{2,6}$$

$$\sum_{i=1}^n Q_i = Q$$

де n – число паралельних ниток системи; s - номер ітерації.

На основі приведених формул отримано

$$Q_1^{(s=0)} = \frac{Q}{1 + \sum_{i=2}^n (d_1 / d_i)^{2,6}} ; Q_{i+1}^{(s=0)} = Q_1^{(s=0)} (d_1 / d_i)^{2,6}$$

При відомих (в початковому наближенні) значеннях витрат газу в кожній з паралельних ниток визначаються:

- значення критерію Рейнольдса

$$Re_i = 1,81 * 10^3 \frac{Q_{i1}^{(s)} \Delta}{d_i \eta}$$

- теоретичне значення коефіцієнта гідравлічного опору

$$\lambda_{Ti} = 0,067 \left(\frac{158}{Re_i} + \frac{2k_e}{d_i} \right)^{0,2}$$

- фактичне значення коефіцієнта гідравлічного опору

$$\lambda_{Fi} = \lambda_{Ti} / E_i^2$$

- значення середньої температури газу на ділянці

$$T_{cpi} = T_{zp} + \frac{T_{Hi} - T_{Bi+1}}{\ln \frac{T_{Hi} - T_{zp}}{T_{Bi+1} - T_{zp}}}$$

де T_{zp} - температура ґрунту на глибині залягання трубопроводу в непорушеному тепловому стані, яка визначається на основі даних гідрометеоцентру України за формул

$$t_{zp} = 6,9 + 3,6 \sin \frac{\pi}{180} (\tau + 165)$$

τ - момент часу року (в добах), починаючи з дати 01.01.

- значення середнього тиску газу на ділянці

$$P_{cpi} = \frac{2}{3} \left(P_{Hi} + \frac{P_{Bi+1}^2}{P_{Hi} + P_{Bi+1}} \right)$$

- значення коефіцієнта стисливості газу при середньому тиску і середній температурі газу на ділянці

$$Z_{cpi} = 1 - 5,5 * 10^5 \frac{P_{cpi} \Delta^{1,3}}{T_{cpi}^{3,3}}$$

Уточнюється значення витрати газу по кожній нитці

$$Q_i^{(s=1)} = 0,326 * 10^{-6} d_i^{2,5} \sqrt{\frac{P_{Hi}^2 - P_{Bi+1}^2}{\lambda_{Fi} \Delta Z_{cpi} T_{cpi} L_i}}$$

Визначається сумарна витрата газу по системі в першому наближенні

$$Q^{(s=1)} = \sum_{i=1}^n Q_i^{(s=1)}$$

Перевірка умови точності:

- якщо $|Q_i^{(s=1)} - Q| > \delta Q$ (δQ - точність прогнозу), то встановлюється новий розподіл витрати між нитками

$$Q_1^{(s+1)} = \frac{Q}{1 + \sum_{i=2}^n (d_1 / d_i)^{2,5} (\lambda_{Fi} / \lambda_{F1})^{0,5}};$$

$$Q_{i+1}^{(s+1)} = Q_1^{(s+1)} (d_1 / d_i)^{2,5} (\lambda_{Fi} / \lambda_{F1})^{0,5},$$

і повертаються до уточнення режиму (визначення числа Рейнольдса)

Розрахунок завершують після виконання умови $|Q_i^{(s=1)} - Q| < \delta Q$ і виводять необхідну інформацію на друк.

Знаючи кількість працюючих компресорних станцій на кожній з паралельних ниток газотранспортної системи, тиски і температури на вході і виході кожної з них і їх продуктивність при даному режимі, можна визначити

витрату паливного газу по кожній КС і системі в цілому за однією з відомих методик [36,40,109].

Для розрахунку запасів газу в трубах використовується інформація, отримана при реалізації задачі про розподіл витрати газу між паралельними нитками складної газотранспортної системи. Вихідна інформація для кожної ділянки задається у вигляді:

- абсолютні значення тисків газу на початку P_{Hi} і в кінці P_{Bi+1} ділянки (ата);
- абсолютні температури газу на початку T_{Hi} і в кінці T_{Bi+1} ділянки (К);
- геометричні характеристики лінійних ділянок: внутрішній діаметр d_i (мм) і довжина L_i (км) ділянки;
- геометричні характеристики обв'язки КС: геометричний об'єм трубопроводів і обладнання на низькій стороні V_{Bi} та геометричний об'єм трубопроводів і обладнання на високій стороні V_{Hi} (м³);
- відносна густина Δ ;
- середні значення тисків P_{cpi} і температур газу T_{cpi} , а також коефіцієнта стисливості Z_{cpi} як результати реалізації задачі

Кількість газу в кожній з паралельних ниток газотранспортної системи на кожній з ділянок між компресорними станціями з номерами i та $i+1$ знаходиться за стандартних умов ($P_c=1$ ата, $T_c=293$ К) з формули

$$W_{ij} = \frac{\pi d_{ij}^2}{4} L_i \frac{P_{cpi}}{P_c} \frac{T_c}{T_{cpi}} \frac{1}{Z_{cpi}}$$

Сумарний об'єм газу в лінійній частині газотранспортної системи

$$W_{лч} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k W_{ij}$$

де k – кількість лінійних ділянок..

Кількість газу в об'язці кожної з компресорних станцій

- на низькій стороні

$$W_{Bj} = V_{\text{геомВ}} \frac{P_{Bi}}{P_c} \frac{T_c}{T_{Bi}} \frac{1}{Z_{Bi}}$$

- на високій стороні

$$W_{Hj} = V_{\text{геомН}} \frac{P_{Hi}}{P_c} \frac{T_c}{T_{Hi}} \frac{1}{Z_{Hi}}$$

Сумарна кількість газу в об'язках КС

$$W_{KC} = \sum_{j=1}^k (W_{Bj} + W_{Hj})$$

Витрата паливного газу визначається за потужністю працюючих газоперекачувальних агрегатів на КС і нормами витрати палива на одиницю потужності.

$$W_{\text{ПГ}} = Q_{\text{ПГ}} \cdot \tau = N_{\text{КС}} q_{\text{нор}} \tau$$

де: $Q_{\text{ПГ}}$ - витрата паливного газу на протязі часу експлуатації τ ; $N_{\text{КС}}$ - ефективна потужність ГПА; $q_{\text{нор}}$ - норма витрати паливного газу на одиницю потужності для даного типу ГПА.

Індикаторна зведена потужність ГПА

$$\left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_3 = c_0 + c_1 (Q_B / \bar{n}) + c_2 (Q_B / \bar{n})^2$$

де: Q_B - об'ємна продуктивність ГПА за умов входу; \bar{n} - відносні оберти ротора; c_i - апроксимаційні коефіцієнти.

Ефективна потужність працюючих ГПА на КС

$$N_{\text{КС}} = \sum_{j=1}^n (N_{ij} + \Delta N_{Mj})$$

де: N_{ij} - індикаторна потужність ГПА для КС з номером j

$$N_{ij} = \left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{3j} \rho_{Bj} \bar{n}^3$$

ρ_{Bj} - густина газу за умов входу в ГПА

$$\rho_{Bj} = \frac{P_{Bj}}{z_{Bj}RT_{Bj}}$$

P_{Bj} , T_{Bj} - тиск і температура на вході ГПА J -тої КС.

Сумуючи витрати паливного та технологічного газу для кожного з конкуруючих режимів експлуатації газотранспортної системи в умовах неповного завантаження, отримаємо критерій, який характеризує даний режим з точки зору його енергоефективності. Мінімальні витрати паливного і технологічного газу відповідатимуть оптимальному режиму експлуатації газотранспортної системи в умовах неповного завантаження.

Запропонований принцип оптимізації режимів реалізований методом конкуруючих варіантів, які відрізняються максимальними робочими тисками, для оптимізації режимів газопроводу СОЮЗ при заданій продуктивності. Результати процедури у вигляді графіків приведено на рисунках 4.1, 4.2.

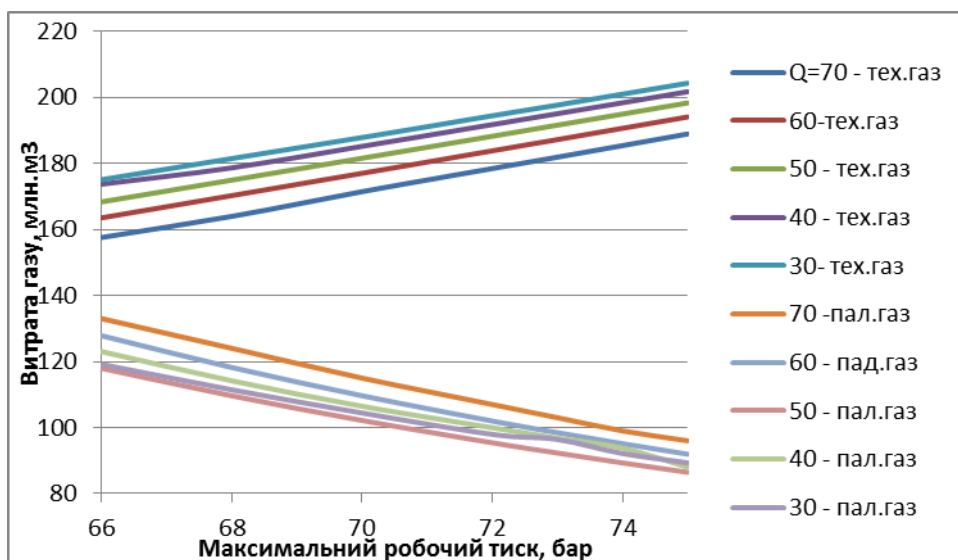


Рисунок 4.1 – Витрати паливного і технологічного газу в залежності від робочого тиску за різних ступенів завантаження газопроводу СОЮЗ

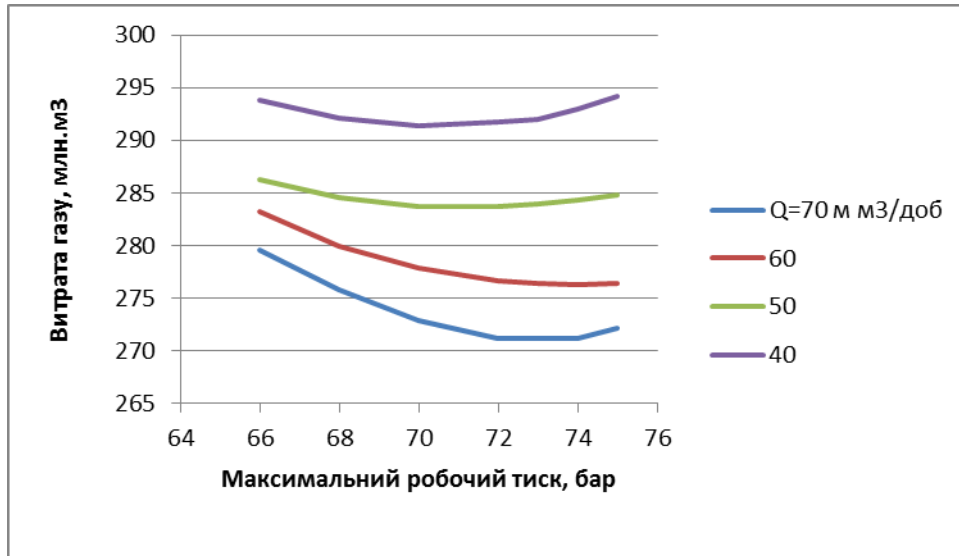


Рисунок 4.2 – Залежність сумарних витрат газу від робочого тиску за різних ступенів завантаження газопроводу СОЮЗ

Аналіз отриманих залежностей дає підстави стверджувати, що існує оптимальне значення робочого тиску на виході КС, якому відповідає мінімум енерговитрат на транспортування газу.

Збільшення кількості технологічного газу в трубах призводить до зростання робочих тисків, а, значить, до зменшення енергетичних втрат при транспорті, отже, до зменшення витрати паливного газу. Тому при оптимальному режимі сума витрат паливного і технологічного газу має мінімум.

4.2 Оптимізація режимів компресорних станцій газотранспортних систем за умови їх неповного завантаження

Газотранспортна система, працюючи в умовах неповного завантаження, характеризується широким діапазоном керуючих факторів і впливів для вибору режиму роботи її елементів, зокрема компресорних станцій.

Компресорна станція, як локальний об'єкт керування, є складним комплексом компресорного устаткування, режим роботи якого змінюється від коливання витрати газу та обсягу відборів по трасі магістрального газопроводу. Для компенсації коливань режимів у технологічних схемах КС передбачені різні ступінчасті (дискретні) способи регулювання: числом задіяних в процес машин, зміною схеми підключення машин (число груп і агрегатів в групі); застосуванням коліс нагнітачів різних діаметрів. До плавних способів регулювання відносяться: зміна швидкості обертання ротора нагнітача (в регульованому приводі), перепуск газу з виходу на вхід групи агрегатів і дроселювання.

Питанням оптимізації режимів роботи компресорних станцій газотранспортної систем присвячено роботи Бобровського С.А. [106], Жидкової М.О. [60], Зарицького С.П. [61], Поршакова Б.П. [92], Щербакова С.Г. [112], Яковлєва Є.І. [93].

Однією з головних завдань керування технологічним режимом роботи КС є підтримання тиску нагнітання на заданому рівні при оптимальному розподілі навантаження між агрегатами [106]. При цьому під оптимальним розподілом розуміється таке навантаження агрегатів, яке забезпечує мінімум енерговитрат на компримування заданого обсягу газу при відповідних граничних умовах на вході і виході станції [93].

Ряд авторів пропонують різні підходи до питання оптимізації режимів роботи ГПА на компресорних станціях газопроводів [60,112]; використовуються різноманітні критерії оптимальності [61,92]. Однак, в умовах неповного завантаження газотранспортної системи вказані підходи до принципу оптимізації режимів роботи КС і вибір критерію оптимальності при цьому мають певні особливості, зокрема, це стосується багатоцехових станцій.

З огляду на особливості математичного опису компресорних станцій і результати аналізу керуючих впливів, сформулюємо завдання оптимізації

режимів роботи компресорної станції, а саме: при заданому обсязі газу і фіксованих граничних умовах (тиск на вході P_B і виході P_H та температура газу на вході T_B) слід визначити таке поєднання машин, діаметр робочих коліс нагнітачів, оберти ротора агрегату кожного ступеня стиску, щоб був забезпечений мінімум енергетичних витрат по КС:

$$F = \min \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n f_{ij}(r, u) . \quad (4.1)$$

При цьому повинні виконуватись такі технологічні обмеження:

$$P_H < P_H^{\max}; T_H < T_H^{\max}; n_{i\min} < n_i < n_{i\max}; N_{ij} < N_{ij}^{\max}; \Delta Q < \Delta Q^{\max} \quad (4.2)$$

де u - вектор керування, компонентами якого є параметри: число обертів і агрегатів, встановлення положення кранів; r - вектор режимів, який визначається робочим тиском, витратою і температурою газу; m - число паралельних груп агрегатів, n - число послідовних ступенів; N_{ij}^{\max} , T_H^{\max} , ΔQ^{\max} , P_H^{\max} - максимальні значення відповідно потужності, температури, байпасованої кількості газу і тиску на виході; $n_{i\min}$, $n_{i\max}$ - мінімальні і максимальні допустимі оберти роторів нагнітачів.

Рішення завдання пов'язане з перебором великої кількості варіантів режимів, тому для спрощення розрахунку доцільно використовувати технологічні закономірності процесу компримування.

Рядом дослідників [60,61] було висунуто припущення про ступінь завантаження компресорних машин: перші машини по ходу газу економічно доцільно завантажити в більшій мірі. Враховуючи низький ККД газотурбінного приводу [92,112], висунуто наступні передумови

а) з точки зору енергетичних експлуатаційних витрат при однакових граничних умовах n агрегатів завжди гірше ніж $n-1$ агрегат;

б) у всіх випадках економічно вигідно більше завантажувати першу по ходу газу машину.

В даний час відомі методи динамічного програмування, метод розподілу ресурсів, комбінаторний метод і ін. [93,116] , придатні для комп'ютерної оптимізації експлуатаційних режимів компресорних станцій. Пропонується метод, заснований на логіко-комбінаторних принципах, що впливають на сформульовані вище передумови про завантаження машин на компресорній станції. З огляду на правомірність висунутих припущень, можна розпочати створення методу оптимізації режимів КС, алгоритм якого реалізується наступним чином.

1. Визначити число паралельних груп машин за формулою

$$m = \frac{Q_{np}}{q_{np\max}}, \quad (4.3)$$

де Q_{np} - зведена об'ємна продуктивність КС, $q_{np\max}$ - зведена максимальна продуктивність агрегату, що входить в паралельну групу.

Якщо відношення m містить дробову частину, то число груп приймають рівним $m+1$, а продуктивність однієї групи коректують відповідно за формулою

$$q_{np} = \frac{Q_{np}}{m+1}. \quad (4.4)$$

2. Перевіряють умову $P_{Hj}(\theta) > P_{H1}^{\max}$, де $P_{Hj}(\theta)$ - тиск для j -го ступеня при мінімальних приведених обертах θ , P_{H1}^{\max} - заданий тиск після першого ступеня стиску. Якщо умова виконується, то переходять и до пункту 5, в іншому випадку визначають компоненти вектора стану $r(P_{Hj}, T_{Hj})$ і значення функціоналу F_j при $\inf \theta$.

3. Аналізують нерівність $P_{Hj}^*(\theta) > P_{H2}^{\max}$, де $P_{Hj}^*(\theta)$ – тиск при максимальних приведених обертах θ , P_{H2}^{\max} - заданий тиск після першого ступеня стиску.

Якщо умова виконується, то переходять до пункту 6, в іншому випадку визначають компоненти вектора стану $r(P_{H_j}, T_{H_j})$ і значення функціоналу F_j при $\sup \theta$.

4. Збільшують на одиницю число ступенів і перевіряють умову $j \oplus 1 = y$. Якщо рівність не виконується, то переходять до пункту 1, якщо виконується, то встановлене число машин не може виконати заданих граничних умов.

5. Визначають перепад тиску на вхідному крані за формулою

$$P_{H_{j-1}}^* = \frac{P_{H1}^{\max}}{\varepsilon_j}; P_{H_{j-1}}^*(\theta) = P_{H_{j-1}} + \Delta P_i \quad (4.5)$$

і дають оцінку функціоналу відповідно до нерівності $\sum F^{(c)} - \sum F^{(c-1)} > 0$ (c - індекс функціоналу, що вказує на номер варіанта).

Шляхом порівняння значень функціоналів вибирають оптимальні керуючі впливи. Потім перевіряють умову $m \oplus 1 = I$, що характеризує перебір діаметрів коліс нагнітачів. Якщо код сполучення не дорівнює кінцевій комбінації I , то здійснюється перехід до пункту 2, інакше – до видачі результатів,

6. Знаходять ступінь підвищення тиску $\varepsilon_{j+1}(\theta)$ при θ і дають оцінку $P_j(\varepsilon) > P_j(\theta)$.

Якщо виконується нерівність, то переходять до наступного пункту, якщо ні, то змінюють дискретну величину керуючого впливу. Рахунок продовжується до виконання умови нерівності.

7. Якщо тиск $P_{H2}^* < P_{j+1}(\varepsilon)$, то необхідно визначити ΔP_{j+1} і далі $\nu = \Delta P_{j+1} / P_{H2}^*$. Знаючи величину ν , знаходять $\Delta P_j = \nu P_j(\theta)$ і аналогічно ΔT_j , за якими корегують $P_j(\theta)$ і $T_j(\theta)$ за співвідношеннями

$$\begin{aligned} \bar{P}_j(\theta) &= P_j(\theta) - \Delta P_j; \\ \bar{T}_j(\theta) &= T_j(\theta) - \Delta T_j. \end{aligned} \quad (4.6)$$

8. Проводять зворотнє виконання кроків, перевіряючи при цьому умову $-j \oplus 1 = 0$. Якщо кількість кроків не рівна нулю то переходять до пункту 6, в іншому випадку - до пункту 5.

4.3 Принцип оптимізації режимів багатоцехових компресорних станцій

Для компресорних станцій, обладнаних різними типами агрегатів з електро- і газотурбінними приводами або машинами різної потужності з газотурбінним приводом, пропонується застосувати два способи. Перший спосіб ґрунтується на використанні багатовимірної нелінійної екстраполяції для наближеного відшукування параметрів компресорної станції за інформацією про фактичні режими роботи.

Нехай $F=f(R)$ є невідомою залежністю критерію якості від оптимальних параметрів системи. Складовими вектора R можуть бути число включених машин, число обертів по кожному з агрегатів, Q, P, T - режимні параметри, енерговитрати на компримиування газу і ін. Нехай $\bar{R} = (Q, P_{\text{вх}}, T_{\text{вх}}, n)$ даний вектор стану.

Завдання полягає у відтворенні невідомої векторної функції $F=f(\bar{R})$ за кінцевим числом відомих значень вектора \bar{R} і відповідних значень F .

Для КС з різними типами привода отримано характеристики

$$F = f(Q, P_B, \varepsilon, m, n), m, n) \quad T_H = f(T_B, \varepsilon) \quad (4.7)$$

у вигляді полінома

$$Y = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n \dots \sum_{k=0}^p a_{ij\dots k} X_1^{\pm i} X_2^{\pm j} \dots X_p^{\pm k} \quad (4.8)$$

Коефіцієнти поліному визначаються за параметрами фактичних режимів роботи КС, в результаті створюються передумови для визначення числових значень функціоналу.

Другий спосіб полягає в тому, що складна багатоцехова КС розподіляється на декілька умовних компресорних станцій, обладнаних однотиповими агрегатами. У разі, коли однотипове устаткування зосереджене в окремих цехах і компримування газу здійснюється за послідовною схемою їх з'єднання, кожен такий цех розглядається як самостійна компресорна станція зі своїми технологічними обмеженнями. Щоб укласти це в загальну схему розрахунку газопроводу, між такими КС вводять фіктивну лінійну ділянку, що допускає падіння тиску не більше, ніж в технологічній обв'язці КС.

Щоб відшукати оптимальний варіант роботи багатоцехової КС, обладнаної агрегатами різних типів, застосовують методи послідовних наближень.

Розрахунок багатоцехової компресорної станції заснований на описаному вище методі вибору оптимального режиму роботи компресорної станції, обладнаної однотиповими агрегатами.

За заданою величиною потоку газу Q_i через КС, тисками на вході P_{Bi} і виході P_{Hi} вибирають таку схему підключення агрегатів (з наявних можливих), тобто такі значення числа груп k_i i -тої компресорної станції і числа ступенів стиснення s_i , щоб енергетичні витрати на компримування газу були мінімальними:

$$F_i(r, u)_{Q_i} = F_{\min}^{(i)}(r, u) . \quad (4.9)$$

Уявімо компресорну станцію, що складається з i_1 паралельно і j_1 послідовно діючих цехів $i_1 = 1, n$; $j_1 = 1, m$. Цехи відрізняються різними типами нагнітачів, а отже, і обмеження у них різні (наприклад, границі регулювання

за обертами, максимально допустимі потужності агрегатів, діапазон зміни об'ємної продуктивності відцентрових нагнітачів). Сукупність цих обмежень визначає область допустимого керування.

У загальному випадку для складної багатоцехової компресорної станції ставиться завдання при наступних додаткових умовах

$$\sum_{i=1}^n \sum_{k_1=1}^{k_r} q_{i k_1}^{(i)} = Q_i; i = 1, 2, \dots, n; k_i = 1, 2, \dots, k_r$$

$$\sum_{j_1=1}^m \sum_{s_1=1}^{s_p} \Delta P_{j_1 s_1}^{(i)} = P_H^{(i)} - P_B^{(i)} = \Delta P_i; j_1 = 1, 2, \dots, m; s_1 = 1, 2, \dots, s_p \quad (4.10)$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \dots = \Delta P_n$$

де Q_i — величина потоку газу в i -тій групі j -го цеху; $\Delta P_{j_1, s_1}$ — підвищення тиску на s_1 -го ступеня j_1 -го цеху.

Функціонал, що мінімізується, при цьому складатиметься з суми витрат на компримування газу по всіх цехах:

$$F_i(r, u)_{Q_i} = \sum_{i_1=1}^n \sum_{j_1=1}^m F_{i_1 j_1}^{(i)}(r, u) \quad (4.11)$$

Таким чином, завдання розрахунку оптимального варіанту роботи багатоцехової компресорної станції є завданням пошуку оптимального плану розподілу навантажень між окремими її цехами. При цьому виходять з мінімуму сумарних енергетичних витрат з урахуванням відповідних технологічних обмежень.

Задачу вирішують, знижуючи розмірність функціоналу методом послідовного наближення і подальшого розрахунку одновимірного завдання оптимізації КС за логіко-комбінаторним методом.

Для кожного варіанту плану розподілу Q_i вирішують задачу оптимізації режиму роботи кожного цеху КС, підраховують відповідні до цього плану сумарні енерговитрати, на підставі чого ухвалюють рішення про подальший хід обчислень. Така покрокова процедура оцінки планів розподілу Q_{il} , Q_{il-1} шляхом зіставлення відповідних їм мінімальних енерговитрат $F(Q_{il})$ і $F(Q_{il-1})$ дозволяє за два кроки визначити напрям пошуку екстремуму і потім визначити його величину з наперед заданою точністю. При цьому передбачається, що функція $F(Q_{il})$ увігнута, має єдиний екстремум. Крок дискретизації по Q_i в області екстремуму може бути вибраний скільки завгодно малим.

Як приклад застосування запропонованого методу оптимізації розглядається прогнозування режимів роботи багатоцехової компресорної станції, яка складається з двох цехів: цех 1 обладнаний газоперекачувальними агрегатами типу ГТК-10І в кількості 7 одиниць; цех 2 обладнаний газоперекачувальними агрегатами типу ГТК-25І в кількості 3 одиниці (всі ГПА працюють за паралельною схемою включення). Для кожного одиничного агрегату на основі графічних зведених характеристик будуються аналітичні моделі у формі:

- для витрати

$$\varepsilon_j^2 = (\alpha_j + \beta_j \bar{n} \sqrt{\frac{z_3 R_3 T_{B3}}{z_B R T_B}}) - (\gamma_j + \vartheta_j \bar{n} \sqrt{\frac{z_3 R_3 T_{B3}}{z_B R T_B}}) (Q_{Bj} / \bar{n})^2, \quad (4.12)$$

- для потужності

$$N_{ij} = \left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{3j} \rho_{Bj} \bar{n}^3 \quad (4.13)$$

$$\left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{3j} = c_0 + c_1 (Q_B / \bar{n}) + c_2 (Q_B / \bar{n})^2$$

де j - номер цеху; $\alpha_j, \beta_j, \gamma_j, \vartheta_j, c_0, c_1, c_2$ - сталі коефіцієнти, що визначаються для кожного типу нагнітачів за їх зведеними характеристиками; $\bar{n} = n/n_n$ -

відносні оберти ротора; z_3, R_3, T_{B3} - параметри зведення характеристик; ε_j - ступінь підвищення тиску; Q_{Bj}, ρ_{Bj} - об'ємна витрата і густина газу за умов входу в кожен цех.

Задача оптимального розподілу навантаження між цехами формулюється наступним чином: прогнозувати розподіл витрати між цехами при заданій сумарній продуктивності КС та тисках на вході і виході, при якому енерговитрати на компримування будуть мінімальними.

На рисунку 1 представлено графіки витрати одиничного ГПА різних типів (ГТК-10І та ГТК-25І) та їх потужності в залежності від швидкості обертання ротора для заданого ступеня підвищення тиску $\varepsilon = P_H / P_B$, однакового для обох цехів з причини їх паралельного включення.

Якщо відома продуктивність КС за умов входу Q_B^{KC} , то розподіл її між цехами матиме вигляд

$$Q_B^{KC} = Q_B^1 + Q_B^2 = Q_B^1(1 + Q_B^2 / Q_B^1) = Q_B^1(1 + R_Q)$$

Звідси продуктивності цехів становлять

$$Q_B^1 = Q_B^{1KC} / (1 + R_Q); Q_B^2 = Q_B^1 R_Q \quad (4.14)$$

У відповідності до (4.14), задаючись розподілом витрати газу між цехами R_Q , можна визначити множину режимів, які забезпечать задану продуктивність станції. З цієї множини слід вилучити всі режими, які не можуть бути реалізовані на практиці з умови протипомпажного захисту та інших обмежень. Решта допустимих режимів слід порівняти за критерієм енерговитратності, оскільки при неповному завантаженні газотранспортної системи цей критерій слід визнати найбільш доцільним.

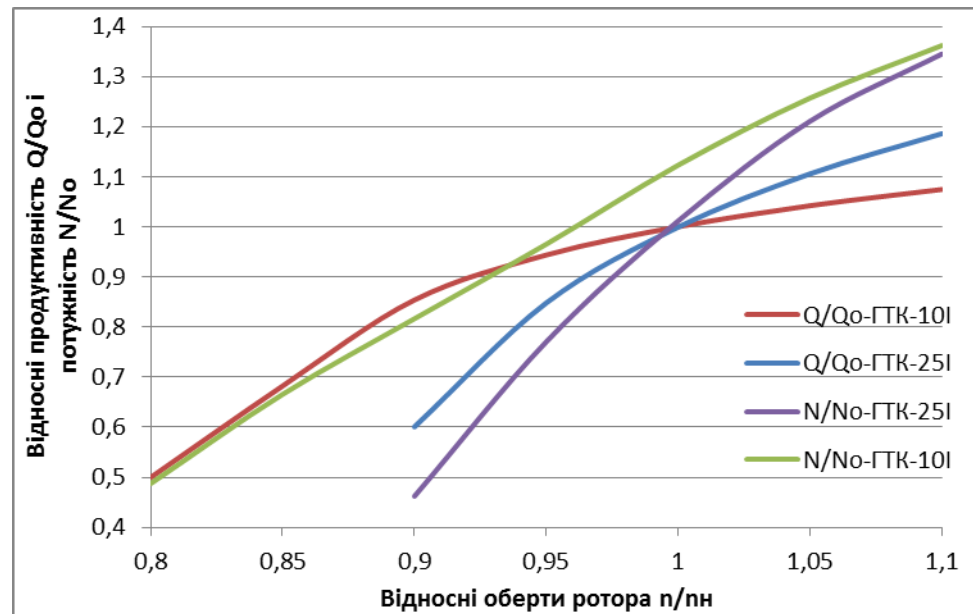


Рисунок 4. 3– Залежність продуктивності і потужності ГПА від швидкості обертання роторів

Для кожного з допустимих режимів, що характеризуються співвідношенням R_Q , визначають число паралельно працюючих агрегатів у кожному з цехів.

$$r_j = Q_B^j / Q_{Bj}, \quad (4.15)$$

де Q_B^j - продуктивність j -того цеху у відповідності до (4.14); Q_{Bj} - продуктивність одиничного ГПА в j -тому цеху, визначена за (4.12) або з графіків (рисунок 4.3).

Змінюючи оберти ротора нагнітачів у кожному цеху, визначають продуктивність одиничного ГПА в кожному з цехів таким чином, щоб число паралельно працюючих агрегатів у кожному з цехів, знайдене за (4.15), було цілим. Якщо задану умову виконати не можливо, то даний режим відкидають як неприпустимий. Таким чином, для кожного з можливих режимів визначають число паралельно працюючих агрегатів в кожному з цехів, їх продуктивність за умов входу і відносні оберти ротора. Ці дані дозволяють за (4.13) або графіками (рисунок 4.3) визначити потужність одиничного агрегату в кожному з цехів і потужність кожного цеху загалом і сформувати для кожного з режимів критерій енергоефективності у формі (4.12). При цьому слід враховувати умову, що з точки зору мінімуму енергетичних експлуатаційних витрат при однакових граничних умовах n агрегатів завжди гірше, ніж $n-1$ агрегат. За мінімум критерію енергоефективності вибирають оптимальний режим, для якого прогнозовано розподіл продуктивності КС між цехами, кількість працюючих ГПА в кожному з цехів, продуктивність та потужність кожного з агрегатів і швидкість обертання їх роторів.

В наведеному прикладі розглядалася гіпотетична двоцехова компресорна станція, і в результаті використання розробленої методики отримано результати визначення критерію енергоефективності, які подано в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати оптимізації режиму КС за критерієм енергоефективності

№	R_Q	$Q_B^1 \text{ м}^3/\text{х}$	$Q_B^2 \text{ м}^3/\text{хв}$	r_1	r_2	\bar{n}_1	\bar{n}_2	$(N/No)_1$	$(N/No)_2$	$F(Q_{il})$
1	1	578,4	578,4	3	1	0,934	1,026	0,921	1,011	0,9462
2	0,8	642,7	514,2	3	1	1,021	0,978	1,018	1,007	0,9457
3	0,6	723,3	433,8	3	1	1,019	0,955	1,028	0,889	0,9719
4	0,5	771,2	385,6	4	1	0,95	0,917	0,978	0,922	1,0
5	0,4	826,3	330,5	4	1	режим	немо	жливий		

Як видно з результатів обчислень, наведених в таблиці 4.1, оптимальним режимом роботи двоцехової КС слід вважати режим, згідно з яким в цеху 1 працюють паралельно 3 ГПА ГТК-10І з відносними обертами $\bar{n} = n/n_n = 1,021$ загальною потужністю 30,54 МВт, а в цеху 2 – 1 ГПА ГТК-25І з відносними обертами $\bar{n} = n/n_n = 0,978$ загальною потужністю 25,175 МВт і забезпечують при цьому задану продуктивність станції 95 млн.м³ на добу при тиску на вході 5 МПа, а на виході - 7,5 МПа.

Вирішено важливу задачу керування технологічним режимом роботи компресорної станції, яка полягає в підтриманні заданого тиску нагнітання при оптимальному розподілі навантаження між агрегатами. Для багатоцехових КС, обладнаних різнотиповими ГПА, оптимальним розподілом навантаження між цехами слід вважати такий розподіл потужностей, який забезпечує мінімум енерговитрат на компримування заданого обсягу газу при відповідних граничних умовах на вході і виході станції. Встановлено форму та зміст критерію оптимальності, наведено математичний апарат для практичної реалізації задачі.

Висновки по розділу 4

2. Вирішено важливу задачу керування технологічним режимом роботи компресорної станції, яка полягає в підтриманні заданого тиску нагнітання при оптимальному розподілі навантаження між агрегатами. Для багатоцехових КС, обладнаних різнотиповими ГПА, оптимальним розподілом навантаження між цехами слід вважати такий розподіл потужностей, який забезпечує мінімум енерговитрат на компримування заданого обсягу газу при відповідних граничних умовах на вході і виході станції. Встановлено форму та зміст критерію оптимальності, наведено математичний апарат для практичної реалізації задачі.
3. Запропоновані методи, що базуються на використанні стохастичних математичних моделей з використанням в якості вихідної інформації передісторії експлуатації газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях, дозволяють оцінити реальний технічний стан кожного ГПА і прогнозувати його залишковий ресурс та ймовірність безвідмовної роботи.
4. Проведені розрахунки даватимуть змогу прийняття конкретних техніко-економічних рішень, які стосуються характеру подальшого обслуговування обладнання компресорних станцій, вибору стратегій контролю параметрів технічного стану, планування профілактичних ремонтів або заміни газоперекачувальних агрегатів.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ

На основі результатів проведених досліджень вирішено важливу науково-технічну задачу раціонального керування принципами експлуатації газотранспортних систем за умови їх неповного завантаження з метою забезпечення заданої на певному проміжку часу продуктивності при мінімальних енерговитратах, а саме:

1. На основі дослідження закономірностей зміни параметрів стаціонарних режимів роботи газотранспортної системи в умовах зміни обсягів транспортування газу запропоновано принцип побудови математичної моделі на базі інтегральних коефіцієнтів впливу для оперативного керування її експлуатацією, який характеризується достатньою точністю і високою швидкістю реалізації.
2. Аналітичні дослідження нестационарного процесу в газопроводі, викликаного стрибкоподібною зміною витрати газу, дозволили встановити, що при максимально допустимому стаціонарному тиску на початку лінійної ділянки газопроводу амплітуда його коливання може призвести до короткочасного перевантаження стінок труби, що вимагає в умовах оперативного керування режимами прийняття рішення про забезпечення допустимого тиску, на виході компресорної станції; встановлено закономірності протікання нестационарних процесів в газотранспортних системах великої протяжності, викликаних зупинкою компресорних станцій, зокрема доведено, що на тривалість нестационарного перехідного режиму має суттєвий вплив розміщення відключеної КС на трасі газопроводу, причому з збільшенням її порядкового номера в системі тривалість

нестационарного процесу і величина зниження продуктивності зменшуються.

3. Показано, що для умов нестационарного режиму роботи газотранспортної системи, характерного при її експлуатації з неповним завантаженням, методи визначення фактичного значення коефіцієнта гідравлічного опору, що базуються на стаціонарних математичних моделях, призводять до похибок в розрахунках до 30%; з метою зменшення похибки запропоновано використовувати в діагностичних цілях методи, що опираються на моделі нестационарного руху газу в трубах; встановлено залежність швидкості розповсюдження збурень в газовому потоці як функцію лінійної координати, що дало змогу удосконалити метод діагностування малих витоків; запропоновано стохастичні моделі прогнозування обсягів витoku продукту, що дає можливість вибрати найбільш ефективні рішення для задач діагностики. ,
4. Запропоновано принцип оптимізації режимів роботи газотранспортних систем в умовах неповного їх завантаження за критерієм мінімуму енерговитрат на транспортування газу. Вирішено задачу керування технологічним режимом роботи компресорної станції, яка полягає в підтриманні заданого тиску нагнітання при оптимальному розподілі навантаження між агрегатами. Для багатоцехових КС, обладнаних різнотиповими ГПА, оптимальним розподілом навантаження між цехами слід вважати такий розподіл потужностей, який забезпечує мінімум енерговитрат на компримування заданого обсягу газу при відповідних граничних умовах на вході і виході станції. Встановлено форму та зміст критерію оптимальності, наведено математичний апарат для практичної реалізації задачі.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Александров А. В. Проектирование и эксплуатация систем дальнего транспорта/ А.В. Александров, Е.И.Яковлев – М.: Недра., 1972. – 93 с.
2. Асатурян А.М. О неустановившихся движениях газа в трубопроводах А.М. Асатурян, З.Т. Галиуллин, В.И. Черников // Изв. вузов. Нефть и газ.– 1961.– №10.– С.73–79.
3. Баканов М.И Теория экономического анализа/ М.И. Баканов, А.Д. Шеремет – М.: Финансы и статистика. – 1993. – 288 с.
4. Белаш П.М. О коэффициентах влияния и взаимовлияния при решении задач регулирования отбора нефти из нефтяных и газовых месторождений: В сб. «Энергетика и электроника в нефтяной промышленности»// МИНХиГП им. И.М. Губкина, вып. 47. М.:, Недра, 1964, С.14 – 27.
5. Бразирович Е.Ю. Некоторые математические вопросы теории обслуживания сложных систем/Е.Ю. Бразирович, И.А.Каштанов– М.: Сов. радио, 1971. – 519 с.
6. Бобровский С. А. Движение газа в газопроводе с путевым отбором/ С.А. Бобровский, С.Г. Щербаков, М.А. Гусейнзаде – М.: Наука, 1972. – 193 с.
7. Бобровский С.А., Селиверстов А.Н. О вычислении опрессовочной воды из газопровода/С.А. Бобровский, А.Н. Селиверстов// ВНИИгазпром, 1970. – №10. – С.15–17.
8. Бородавкин П.П. Сооружение магистральных трубопроводов/ П.П. Бородавкин, В.Л. Березин– М.: Недра, 1978.– 407 с.
9. Бородавкин П.П. Трубопроводы в сложных условиях/ П.П. Бородавкин, В.Я. Таран– М.: Недра, 1968.– 346 с.

10. Будзуляк Б.В. Методология повышения эффективности эксплуатации системы трубопроводного транспорта газа на стадии развития и реконструкции/Б.В. Будзуляк - Москва, НЕДРА, 2003 – 170с.
11. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем/Н.П. Бусленко – М.: Наука, 1978. – 399 с.
12. Бусленко Н.П. Автоматизация имитационного моделирования сложных систем/Н.П.Бусленко – М.: Наука, 1977. – 536 с.
13. Бутузов А.И. Обобщенные переменные теории переноса/ И.А.Бутузов, В.М.Минаковский– К.: Выща шк., 1970. – 100 с.
14. Вариационный контроль технического состояния газоперекачивающих агрегатов / Ю.Н.Васильев, М.Е.Бесклетный, Е.А.Игуменцев и др. – М.: Недра, 1987. – 197 с.
15. Вассерман А.А. Теплофизические свойства воздуха и его компонентов/ А.А. Вассерман, Я.З. Казачинский, В.А. Рабинович – М.: Наука, 1966. – 375 с.
16. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969 – 572 с.
17. Вольський Э.Л. Надежность и оптимальное резервирование газовых промыслов и магистральных газопроводов/Э.Л.Вольський, А.И.Гарляускас, С.В Герчиков – М.: Недра, 1970. – 280 с.
18. Гарляускас А.И. Математическое моделирование оперативного и перспективного планирования систем транспорта газа.–М.:Недра, 1975. – 160 с.
19. Говдяк Р.М. Енергетична безпека нафтогазових об'єктів/Р.М. Говдяк, Я.М. Семчук, Л.Б. Чабанович та ін. Івано-Франківськ, Лілея НВ, 2007 – 554
20. Гончарук М.І. Аналіз причин втрат природного газу/ М. І. Гончарук // Нафтова і газова промисловість. — 2003. — № 1. — С. 51-53.

- 21.Грудз В.Я., Грудз В.Я. (молодший) Удосконалення методу діагностування витоків з газопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень. Прикарпатський вісник НТШ. Число. – 2017 - №1(37) – С.217 .
22. Грудз В.Я., Грудз В.Я. (молодший) Детерміновані методи оптимізації експлуатаційних режимів газотранспортних систем. Прикарпатський вісник НТШ. Число. – 2017 - №2(38) – С.236 – 246
- 23.Грудз В.Я., Грудз В.Я. (молодший) нестационарні процеси в газотранспортних системах за умови їх неповного завантаження.// Матеріали 6-тої міжнародної науково-технічної конференції нафтогазова енергетика. 2017. Івано-Франківськ. 15-19 травня 2017. с.213.
- 24.Грудз В.Я. Технічна діагностика трубопровідних систем/В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В Костів та ін. – Івано-Франківськ.: Лілея-НВ, 2012.-512с.
- 25.Грудз В.Я. Оптимізація обслуговування газопомпувальних агрегатів компресорних станцій ПСГ/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В. Костів та ін// Науковий вісник ІФНТУНГ. Спецвипуск2(8), 2004
- 26.Грудз В.Я. Ефективність використання енергоресурсів у процесі трубопровідного транспорту газу/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, А.В. Дацюк// Нафтогазова енергетика. № 1. – 2008
- 27.Грудз В.Я. Статистична оцінка енерговитрат на транспорт газу магістральними газопроводами/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, А.В. Дацюк//Нафтова і газова промисловість.№ 2. - 2008
- 28.Грудз Я.В. Математична модель для дослідження створеного газопроводом температурного поля в ґрунті/Я.В. Грудз, Ф.І. Стоцький, Т.Ф. Тутко та ін. //Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. № 3. – 2008
- 29.Грудз В.Я. Визначення кількості тепла, акумульованого ґрунтом навколо трубопроводу/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, А.В. Дацюк// Нафтогазова енергетика №1(4)-2011. – С.39-42

- 30.Грудз В.Я. Ідентифікація несправностей газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів// В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В. Рудко// Науковий вісник ІФНТУНГ №1(27)-2011.-С.53-56
- 31.Грудз В.Я. Оцінка технічного стану елементів газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В. Рудко// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ".- 2002. - №1(38). – 2011. – С88-90.
- 32.Грудз В.Я. Математичне моделювання фільтрації газу в ґрунті внаслідок виникнення малих витоків в газопроводі/В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В. Фейчук та ін. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – № 3(40). – 2011. – С.66-69
- 33.Грудз В.Я. Статистична оцінка втрат газу в розподільних мережах/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В. Фейчук та ін. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – №2. – 2012. – С. 34-36
- 34.Грудз В.Я. Енергетична ефективність використання високопотужних газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях багато-ниткових систем/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.І. Слободян// Нафтогазова енергетика-2010 - №2 – С.30-33
- 35.Грудз В.Я. Характеристика режимів роботи компресорних станцій магістрального газопроводу/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.І. Слободян// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – № 4. – 2010. – С.124-126
- 36.Грудз Я.В. Енергоефективність газотранспортних систем/Я.В.Грудз-Івано-Франківськ. – Лілея НВ,- 2012.- 186с.
- 37.Грудз Я.В. Енергетичний баланс трубопровідного транспорту газу/Я.В. Грудз// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – № 3(40). – 2012. – С.

- 38.Грудз Я.В. Оцінка впливу нестационарності газового потоку на енергоефективність транспорту газу/ Я.В. Грудз // Науковий вісник ІФНТУНГ. Випуск 3, 2012 – С.137 - 143
- 39.Грудз Я.В. Оцінка енергоефективності газоперекачувальних агрегатів в умовах компресорних станцій/ Я.В. Грудз // Науковий вісник ІФНТУНГ. Спецвипуск 2, 2012 – С.57-69
- 40.Грудз Я.В. Оптимізація режимів роботи газопроводу з урахуванням енерговитратності транспорту газу/ Я.В. Грудз // Нафтогазова енергетика. № 2. – 2012 – С.12 - 15
- 41.Грудз Я.В. Прогнозування технічного стану газоперекачувальних агрегатів / Я.В. Грудз // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – № 4(41). – 2012. – С.34-38
- 42.Грудз В.Я. Математична модель магістрального газопроводу як єдиної енергосистеми/В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, Л.Т. Гораль та ін. // Міжнародна науково-технічна конференція «Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи» Івано-Франківськ 2009р.- – С.34-35
- 43.Грудз В.Я. Оптимізація режимів роботи газонафтотранспортних систем України в умовах їх неповного завантаження. /В.Я. Грудз, М.Д. Середюк. Тези доповіді в комітеті з енергозбереження Верховної Ради. 2015.
- 44.Грудз В.Я. Дослідження енергетичного стану складних газотранспортних систем/В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.І. Слободян та ін. // Матеріали Всеукраїнської наук.-прак. конф. «Шляхи підвищення ефективності експлуатації трубо-провідного транспорту нафти і газу іта підготовка кадрів для галузі» Ів-Франківськ, 2010-С.9-12
- 45.Грудз В.Я. Оцінювання величин втрат газу і площ забруднення при пошкодженні магістрального газопроводу/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В. Фейчук та ін.// Надежность и безопасность трубопроводного транспорта. Материалы 7 международной научно-технической конференции. – Полоцк, 2011 - С. 102-103

- 46.Грудз В.Я. Аналітичні дослідження витоків газу з газопроводу/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В. Костів// Матеріали між народ.наук.-техн. конф.»Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу».Ів.-Франківськ, 15-18 травня 2012.С.66-67
- 47.Грудз Я.В. Вплив нестационарності газового потоку на енерговитрати при транспортуванні/Я.В. Грудз// Матеріали між народ.наук.-техн. конф. «Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу».Ів.-Франківськ, 15-18 травня 2012.С.66-67
- 48.Грудз, В.Я, Костів, ЯВ, Процюк, В.Р, Тимків, Д.Ф 2016, Математичне моделювання складних газотранспортних систем в комплексі ПСГ’, *Scientific Journal “Science Rise”*, № 4 (21), р. 44–49.
- 49.Грудз В.Я. Обслуживание газотранспортных систем/В.Я. Грудз, Д.Ф.Тымкив, Е.И.Яковлев –Киев: 1991 – 160 с.
- 50.Грудз В.Я. Обслуговування і ремонт газопроводів/В.Я. Грудз, Д.Ф.Тимків, В.Б. Михалків та ін. //Івано-Франківськ, Лілея-НВ, 2009 – 710с.
- 51.Грудз В.Я. Пускові динамічні параметри газу на дільниці магістрального газопроводу/В.Я. Грудз В, Т.Ф.Тутко// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: транспорт і зберігання нафти і газу. – 2001. № 38 – С.45–61.
- 52.Гусейнов Ч.С. Влияние конденсата на производительность газопровода/Ч.С. Гусейнов// Трубопроводный транспорт нефти и газа: Тр. МИНХ и ГП им.И.М.Губкина.– 1963.– Вып.45. – С.83–88.
- 53.Гухман А.А. Введение в теорию подобия. /А.А. Гухман. –М.: Высшая школа, 1973 – 332 с.
- 54.Дисперсионная идентификация /Под ред. Рейбмана Н.С. – М.: Наука, 1981. – 658 с.
- 55.Довідник з нафтогазової справи /За загальною ред.В.С.Бойка, Р.М.Кондрат, Р.С.Яремійчук. –Львів, 1996. – 620 с.

- 56.Дорошенко Я.В. Спорудження магістральних трубопроводів: підручник/
Я.В. Дорошенко- Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2010 – 563с.
- 57.Дубинина М. М. Теплообмен и механика взаимодействия трубопроводов и скважин с грунтами/М.М. Дубинина, Б.А.Красовицкий – Новосибирск: Наука, 1983. – 134с.
- 58.Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры/П.И. Дурнов–К.; Одесса: Вищ. шк. Головное изд-во, 1985–262 с.
- 59.Енергетична безпека держави: високоефективні технології видобування, постачання і використання природного газу/Є.І. Крижанівський, М.І. Гончарук, В.Я. Грудз та ін. Київ,Інтерпрес ЛТД, 2006 – 283с.
- 60.Жидкова М. А. Переходные процессы в магистральных газопроводах/
М.О. Жидкова – Киев.: Наукова думка, 1979. – 255 с.
- 61.Жидкова М. А. Трубопроводный транспорт газа / М.О. Жидкова - Киев.: Наукова думка, 1973. –142 с.
- 62.Зарицкий С. П., Деев В. С., Корнеев В. И. О влиянии температуры на входе в компрессор на мощность ГТУ ГТН – 10И// Транспорт и хранение газа. – М.: ВНИИЭГАЗПРОМ, № 2, 1979. – С.1–10.
- 63.Загоруйченко В.А. Уравнение состояния и термодинамические свойства газовых смесей водорода, азота и метана/В.А.Загоруйченко //Теплофизические свойства газов. – М.: Наука, 1970. – С.95-97.
- 64.Иванцов О.М. Низкотемпературные газопроводы/ О.М.Иванцов, А.Д.Двойрис – М.: Наука, 1980. – 150 с.
- 65.Калин С.І. Про витиснення твердим тілом неньютонівської рідини з трубопроводу/ С.І.Калин, В.Я.Грудз // Нафт. і газ. пром-сть. – 1990. – №4. – С.26–27.
- 66.Капцов И.И. Восстановительные работы на МГ: пути повышения эффективности/И.И.Капцов, В.Н. Гончаров, В.Н. Гончар //Газовая промышленность №4,1990.с.28-30

- 67.Клюк Б.О. Газонафтопроводи:оптимізація їх спорудження, експлуатації та захист природи/Б.О. Клюк//Харків, УкрНДІгаз, 2000 – 180с.
- 68.Керування режимами газотранспортних систем /В.Я.Грудз, М.Т.Лінчевський, В.Б.Михалків та ін. – К.: Укргазпроект, 1996. – 140 с.
- 69.Ковалко М.П. Методи та засоби підвищення ефективності функціонування систем трубопровідного газу/М.П. Ковалко – Київ: Українські енциклопедичні знання. – 2001. – 288 с.
- 70.Крижанівський Є.І., Грудз В.Я., Грудз .В.Я.(молодший), Терещенко Р.В. Прогнозування стаціонарних режимів роботи систем газопостачання методом інтегральних коефіцієнтів. //Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. №1(60), 2018. С. 12 – 16.
- 71.Крижанівський Є.І., Грудз В.Я., Грудз .В.Я.(молодший), Терещенко Р.В. Оптимізація режимів компресорних станцій за умови їх неповного завантаження. //Нафтогазова енергетика. 2017. №1(27). С. 65-69.
- 72.Конвей Р. В. Теория расширений/Р.В. Конвей, В.Л.Максвелл, Л.В.Милаер - М.: Наука, 1975. – 322 с.
- 73.Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров/Г. Корн, Т. Корн – М.: Наука, 1970. – 720 с.
- 74.Кривошеин Б. Л. Теплофизические расчеты газопроводов/Б.Л. Кривошеин – М.: Недра, 1982. –168 с.
- 75.Кривошеин Б.Л. Математическое моделирование теплового взаимодействия магистральных газопроводов большого диаметра с окружающей средой/Б.Л. Кривошеин, В.Н.Новаковский, В.П.Радченко// Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт.– 1975.– № 1.– С.122-130.
- 76.Лабинов С.Д. Обобщенное представление термодинамических свойств многокомпонентных смесей углеводородов в двухфазном состоянии/ С.Д.Лабинов, Н.Ю.Болотин, Г.С. Дорочинская// Теплофизические свойства углеводородов, их смесей, нефтей и нефтяных фракций.– М.: Изд-во стандартов, 1973.– Вып. 1.– С. 59–66.

- 77.Лыков А.В. Тепломассообмен: Справочник/ А.В. Лыков – М., 1978.–360 с.
- 78.Лыков А.В. О нестационарном теплообмене между телом и обтекающим его потоком жидкости/ А.В. Лыков,Т.Л. Прельман // Тепло- и массообмен тел с окружающей газовой средой.– Минск, 1965.– С. 3–24.
- 79.Мазур И.И. Безопасность трубопроводных систем/ И.И.Мазур,О.М. Иванцов - М.:ИЦ «ЕЛИМА», 2004 -1104с.
- 80.Математическая теория планирования эксперимента/С.М. Ермаков, В.З. Бродский, А.А. Жиглявский и др. – М.: Наука, 1983 – 392 с.
- 81.Методика оптимизации режимов сложных газотранспортных систем (на основе регрессионной идентификации) / В.Б. Михалкив, Е.И. Яковлев, Б.И.Ксенз и др.– М.: МИНХ, 1983. – 94 с.
- 82.Методика определения состояния и технологических показателей ГПА с применением параметрической диагностики/ Б. П. Поршаков, А. В. Матвеев, А. С. Лопатин, А. С.Рябченко // Трубопроводный транспорт нефти и газа. Тр. МИНХ и ГП им. И. М. Губкина. – М., 1973. С. 155–164.
- 83.Методика расчета сложных газотранспортных систем с пересеченным профилем трассы / Е.И.Яковлев, А.С.Казак, В.Б.Михалкив и др.– К.: Союзпроект, 1984. – 112 с.
- 84.Методика розрахунків керування режимами газопроводів в процесі проведеннячисних і дефектоскопічних робіт/ В.Я. Грудз, Д.Ф. Тимків, Я.В. Грудз та ін. / Фонди НАК "Нафтогаз України", 2000
- 85.Методика розрахунку параметрів формування і циклічної експлуатації ПСГ в водоносних структурах/В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, Д.Ф. Тимків та ін. // Фонди НАК "Нафтогаз України", 2003
- 86.Методика розрахунку розподілення потоків газу в складних газотранспортних системах і підрахунку його запасів в трубах//В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, Д.Ф. Тимків та ін. // Фонди НАК "Нафтогаз України", 2003

87. Мирзанжанзаде А.Х. Решение задач нефтепромысловой техники/ А.Х.Мирзанжанзаде, М.А.Гусейнзаде – М.: Недра, 1969. – 199 с.
88. Мозгалевский А. В. Техническая диагностика/А.В. Мозгалевский, Д.В.Гаспаров – М.: Высшая школа, 1975. – 495 с.
89. Немудров А. Г. Расчет режимов газопроводов методами определения оптимальных характеристик турбоагрегатов/А.Г.Немудров, В.И.Черников// Газовая промышленность – № 3. – 1966. – С. 31-34.
90. Нестационарный теплообмен в трубах / Под ред. Н.М.Беляева. – К.; Донецк: Выщ. шк., 1980. – 169 с.
91. Основные положения диагностического метода термогазодинамических параметров для газотурбинных ГПА / Б. П. Поршаков, А. В. Матвеев, В.М. Коршунов и др.// Трубопроводный транспорт нефти и газа. Тр. МИНХ и ГП им. И. М. Губкина. – М., 1973. С. 146–154.
92. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Программированное введение в планирование эксперимента./Адлер Ю. П., Марков Е. В., Грановский Ю. В. и др. – М., 1971. – 186 с.
93. Поршаков Б. П. Газотурбинные установки для транспорта газа и бурения скважин/Б.П. Поршаков – М.: Недра, 1982. – 321 с.
94. Режимы газотранспортных систем /Є.І.Яковлев, О.С.Казак, В.Б.Михалків та ін. – Львів: Світ, 1992. – 170 с.
95. Растрингин Л.А. Введение в идентификацию объектов управления/ Л.А. Растрингин, Н.Е. Маджаров – М.: Энергия, 1977. – 216 с.
96. Руднік А.А. Методика узагальненого оцінювання та підвищення ефективності функціонування систем трубопровідного транспорту газу /А.А. Руднік //Нафтова і газова промисловість. – 2000. - № 6 - с. 36 – 38.
97. Роуз Х. Механика жидкости.- М.:Изд-во лит.по строительству,1967. – 410с.
98. Роуч П. Вычислительная гидродинамика/П. Роуч – М.: Мир, 1980 –287 с.
99. Рустамов Е.Э. Гидравлический расчет магистральных газопроводов при

- нестационарном газопогреблении/ Е.Э. Рустамов // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1974.– № 3. – С.49–51.
100. Середюк М.Д. Трубопровідний транспорт нафти і нафтопродуктів/М.Д. Середюк, Й.В. Якимів, В.П. Лісафін. Івано-Франківськ, Факел.2001 – 517с.
101. Соколовский С.В. Повышение давления в трубопроводе от гидравлического удара при нарушении сплошности движения/ С.В.Соколовский, С.И. Лищенко// Гидравлика и гидротехника: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1974. – Вып.18. – С. 3–7.
102. Сорока И.И. Опыт очистки внутренней полости магистральных газопроводов ВПО ВПО Укргазпром/И.И.Сорока, И.И. Капцов // Транспорт и хранение газа.– 1991.– Вып. 12. – 46 с.
103. Ставровский Е.Р. Статистические методы расчета коэффициента гидравлического сопротивления газопровода/Е.Р.Ставровский, М.Г. Сухарев – М.: ВНИИЭгазпром, 1970. – 78 с.
104. Ставровский Е.Р. Методы расчета надежности магистральных газопроводов/ Е.Р.Ставровский, М.Г. Сухарев, Н.М.Карасевич – Новосибирск: Наука, 1982. – 92 с.
105. Тепловые режимы магистральных газопроводов /Ходанович Н.Е., Кривошеин Б.Д., Бикчентай Р.Н. и др. – М., 1971 . – 216 с.
106. Теплотехнические расчеты процессов транспорта и регазификации природных газов: Справ. пособие / В.А.Загорученко, Р.Н.Бикчентай, А.А.Вассерман и др.– М.: Недра, 1980. – 320 с.
107. Трубопроводный транспорт газа / С.А.Бобровский, С.Г.Щербаков, Е.И.Яковлев и др. – М.: Наука, 1976. – 491 с.
108. Трубопроводный транспорт нефти и газа / Под ред. В.А.Юфина.– М.: Недра, 1988. – 368 с.
109. Трубопровідний транспорт газу/М.П. Ковалко, В.Я. Грудз, В.Б. Михалків та ін.//Київ, АренаЕКО, 2002, - 600с.

110. Ходанович Е.И. Об изменении эффективности газопровода/Е.И. Ходанович, Н.Ф. Нефелова // Труды ВНИИгаза. – М., 1957. – Вып. 2. – С.127–129.
111. Чарный И.А. Неустановившиеся движения реальной жидкости в трубах/И.А. Чарный – М.: Недра, 1975. – 224 с.
112. Чарный И.А. Основы газовой динамики/ И.А. Чарный – М.: Гостехиздат, 1961. – 200 с.
113. Щербаков С.Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа/ С.Г.Щербаков– М.: Наука, 1982. – 206 с.
114. Яковлев Е.И. Анализ неустановившихся процессов в нитках магистрального газопровода статистическими методами // Изв.вузов. Нефть и газ. – 1968. – № 2. – С.72–76.
115. Якимів М.М. Аналітичні дослідження характеру розподілу рідинних відкладень по довжині газопроводу /М.М. Якимів// Нафтогазова галузь України. – 2015. - №2. – С.25 – 28.
116. Grudz V.Ya. NON-STATIONARY PROCESSES IN THE GAS TRANSMISSION SYSTEMS AT COMPRESSOR STATIONS SHUT-DOWN [Text] / V.Ya. Grudz*, V.Ya. Grudz (junior), V.B. Zapukhlyak, Ya.V. Kyzymyshyn // Journal of hydrocarbon power engineering. – 2018. – №1(5). – P. 22-28.
117. Eakin B., Ellington R. Application of the BWR equation to hydrocarbon-carbon dioxide mixtures // Thermod. Transp. Prop. Gas and Liquids., Sympos. Lafayette, 1959. – P. 195–204.
118. Ellington R. Thermodynamic properties of methane – nitrogen mixtures // Sympos. Lafayette, 1959. – P. 102–109.
119. Filipchuk, V. Grudz, V. Marushchenko, V. Myndiuk, M.Savchuk Development of cleaning methods complex of industrial gas pipelines based on the analysis of their hydraulic efficiency Eastern-European Journal of Enterprise Technologies ISSN 1729-3774 2/8 (92) 2018

120. Gonzalez M., Lee A. Grafical viscosity correlation for hyarocarbons // A. I. Ch. E. J. – 1968. – V. 14. – P.242-244.
121. Jensen R., Kurata F. Density of liquielied natural gas // J. Petrol. TechnoL. – 1969.– V. 21.– P. 683-691.
122. Kao R. Thermodynamic properties of LNG // Cryogenics Ind. Gases. – 1970. – V. 5, № 5. – P. 24–31.
123. New concept single signature vibration monitoring through the lifetimes of an engine. - Aireraft Engeneering, 1979, 51, 3, P. 21-22.
124. McCarty R. A comparison of mathematical models for the prediction of LNG densities // Nat. Bur. Stand., USA, Internal Report 77-867. – 1977. – P. 60.
125. Paulo M. Coelho, Carlos Pinho 2007, ‘Considerations About Equations for Steady State Flow in Natural Gas Pipelines’, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. XXIX, No. 3, pp. 262–272.
126. Reamer H., Sade B., Lacey W. Volumetric and phase behavior of the methane-propane system // Ind. Eng. Chem.– 1950. – V, 42. – P. 534–539.
127. Roth Neinz. Schwingungsmessungen an Turbinen-schaufln mit optischen Methoden Brown Boveri Mitt. – 1977. – 64, № 1.– P. 64–67.
128. Shanaa M., Canfield R. Liquid density and excess volume of light hydrocarbon mixtures at – 165°C // Transact. Faraday Soc. – 1968. – V. 64. – P. 2281–2286.
129. Tans A. Viscosity of gaseous methane // Brit. Chem. Eng.– 1960.– V.5. – P. 358.
130. Molenda J. Gaz ziemny. Katowice: Slask, 1974. – 470 p.
131. Energy Charter Secretariat. Gas Transit Tariffs in selected Energy Charter Treaty Countries. – www.encharter.org. – January 2006. – 86 p.
131. Francis K . Gip .New operation strategies in heavy cycle pipeline will increase profit margin // Oil S Gas journal. – 2003. – № 10. – p. 60-64.

132. N.El – Emam. New equation calculates friction factor for turbulent flow of non-newtonian fluids /N.El – Emam, A.H.Kamel., M.II-Shafei., A-El Batrawy. // Oil S Gas journal. – 2003. – № 22. – p. 74-82.
133. Fun Chen. New approach developed for estimating pour points of crude oil blend /Fun Chen, Jinjun Zhang, Fan Zhang. // Oil S Gas Journal . – 2003. – №11. – p. 60-64.
134. Zapukhliak V. MATHEMATICAL MODELING OF UNSTEADY GAS TRANSMISSION SYSTEM OPERATING CONDITIONS UNDER INSUFFICIENT LOADING [Text] / V. Zapukhliak, L. Poberezhny, P. Maruschak, V. Grudz Jr., R. Stasiuk, J. Brezinová, A. Guzanová // Energies. – 2019 – Volume 12, Issue 7 (April-1 2019). – P. 1–14. EISSN 1996-1073 (SCOPUS)

Додаток А

НАЦІОНАЛЬНА АКЦІОНЕРНА КОМПАНІЯ
«НАФТОГАЗ УКРАЇНИ»
АТ УКРТРАНГАЗ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

ПОГОДЖЕНО
Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ, д.т.н., проф.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Головний інженер
АТ Укртрансгаз к.т.н.

І. Чудик

В. Рудко

" 11 " 2020 р.

" 11 " 2020 р.



КОМПЛЕКСНА ГАЛУЗЕВА МЕТОДИКА

МЕТОДИ ПРОГНОЗУВАННЯ РЕЖИМІВ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ
СИСТЕМИ В УМОВАХ НЕПОВНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ
І ПІДРАХУНКУ ЗАПАСІВ ГАЗУ В ТРУБАХ

МЕТОДИКУ РОЗРОБИЛИ

Від Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу:

Науковий керівник

доктор технічних наук, професор

Доктор технічних наук, професор

Доктор економічних наук, професор

Кандидат технічних наук, доцент

Кандидат технічних наук, доцент

Аспірант


Асистент

Від НАК «Нафтогаз України»:


Кандидат технічних наук

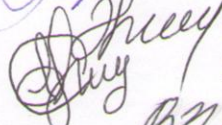
Диспетчер

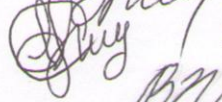
Інженер


 Грудз В.Я.

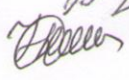
 Грудз Я.В.


 Гораль Л.Т.


 Запукхляк В.Б.

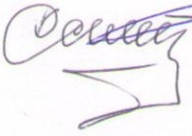
 Мельниченко Ю.Г.

 Грудз В.Я.

 Дрін Н.Я.

 Козак О.Ф.

 Ягода П.А.

 Кизимишин Я.В.