

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний авіаційний університет

М. С. Кулик, К. І. Капітанчук, М. П. Андрієшин

# НАГНІТАЧІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Підручник

*За редакцією заслуженого діяча науки і техніки України,  
лауреата Державної премії України  
в галузі науки і техніки,  
професора, доктора технічних наук  
М. С. Кулика*



Київ 2022

УДК 656.56:621.51(075.8)  
К 903

***Розповсюджувати та тиражувати без офіційного дозволу НАУ забороняється***

Рецензенти: *О. М. Карпаш* – д-р техн. наук, проф., професор кафедри енергетичного менеджменту і технічної діагностики Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу;  
*Р. М. Говдяк* – д-р техн. наук, керівник ТОВ «Інжинірингова компанія "Машекпорт"»;  
*В. В. Рудко* – канд. техн. наук, Головний інженер АТ «УКРТРАНСГАЗ»

*Рекомендовано Вченою радою  
Національного авіаційного університету  
(протокол №8 від 22.09.21 р.)*

**Кулик М. С.**

К 903      Нагнітачі природного газу: підручник / М. С. Кулик, К. І. Капітанчук, М. П. Андрі-  
їшин. – К.: НАУ, 2022. – 224 с.

ISBN 978-966-932-173-2

Підручник «Нагнітачі природного газу» представляє місце і роль відцентрових нагнітачів газотурбінних установок компресорних станцій в процесі транспорту природного газу магістральними газопроводами. Детально проаналізовано робочі та технологічні процеси в основних елементах і конструкцію відцентрових нагнітачів природного газу.

Для фахівців нафтогазової галузі, студентів вищих навчальних закладів, що навчаються за спеціальністю «Енергетичне машинобудування», а також може бути корисним працівникам науково-дослідних, проектно-конструкторських та інших організацій, що займаються проектуванням і експлуатацією обладнання компресорних станцій магістральних газопроводів.

**УДК 656.56:621.51(075.8)**

© Кулик М. С., Капітанчук К. І.,  
Андріїшин М. П., 2022  
© НАУ, 2022

ISBN 978-966-932-173-2

## ЗМІСТ

---

ПЕРЕДМОВА .....	7
ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ .....	9
<b>Розділ 1. ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА РІВНЯННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИРОДНОГО ГАЗУ .....</b>	<b>11</b>
1.1. Фізичні властивості природного газу .....	11
1.2. Емпіричні багатопараметричні рівняння стану природного газу .....	14
1.3. Приклад розрахунку термодинамічних властивостей природного газу .....	21
1.4. Класифікація природного газу за сімействами і групами .....	23
1.5. Термодинамічні процеси природного газу .....	26
1.5.1. Напір нагнітача .....	26
1.5.2. Ізотермічне стиснення .....	27
1.5.3. Ізоентропійне стиснення .....	28
1.5.4. Політропічне стиснення .....	30
1.6. Газодинамічні рівняння руху газу .....	30
1.6.1. Перше рівняння Ейлера .....	30
1.6.2. Рівняння Бернуллі .....	32
1.6.3. Рівняння Гельмгольца для усталеного руху .....	33
1.6.4. Циркуляція швидкості уздовж контуру .....	34
1.6.5. Друге рівняння Ейлера .....	34
1.6.6. Рівняння нерозривності .....	35
<b>Розділ 2. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ЩО ВІДБУВАЮТЬСЯ В НАГНІТАЧІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ .....</b>	<b>37</b>
2.1. Принцип дії відцентрового нагнітача .....	37
2.2. Газодинаміка потоку в окремих елементах нагнітача .....	38
2.2.1. Рух газу на вході в робоче колесо .....	40
2.2.2. Рух газу в робочому колесі нагнітача .....	41
2.2.3. Вплив конструктивних параметрів робочих коліс на параметри ступеня нагнітача .....	44
2.2.4. Рух газу в безлопатковому дифузори .....	46
2.2.5. Рух газу в лопатковому дифузори .....	47
2.2.6. Рух газу після виходу із дифузора .....	49
2.3. Робочі та неусталені режими роботи відцентрових нагнітачів .....	50
2.3.1. Робота, що передається газу в ступені відцентрового нагнітача .....	50
2.3.2. Обертний зрив в ступені відцентрового нагнітача .....	52
2.3.3. Помпаж в нагнітачі .....	53
2.4. Процес стискування в проточній частині відцентрового нагнітача .....	56
2.5. Приклади розв'язання завдань .....	63

<b>Розділ 3. ПРОЄКТУВАННЯ СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА.....</b>	<b>68</b>
3.1. Сучасні принципи проєктування нагнітачів природного газу .....	68
3.2. Газодинамічний розрахунок ступеня відцентрового нагнітача .....	69
3.2.1. Визначення параметрів у входному пристрої .....	70
3.2.2. Визначення параметрів робочого колеса .....	72
3.2.3. Визначення параметрів безлопаткового дифузора .....	74
3.2.4. Визначення параметрів у лопатковому дифузорі .....	75
3.2.5. Визначення параметрів вихідного пристрою ступеня.....	76
3.2.6. Визначення частоти обертання та потужності, необхідної для обертання робочого колеса ступеня .....	77
3.3. Приклад виконання термогазодинамічного розрахунку нагнітача природного газу .....	77
3.3.1. Термодинамічний розрахунок нагнітача.....	78
3.3.2. Визначення основних розмірів нагнітача .....	81
3.3.3. Газодинамічний розрахунок нагнітача.....	82
<b>Розділ 4. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНІТАЧІВ ПРИРОДНОГО ГАЗУ .....</b>	<b>85</b>
4.1. Види характеристик відцентрових нагнітачів.....	85
4.2. Робочі характеристики відцентрового нагнітача.....	86
4.3. Особливості робочих характеристик ступеня відцентрового нагнітача .....	89
4.4. Застосування теорії подібності до робочого процесу ступеня нагнітача.....	90
4.5. Паспортні характеристики відцентрового нагнітача.....	92
4.6. Безрозмірні робочі характеристики.....	93
4.7. Перерахунок робочих характеристик геометрично подібних нагнітачів.....	95
4.8. Перерахунок розмірних характеристик нагнітачів у разі зміни частоти обертання.....	99
4.9. Аналітичний метод розрахунку характеристик нагнітача на основі узагальнених експериментальних даних .....	103
4.10. Критерій ефективності взаємодії профілю з потоком .....	105
4.11. Експериментальне визначення показників зміни напору .....	109
4.12. Математична модель роботи нагнітачів на нерозрахункових режимах .....	112
4.13. Ідентифікація робочої характеристики спрацьованих нагнітачів за параметрами експлуатаційного режиму .....	114
<b>Розділ 5. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ НАГНІТАЧІВ І РЕГУЛЮВАННЯ МАСЛОСИСТЕМИ.....</b>	<b>116</b>
5.1. Класифікація нагнітачів природного газу .....	116
5.2. Особливості конструкції основних вузлів відцентрових нагнітачів природного газу.....	119
5.3. Система змащування ущільнення нагнітачів .....	131
5.4. Сухі газові ущільнення .....	142
5.4.1. Призначення та складові частини сухих газових ущільнень.....	142
5.4.2. Рух ущільнювального газу.....	144
5.4.3. Рух проміжного повітря.....	145

5.4.4. Основні складові частини сухого газового ущільнення.....	147
5.4.5. Послідовність роботи сухого газового ущільнення.....	150
<b>Розділ 6. АГРЕГАТНІ КРАНИ ТА СИСТЕМИ АНТИПОМПАЖНОГО РЕГУЛЮВАННЯ І СИГНАЛІЗАЦІЇ НАГНІТАЧІВ ПРИРОДНОГО ГАЗУ .....</b>	<b>152</b>
6.1. Технологічні схеми обв'язки неповнонапірного та повнонапірного нагнітачів .....	152
6.2. Послідовність роботи технологічних кранів .....	154
6.2.1. Положення технологічних кранів в процесі циклу «пуск» нагнітача .....	154
6.2.2. Положення технологічних кранів в процесі циклу «зупинка» нагнітача .....	159
6.3. Антипомпажні пристрої та сигналізація помпажу нагнітачів газу на магістральних газопроводах.....	162
6.4. Конструкція антипомпажного клапана фірми «Mokveld Valves» .....	169
6.5. Система керування антипомпажним клапаном.....	172
<b>Розділ 7. МОНТАЖ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ НАГНІТАЧІВ ГАЗУ ....</b>	<b>175</b>
7.1. Організація монтажних робіт газоперекачувальних агрегатів .....	175
7.1.1. Підготовка фундаментів під обладнання.....	176
7.1.2. Монтаж газоперекачувальних агрегатів в контейнерах.....	177
7.1.3. Монтаж газоперекачувальних агрегатів в індивідуальних будинках .....	178
7.1.4. Монтаж газоперекачувальних агрегатів з електроприводом.....	179
7.2. Пусконаладжувальні роботи.....	180
7.2.1. Прокачка масляної системи газоперекачувальних агрегатів .....	181
7.2.2. Підготовка до пуску і перший пуск агрегату.....	182
7.2.3. Пуск агрегата за схемою «кільце» .....	184
7.3. Експлуатація нагнітачів .....	185
7.3.1. Пуск і виведення агрегату на режим .....	185
7.3.2. Технічне обслуговування агрегату під час роботи .....	186
7.3.3. Зупинка агрегату.....	187
7.3.4. Можливі несправності і способи їх усунення .....	188
7.3.5. Особливості експлуатації нагнітачів з різним приводом .....	191
7.3.6. Техніка безпеки при експлуатації .....	193
7.3.7. Облік і технічна документація .....	194
7.4. Ремонт нагнітачів природного газу .....	195
7.4.1. Організація технічного обслуговування і ремонту.....	195
7.4.2. Види технічного обслуговування .....	196
7.5. Види ремонту газоперекачувальних агрегатів .....	198
7.6. Методи діагностики .....	199
7.7. Порядок ремонту нагнітачів природного газу .....	201
7.7.1. Порядок розборки і зборки нагнітачів .....	201
7.7.2. Ремонт нагнітачів імпортного виробництва .....	203

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....	205
<i>ДОДАТОК А.</i> Технічні характеристики газоперекачувальних агрегатів.....	209
<i>ДОДАТОК Б.</i> Зведені характеристики сучасних нагнітачів.....	211
Зведена характеристика нагнітача 235-21-2 .....	211
Зведена характеристика нагнітача 520-12-1 .....	212
Зведена характеристика нагнітача 650-21-1 .....	213
Зведена характеристика нагнітача 650-22-2 .....	214
Зведена характеристика нагнітача CDP-224 .....	215
Зведена характеристика нагнітача КЛАРК-655 Р2 фірми «ДЕМАГ».....	216
Зведена характеристика нагнітача типу Н-16-76-1,37 .....	217
Зведена характеристика нагнітача типу Н-16-76-1,44 .....	218
Зведена характеристика нагнітача типу PCL-802/24 фірми «NUOVO PIGNONE» .....	219
Зведена характеристика нагнітача типу PCL-804-2 фірми «NUOVO PIGNONE» .....	220
Зведена характеристика нагнітача типу PCL-1002/40 фірми «NUOVO PIGNONE» .....	221
Зведена характеристика нагнітача типу RF-288/30.....	222
Зведена характеристика нагнітача ГПА Ц-6,3/56М-1,45.....	223

## ПЕРЕДМОВА

---

Україна є однією з найбільших у світі країн-транзитерів природного газу. Газотранспортна система (ГТС) України є однією з найбільших та розгалужених газотранспортних систем Європи, що дозволяє оперативнo маневрувати потоками природного газу.

У разі виникнення обмежень з постачання по одному з газопроводів/маршрутів, потоки можуть бути перенаправлені на інший, зі збереженням зобов'язань щодо постачання природного газу в конкретній точці виходу. Своєю гнучкістю та технологічною ефективністю газотранспортна система продемонструвала у 2009 р., коли було необхідно в короткі терміни змінити напрямок потоку газу за низьких температур.

У 2012 р. в Європі відбулося різке похолодання і обсяги споживання природного газу значно зросли, що призвело до збільшення обсягів транзиту природного газу на 100 млн куб. м протягом 8 днів до 320 млн куб. м за добу, при цьому ГТС України повністю забезпечила потребу в транзиті.

Наступним випробуванням для ГТС був 2018 р., коли в Європі та в Україні в кінці лютого – на початку березня відбулося значне похолодання та паралельно існував дефіцит газу, проте ГТС повністю закрила потреби внутрішніх споживачів та забезпечила безперебійний транзит.

Через ТОВ «Оператор газотранспортної системи України» транспортується близько 50 % природного газу з РФ до 18 країн Європи: Австрії, Болгарії, Боснії, Греції, Італії, Македонії, Молдови, Німеччини, Польщі, Румунії, Сербії, Словаччини, Словенії, Туреччини, Угорщини, Франції, Хорватії та Чехії [30].

ГТС України налічує 33079 км газопроводів діаметром від 700 до 1400 мм, 57 компресорних станції (КС), на яких експлуатується понад 700 газоперекачувальних агрегатів (ГПА), 1389 газорозподільних станції (ГРС). Потужність ГТС на вході – 281 млрд куб. м за рік. Потужність ГТС на виході – 146 млрд куб. м за рік [31].

Відповідно до інформації Центрального диспетчерського департаменту в 2017 р. обсяг транзиту газу територією України сягнув рекордного значення за останні 8 років, а саме: протранзитовано 93,5 млрд куб. м природного газу для європейських споживачів, що на 13,7 % перевищує аналогічний показник 2016 року; надходження природного газу в ГТС від газовидобувних підприємств України зросло до 20,8 млрд куб. м. У 2020 році внаслідок ворожої діяльності РФ транзит газу до Європи українською ГТС становив лише 55,8 млрд куб. м, що на 38 % менше, порівняно з 2019 р. [27].

Порівняно з 2016 р. вітчизняний видобуток у 2017 р. збільшився на 620 млн куб. м або на 3,1 %, але у 2020 р. видобуток природного газу скоротився на 2 % – до 20,2 млрд куб. м, ніж минулого року.

Крім транзиту природного газу, трубопровідний транспорт забезпечує внутрішні потреби України. З магістральних газопроводів природний газ надходить через газопроводи-відводи до розподільних мереж або до великих споживачів – промислових підприємств; постачає надходження власного природного газу від газових родовищ та підземних сховищ газу.

Усе це складає єдину нероздільну систему, яка злагоджено функціонує завдяки кваліфікованій роботі всіх підрозділів: диспетчерських, лінійно-експлуатаційних, ремонтних, охоронних та планово-виробничих служб управлінь магістральних газопроводів.

Але переважна більшість ГПА має термін експлуатації від 31 до 40 років – в основному це ГПА транзитних газопроводів. Загалом ТОВ «Оператор газотранспортної системи України» має 471 ГПА, термін експлуатації яких перевищує 25 років, що свідчить про те, що понад 89 % встановлених ГПА мають значний термін експлуатації.

Згідно з положеннями частини 2 статті 30 Закону України «Про ринок природного газу» розроблено «План розвитку газотранспортної системи до 2029 року», що визначає основні об'єкти, будівництво або реконструкцію яких заплановано на наступні 10 років. Підтверджені інвестиції, а також визначений перелік нових інвестицій, що мають бути здійснені протягом наступних трьох років та терміни реалізації всіх інвестиційних проєктів.

План розвитку ГТС розроблено на основі Енергетичної стратегії України до 2035 року «Безпека, Енергоефективність, Конкурентоспроможність» [18], ENTSOG TYNDP 2020 та з урахуванням енергетичних стратегій ЄС до 2035 р. та 2050 р., стратегії з інтеграції енергетичних систем для сталого розвитку (затвердженої ЄК 08.07.2020), Водневої стратегії для кліматично нейтральної Європи (затвердженої ЄК 08.07.2020), Європейської промислової стратегії щодо плану майбутньої економіки (затвердженої ЄК 10.03.2020).

Для України в умовах зростаючого попиту на природний газ основним завданням є підвищення надійності та ефективності експлуатації ГТС. Отже, особливої уваги потребує підготовка кваліфікованих фахівців та детальний розгляд проблем, які наразі існують у газовій галузі.

Підручник «Нагнітачі природного газу» призначений для фахівців нафто-газової галузі, працівників науково-дослідних, проєктно-конструкторських організацій та студентів вищих навчальних закладів.

Розділи 1, 2 та 3 написано доктором технічних наук, професором М. С. Куликом, розділи 1, 4 та 5 – кандидатом технічних наук, доцентом К. І. Капітанчуком, розділи 1, 6 та 7 – кандидатом технічних наук, доцентом М. П. Андрійшиним.



## ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

---

- $\Gamma$  – циркуляція потоку;  
 $C$  – концентрація суміші;  
 $D, F$  – діаметр, площа каналу відповідно;  
 $G$  – масова витрата, масова продуктивність;  
 $H$  – напір (робота) компресора або його ступеня;  
 $L_0$  – теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива;  
 $M$  – маса; момент дії зовнішніх сил; число Маха;  
 $N$  – число ступенів;  
 $N_e$  – потужність;  
 $P, \rho, \nu$  – тиск, густина, питомий об'єм потоку або речовини відповідно;  
 $Q$  – об'ємна продуктивність нагнітача;  
 $R, r$  – газова стала; плече (радіус) обертання; об'ємна частка компонента в природному газі;  
 $Re, Eu, Sh$  – число Рейнольдса, Ейлера, Струхала відповідно;  
 $S$  – ентропія;  
 $T, t$  – температура потоку газу в К або °С, крок в робочому колесі;  
 $V$  – питомий об'єм;  
 $V_\mu$  – об'єм, що займає один кіломоль за нормальних умов;  
 $Y$  – коефіцієнт ізотермічної стисливості;  
 $W_s$  – індекс Воббе;  
 $Z$  – коефіцієнт стисливості, кількість лопаток в робочому колесі;  
 $\Phi$  – умовний коефіцієнт подачі;  
 $b$  – ширина лопаток робочого колеса;  
 $c$  – теплоємність; швидкість;  
 $i$  – ентальпія, кут атаки;  
 $k$  – коефіцієнт Пуассона (показник адіабати);  
 $l$  – робота;  
 $\mu$  – коефіцієнт потужності, молярна маса газу або його компонента відповідно;  
 $n$  – показник політропи; частота обертання;  
 $y$  – мольна частка  $i$ -го компонента у природному газі;  
 $w, u, \omega$  – відносна, колова та кутова швидкість відповідно;  
 $\sigma$  – втрати тиску;  
 $\beta$  – кут входу потоку, кут установки вхідної кромки робочого колеса;  
 $\varepsilon$  – степінь стиснення;  
 $\chi$  – степінь сухості; коефіцієнт ізобаричної стисливості;  
 $\varphi$  – коефіцієнт витрати;  
 $\xi$  – коефіцієнт гідравлічних втрат;  
 $\eta$  – коефіцієнт корисної дії;  
 $\vartheta$  – приведена критична температура;  
 $\lambda$  – зведена швидкість, величина вихору відповідно;

$\pi$  – степiнь пiдвищення тиску; приведений критичний тиск;  
 $\Psi$  – коефiцiєнт напору;  
 $\Delta_{\pi}$  – вiдносна густина природного газу щодо повітря.

### Умовнi скорочення

АК – антипомпажний клапан;  
АПР – антипомпажне регулювання;  
БУ – бустер;  
ВК – кiнцевий вимикач;  
ВНА – вхiдний напрямний апарат;  
ВЦК – вiдцентровий компресор;  
ВЦН – вiдцентровий нагнiтач;  
ГБ – гiдроблок;  
ГКС – газокмпресорна служба;  
ГПА – газоперекачувальний агрегат;  
ГРС – газорозподiльна станцiя;  
ГТД – газотурбiнний двигун;  
ГТС – газотранспортна система;  
ГТУ – газотурбiнна установка;  
ГЦ – силовий гiдроцилиндр;  
ДР – регулювальний дросель;  
ЕП – електропневмоперетворювач;  
ЗНА – зворотний напрямний апарат;  
К – регулювальний клапан;  
КБС – клапан швидкого скидання тиску;  
КВП – контрольно-вимiрювальний прилад;  
КК – клемна коробка;  
ККД – коефiцiєнт корисної дiї;  
КР – капiтальний ремонт;  
КС – компресорна станцiя;  
КУ – компресорна установка;  
КЦ – компресорний цех;  
МГ – магiстральний газопровiд;  
МНУ – масляний насос ущiльнення;  
НЕ – нагрiвальний елемент;  
ПЗ – позицiонер;  
ПЗР – планово-запобiжний ремонт;  
ПК – запобiжний клапан;  
ПП – пневмопривiд;  
РД – редуктор;  
РС – ресивер;  
РК – робоче колесо;  
ФТО – фiльтр тонкої очистки масла.

# Розділ 1

## ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА РІВНЯННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

---

Для розуміння фізичної суті процесів, що відбуваються у технологічному обладнанні на всіх етапах видобування, транспортування та реалізації природного газу, проведення аналізу роботи окремих установок, агрегатів і апаратів на об'єктах газотранспортної системи (ГТС) необхідно мати надійну інформацію про його фізичні властивості в умовах різних температур і тисків.

### 1.1. Фізичні властивості природного газу

Міжнародними стандартами, які є чинними в Україні, визначено, що природний газ – це складна однорідна гомогенна газова суміш вуглеводнів, яка складається переважно з метану  $\text{CH}_4$ , також містить етан  $\text{C}_2\text{H}_6$ , пропан  $\text{C}_3\text{H}_8$ , нормальний бутан  $\text{C}_4\text{H}_{10}$  зі структурною формулою  $\text{CH}_3\text{--CH}_2\text{--CH}_2\text{--CH}_3$ , ізобутан  $\text{C}_4\text{H}_{10}$  зі структурною формулою  $\text{CH--3}\cdot(\text{CH}_3)$ , пентан  $\text{C}_5\text{H}_{12}$  та більш важкі вуглеводні в значно меншій кількості, а також деякі негорючі гази – азот, діоксид вуглецю та ін. Крім того, природний газ може містити компоненти або домішки, зокрема сірчисті сполуки та ін. [2].

Всі складові компоненти природного газу знаходяться в умовах рівноваги величини тиску  $P$ , температури  $T$  і концентрації  $C$  є однаковими. Зазвичай компоненти природного газу визначають об'ємними частками  $r_i$  як відношення об'єму  $V_i$  компонента до об'єму суміші:

$$r_i = \frac{V_i}{\sum V_i}. \quad (1.1)$$

Густина газу за нормальних умов визначається за формулою

$$\rho = \frac{\mu}{V_\mu}, \quad (1.2)$$

де  $\mu$  – молярна маса газу, кг/моль;  $V_\mu$  – об'єм, що займає один кіломоль за нормальних умов, м<sup>3</sup>/кмоль.

Для ідеальних газів величина  $V_\mu$  дорівнює 22,4 м<sup>3</sup>/кмоль. Для реальних вуглеводневих газів ця величина дещо відрізняється і становить для метану – 22,36; етану – 22,16; пропану – 22,0; *n*-бутану – 21,5; пентану – 20,87 м<sup>3</sup>/кмоль.

Під час проведення інженерних розрахунків звичайно величину  $V_\mu$  для вуглеводневих газів за нормальних умов приймають рівною 22,4 м<sup>3</sup>/кмоль.

Густина природного газу за нормальних параметрів ( $P_0 = 101,325$  МПа;  $T_0 = 273,15$  К) визначається за формулою

$$\rho_r = \sum \frac{r_i \cdot \mu_i}{22,4}, \text{ кг/м}^3, \quad (1.3)$$

де  $r_i$  – об'ємна частка  $i$ -го компонента природного газу;  $\mu_i$  – молярна маса  $i$ -го компонента, приймається за даними табл. 1.1; 22,4 – число Авогадро.

## Основні характеристики компонентів природного газу

№ з/п	Характеристика компонентів	Метан СН <sub>4</sub>	Етан С <sub>2</sub> Н <sub>6</sub>	Пропан С <sub>3</sub> Н <sub>8</sub>	Норм. бутан н-С <sub>4</sub> Н <sub>10</sub>	Ізобутан і-С <sub>4</sub> Н <sub>10</sub>	Норм. пентан н-С <sub>5</sub> Н <sub>12</sub>	Ізопентан і-С <sub>5</sub> Н <sub>12</sub>	Азот N <sub>2</sub>	Діоксид вуглецю СО <sub>2</sub>
1	Молярна маса, $\mu$ , кг/моль	16,043	30,070	44,097	58,124	58,124	72,151	72,151	28,013	44,011
2	Газова стала, $R$ , Дж/(кг · К)	518,258	276,50	188,547	143,045	143,045	115,236	115,236	296,81	188,917
3	Температура потрійної точки, К	90,68	90,35	85,45	134,85	113,6	143,45	113,3	63,15	216,58
4	Нормальна температура кипіння, $T_{нк}$ ( $P = 0,1013$ МПа), К	111,66	184,57	231,10	272,65	261,30	309,25	301,00	77,35	194,68 (субл.)
5	Критична температура, $T_{кр}$ , К	190,77	305,33	370,00	425,15	408,15	470,35	460,40	126,20	304,1
6	Критичний тиск, $P_{кр}$ , МПа	4,626	4,871	4,247	3,796	3,629	3,374	3,384	3,400	7,383
7	Критична густина, $\rho_{кр}$ , кг/м <sup>3</sup>	163,5	204,5	220,5	227,9	225,5	231,0	229,5	313,1	468,0
8	Теплота випаровування, кДж/кг	520,2	489,4	426,0	385,5	366,6	357,5	342,4	199,2	571,1 (субл.)
9	Густина газу за $t = 0^\circ\text{C}$ ; $P = 0,1013$ МПа, $\rho_{г}$ , кг/м <sup>3</sup>	0,7168	1,356	2,005	2,703	2,668	3,457	3,220	1,2505	1,9768
10	Густина газу відносно повітря	0,5545	1,049	1,550	2,091	2,064	2,674	2,490	0,9673	1,5291
11	Густина рідини (за $T_{нк}$ ), кг/м <sup>3</sup>	426	546	582	601	594	620	612	807	1180
12	Теплоємність газу за $t = 0^\circ\text{C}$ ; $P = 0,1013$ МПа, кДж/(кг · К)	2,180	1,754	1,650	1,590	1,579	1,453	1,434	1,041	0,854
13	Відношення $c_p/c_v$ за $t = 20^\circ\text{C}$ ; $P = 0,1013$ МПа	1,31	1,21	1,14	1,14	1,15	1,12	1,12	1,41	1,32
14	В'язкість $t = 0^\circ\text{C}$ ; $P = 0,1013$ МПа, $10^{-7}$ Па	103,0	85,5	75,0	68,2	68,9	62,3	63,8	167	137
15	Теплопровідність за $t = 0^\circ\text{C}$ ; $P = 0,1013$ МПа, $10^{-2}$ Вт/(мК)	3,04	1,83	1,51	1,35	1,36	1,28	1,29	2,40	1,49
16	Теплота згоряння нижча, МДж/м <sup>3</sup>	33,41	59,85	86,53	114,27	113,81	144,02	144,02	–	–
17	Теплота згоряння вища, МДж/м <sup>3</sup>	37,10	65,38	93,98	123,72	123,25	155,65	155,65	–	–

Газова стала  $R_T$  визначається як робота розширення 1 кг газу під час його нагрівання на 1 К за сталого тиску. Цю величину називають питомою газовою сталою.

Роботу розширення 1 моля газу називають молярною газовою сталою і позначають  $R_\mu$ . Значення останньої не залежить від природи газу і дорівнює 8314,3 Дж/(кмоль·К). Отже,

$$R_T = 8314,3 / \mu_T. \quad (1.4)$$

Оскільки питома газова стала зворотно пропорційна молярній масі газу із залежності (1.4) випливає, що величину питомої газової сталої можна визначити з виразу

$$R_T = R_\mu / \Delta_\mu, \quad (1.5)$$

де  $R_\mu = 287,1$  Дж/(кг·К) – газова стала сухого повітря;  $\Delta_\mu = \rho_T / \rho_\mu$  – відносна густина газу щодо повітря за нормальних параметрів.

Кожна речовина на Землі в залежності від конкретних значень температури і тисків може бути у твердому, рідкому і газовому стані.

Тому кожна речовина має свою індивідуальну *потрійну* точку, яка характеризує параметри  $T$  і  $P$ , коли три фази можуть існувати одночасно. Ці параметри є індивідуальною фізико-хімічною сталою величиною речовини. При зміні одного з цих параметрів такої системи ( $T$  чи  $P$ ) одна з трьох фаз зникає.

Наприклад, *потрійна* точка для метану  $\text{CH}_4$  існує за температури  $T = 90,7$  К ( $t = -182,5$  °С) і тиску  $P = 11,7$  кПа (0,117 бар) [34–36].

Для води параметрами потрійної точки є температура  $T = 273,1675$  К ( $t = 0,0075$  °С) і тиск  $P = 0,00062$  МПа (4,575 мм рт. ст.).

Під час фазових перетворень гетерогенних систем велике значення окрім потрійної точки має так звана *критична* точка при переході з рідкої фази до парової, густина рідини дорівнює густині парової фази.

Вивчення критичного стану різних речовин показало, що шляхом стиснення парову фазу можна перевести у рідку фазу (тобто, сконденсувати) тільки тоді, коли температура речовини є меншою за критичну температуру  $T_{кр}$ . За температурами  $T \geq T_{кр}$ , будь-яка речовина може існувати тільки у паровій (газоподібній) фазі.

На рис. 1.1 наведено як приклад фазову діаграму чистого метану в області низьких температур, де показано взаємне розташування потрійної точки "Т" і критичної точки "К".

Критична точка:

$$T_{кр} = 190,5 \text{ К } (-82,6 \text{ °С});$$

$$P_{кр} = 4599 \text{ кПа } (45,99 \text{ бар}).$$

Деякі теплофізичні показники і критичні параметри для основних компонентів, які входять до складу природних газів газових родовищ Росії та України наведено у табл. 1.1.

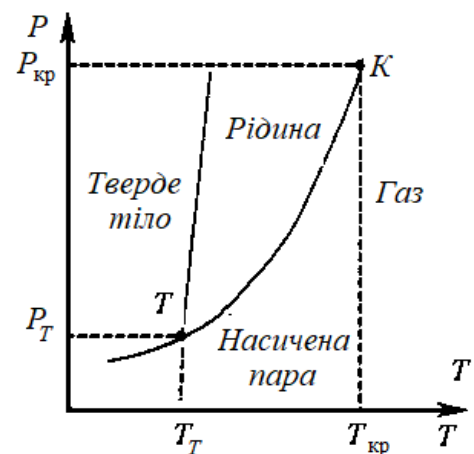


Рис. 1.1. Фазова діаграма метану у координатах  $P$ – $T$

## 1.2. Емпіричні багатопараметричні рівняння стану природного газу

Зв'язок між основними термодинамічними параметрами (тиском  $P$ , питомим об'ємом  $v$  і температурою  $T$ ) для будь-якого компонента природного газу в загальному вигляді описується рівнянням поверхні

$$F(P, v, T) = 0, \quad (1.6)$$

яке за відомих двох параметрів дозволяє визначити третій, а саме:

$$P = f_1(v, T); \quad v = f_2(P, T); \quad T = f_3(P, v). \quad (1.7)$$

Як відомо, для ідеального газу рівняння (1.6) має простий вигляд для одного грам-моля речовини з газовою сталою  $R$

$$Pv = RT \quad (1.8)$$

і має назву рівняння стану ідеального газу, або рівняння Клайперона.

Теплофізичні властивості вуглеводнів, що входять до складу природного газу, істотно відрізняються від властивостей ідеального газу, тому рівняння (1.8) непридатне для розрахунку параметрів реального природного газу.

Для реальних газів сьогодні не відкрито єдиного рівняння стану. Протягом двох минулих століть здійснювалися численні спроби створення загального рівняння стану реальних газів, однак ця задача ще чекає свого розв'язання.

Для розрахунків теплофізичних властивостей і параметрів вуглеводневих сумішей часто використовують емпіричні багатопараметричні рівняння стану.

До найбільш відомих з них належать [6, 8, 14]:

- рівняння Ван-дер-Ваальса

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT; \quad (1.9)$$

- рівняння Редліха-Квонга

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{T^{0.5}v(v + b)}; \quad (1.10)$$

- рівняння Пенга-Робінсона

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{aT}{v(v + b) + b(v - b)}; \quad (1.11)$$

- рівняння Бенедикта-Вебба-Рубіна

$$P = RTn + \left(B_0RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)n^2 - (bRT - a)n^3 - \\ - a\alpha n^6 + \frac{cn^3}{T^2}(1 + \gamma n^2)\exp(-\gamma n^2) \quad (1.12)$$

і деякі інші.

Коефіцієнти, що входять у ці рівняння, визначаються за результатами експериментальних досліджень окремих чистих компонентів.

Для розрахунку параметрів сумішей вуглеводнів застосовують різні комбінаційні правила, що зв'язують ці рівняння з параметрами чистих компонентів залежно від складу суміші.

Як показують результати досліджень, кожне з рівнянь (1.9)–(1.12) дає задовільний збіг з експериментальними даними у визначеному діапазоні зміни тиску і температури. У разі переходу до інших параметрів, наприклад, у разі

підвищення тиску і зниження температури, похибка розрахунків за цими рівняннями може досягати 30–80 %.

У практичній діяльності вітчизняних досліджень рівняння стану природного газу подається у вигляді

$$Pv = ZRT, \quad (1.13)$$

де  $Z = Pv/RT$  – коефіцієнт або фактор стисливості, що враховує відхилення властивостей реальної речовини від ідеального газу.

Якщо для ідеального газу  $Z = 1$ , то для природного газу коефіцієнт стисливості змінюється залежно від складу газу і його параметрів у межах  $0,2 \leq Z \leq 1,1$ .

На рис. 1.2 зображена залежність коефіцієнта стисливості природного газу із вмістом метану більшим ніж 90 % об'єму величини зведеного тиску  $\pi_{кр} = P/P_{кр}$  і зведеної температури  $\nu = T/T_{кр}$ , де  $P_{кр}$  і  $T_{кр}$  – критичний тиск і критична температура відповідно [37].

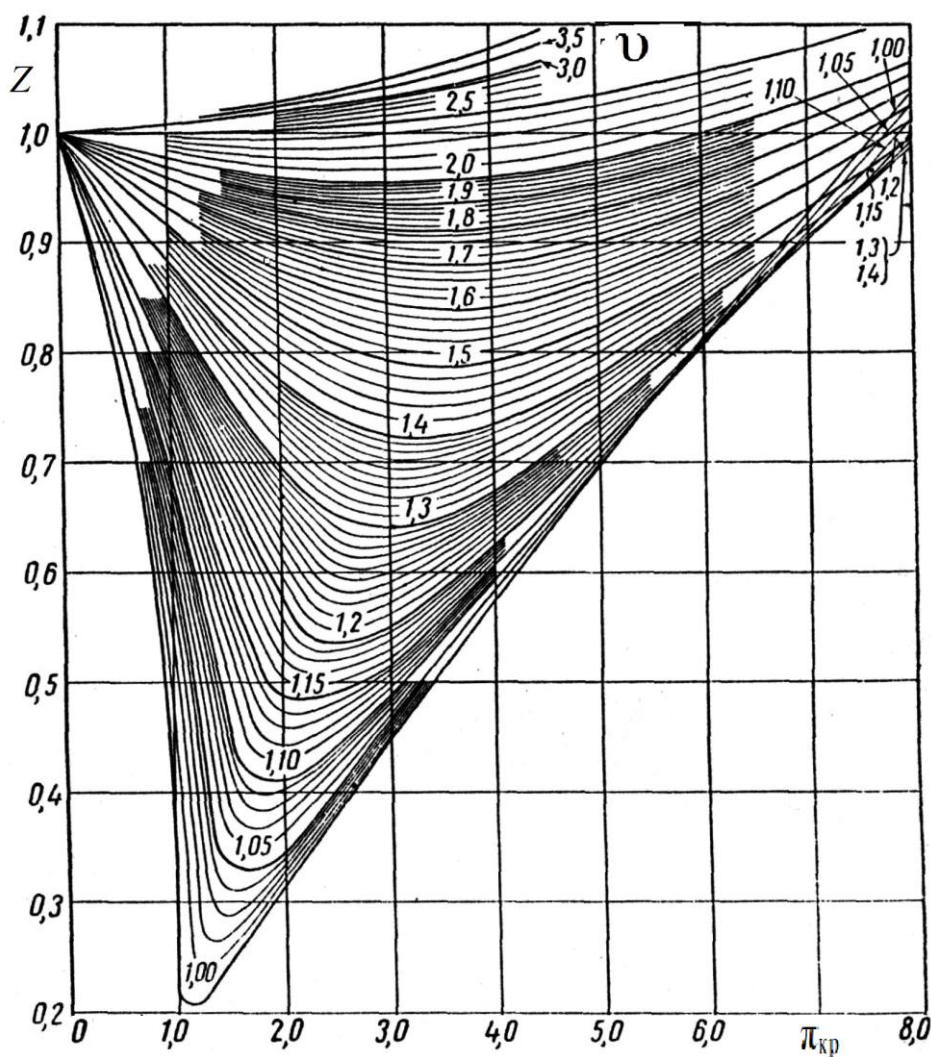


Рис. 1.2. Залежність коефіцієнта стисливості від зведеного тиску і зведеної температури газу [37]

У табл. 1.2 подано величини коефіцієнта стисливості природного газу залежно від зміни густини газу для температур і тисків, що мають місце в технологічних процесах під час його транспортування.

**Коефіцієнт стисливості природного газу в умовах  
різних величин тиску і температури**

Відносна густина газу за повітрям, $\Delta_n$	Температура, °C	Тиск, МПа					
		0,2	0,5	1,0	5,0	10,0	20,0
0,56	-40	0,991	0,979	0,958	0,773	0,571	0,659
	-20	0,994	0,984	0,967	0,835	0,695	0,707
	0	0,995	0,987	0,975	0,876	0,776	0,759
	20	0,996	0,990	0,980	0,907	0,837	0,823
	40	0,997	0,992	0,985	0,928	0,876	0,864
0,58	-40	0,991	0,978	0,955	0,759	0,557	0,670
	-20	0,993	0,983	0,966	0,826	0,682	0,713
	0	0,995	0,987	0,973	0,869	0,766	0,763
	20	0,996	0,989	0,979	0,900	0,824	0,811
	40	0,997	0,992	0,983	0,922	0,866	0,853
0,60	-40	0,991	0,976	0,952	0,739	0,525	0,662
	-20	0,993	0,982	0,963	0,813	0,656	0,703
	0	0,994	0,986	0,971	0,860	0,747	0,750
	20	0,995	0,989	0,977	0,892	0,810	0,798
	40	0,996	0,991	0,982	0,916	0,855	0,841
0,62	-40	0,990	0,975	0,950	0,718	0,496	0,656
	-20	0,992	0,981	0,961	0,798	0,629	0,692
	0	0,994	0,985	0,970	0,848	0,726	0,737
	20	0,995	0,988	0,976	0,884	0,794	0,785
	40	0,996	0,990	0,981	0,910	0,842	0,829

Для аналітичних розрахунків параметрів газу коефіцієнт стисливості часто подається у вигляді рівняння з поліномами, де число коефіцієнтів буває не меншим за 50, які визначаються з урахуванням результатів експериментальних досліджень властивостей природного газу в умовах різних тисків і температур.

При цьому часто використовуються так звані псевдокритичні параметри суміші вуглеводневих газів, що обчислюються за формулами [6; 8; 14]:

$$P_{\text{сер.кр}} = \sum_{i=1}^n P_{\text{кри}i} y_i; \quad T_{\text{сер.кр}} = \sum_{i=1}^n T_{\text{кри}i} y_i, \quad (1.14)$$

де  $P_{\text{кри}i}$ ,  $T_{\text{кри}i}$  – критичні параметри окремих компонентів;  $y_i$  – мольна частка  $i$ -го компонента у природному газі.

Для природного газу, що транспортується ГТС України, псевдокритичні параметри можна з достатньою точністю розраховувати за узагальненими кореляційними рівняннями:

$$T_{\text{кр}} = 162,8(0,613 + \Delta_n), \text{ К}, \quad (1.15)$$

$$P_{\text{кр}} = 0,1(47,9 - \Delta_n), \text{ МПа}. \quad (1.16)$$

Середнє відхилення результатів розрахунку  $T_{\text{кр}}$  за рівнянням (1.10) від точних значень рівняння (1.14) становить  $\pm 0,5$  %, а середнє відхилення  $P_{\text{кр}}$  не перевершує  $\pm 0,3$  %.



У результаті узагальнення експериментальних даних досліджень параметрів природних газів науковцями ВНДІГАЗу з використанням рівняння стану Бенедикта–Уебба–Рабіна (1.12) отримано просте співвідношення для розрахунку коефіцієнта стисливості природного газу за зведеними параметрами:

$$Z = 1 - \left( \frac{0,41}{v^3} - \frac{0,061}{v} \right) \pi - \frac{0,04}{v^3} \pi^2. \quad (1.17)$$

Рівняння (1.12) дає досить точний збіг з експериментальними даними.

Поряд з визначенням величини  $Z$  за узагальненим рівнянням (1.17) в інженерній практиці розрахунку термодинамічних параметрів нагнітачів, що застосовуються у складі КС магістральних газопроводів, широко використовується спрощена номограма для визначення коефіцієнта стисливості  $Z$ , яку наведено на рис. 1.3.

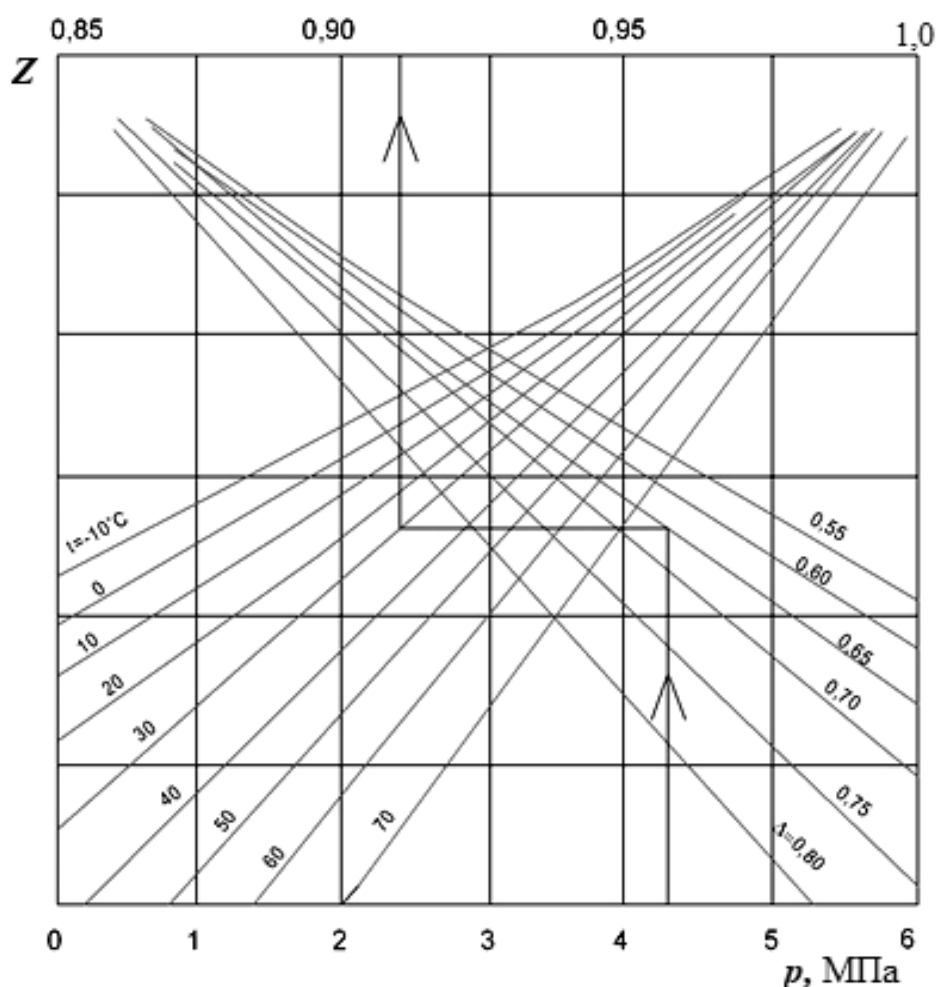


Рис. 1.3. Номограма для визначення коефіцієнта стисливості

Номограма дозволяє визначити величину  $Z$  за відомими розмірними параметрами  $P$  і  $T$  для природного газу з відносною густиною щодо повітря  $\Delta_{\text{п}}$  [6; 8; 14].

Слід зауважити, що величини  $Z$ , отримані за спрощеною номограмою рис. 1.3, не завжди збігаються з більш точними результатами розрахунку за узагальненим рівнянням (1.17), побудованим на базі експериментальних даних.

Для виконання розрахунків можна використовувати формули Касперовича (за умови, що тиск не перевищує 7,5 МПа (75 бар), а температура перебуває в межах (0...60 °С), а саме:

$$z = 1 - 5,39 \cdot 10^5 \frac{p \Delta_{\text{ст}}^{1,3}}{T^{3,3}}; \quad (1.18)$$

або

$$z = 1 - 5,59 \cdot 10^6 \frac{p \Delta_{\text{ст}}^{1,3}}{T^{3,3}}, \quad (1.19)$$

де  $p$  – абсолютний тиск за реальних (робочих) умов, бар (1.18), МПа;  $T$  – температура за реальних (робочих) умов, К.

Знаючи величину коефіцієнта стисливості, легко розрахувати газову сталу і густину природного газу для будь-яких заданих величин тиску  $P$  і температури  $T$  за формулами

$$R = \frac{P_0}{T_0 Z_0 \rho_0}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \quad (1.20)$$

$$\rho = \rho_0 \frac{P T_0}{P_0 T Z}, \text{ кг}/\text{м}^3. \quad (1.21)$$

У цих формулах використовуються стандартні параметри  $P_0 = 0,1013$  МПа і  $T_0 = 293$  К. Густина газу  $\rho_0$  в стандартних умовах обчислюється за відомим складом природного газу шляхом послідовного додавання стандартних густин його компонентів.

Відхилення властивостей реального природного газу від властивостей ідеального газу проявляються під впливом стисливості. Тому істотно змінюються методи обчислення всіх інших термодинамічних властивостей реального газу – ентальпії, внутрішньої енергії, ентропії тощо.

Зміна будь-якої термодинамічної властивості у разі переходу з одного стану в інший не залежить, як відомо, від шляху, обраного для переходу, і визначається лише початковими  $P_1, T_1$  і кінцевими  $P_2, T_2$  параметрами природного газу.

Так, наприклад, зміна ентальпії  $i = f(P, T)$  описується рівнянням [6, 8]:

$$di = \left( \frac{\partial i}{\partial p} \right)_T dp + \left( \frac{\partial i}{\partial T} \right)_p dT. \quad (1.22)$$

У цьому рівнянні часткові похідні ентальпії (або будь-якого іншого термодинамічного параметра) являють собою тангенси кутів нахилу ізотерм і ізобар, які графічно зображуються на діаграмі стану в координатах  $P-T$ .

Два найбільш очевидні шляхи розрахунку зміни ентальпії у разі переходу зі стану 1 у стан 2, які дають однаковий чисельний результат, можна проілюструвати рівняннями:

$$i_2 - i_1 = \int_{p_1}^{p_2} \left( \frac{\partial i}{\partial T} \right)_{T_1} dp + \int_{T_1}^{T_2} \left( \frac{\partial i}{\partial T} \right)_{P_2} dT, \quad (1.23)$$

$$i_2 - i_1 = \int_{P_1}^{P_2} \left( \frac{\partial i}{\partial P} \right)_{T_2} dp + \int_{T_1}^{T_2} \left( \frac{\partial i}{\partial T} \right)_{P_1} dT. \quad (1.24)$$

Рівняння (1.23) дає можливість визначити ізотермічне змінювання ентальпії за температури  $T_1$  від тиску  $P_1$  до тиску  $P_2$ , яка додається до ізобаричної зміни ентальпії за тиску  $P_2$  від температури  $T_1$  до температури  $T_2$ .

Рівняння (1.24) дає можливість визначити змінювання ентальпії спочатку за умови  $P_1 = \text{const}$  для різниці температур  $T_1$  і  $T_2$ , а потім за умови  $T_2 = \text{const}$  для зміни тиску від  $P_1$  до  $P_2$ .

Результати таких розрахунків будуть однаковими. Отже, повну ентальпію природного газу рекомендується обчислювати як суму ідеально газової ентальпії  $i_0$ , величина якої залежить тільки від температури, і поправки  $\delta i$ , що враховує тиск:

$$i = i^0 + \Delta i \text{ кДж/кг.} \quad (1.25)$$

Індекс «0» вказує на те, що ентальпія обчислюється за нульового абсолютного тиску, тобто коли речовина перебуває в стані ідеального газу.

Аналіз даних про склад природного газу різних свердловин показує, що ідеально газову ентальпію можна обчислити за рівнянням

$$i^0 = 139,3 \cdot \frac{T}{100} + 15,0 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^2 - 0,075 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^3 + 55,18 \cdot \frac{100}{T}. \quad (1.26)$$

Поправки на тиск для ентальпії природного газу можуть бути обчислені за формулою, що рекомендується ВНДІГАЗ:

$$\Delta i = 23,89 p \frac{1 + 0,0974 p \left(1 - 0,36 \frac{T}{100}\right)}{1 - 1,28 \frac{T}{100} + 0,269 p \left(1 - 0,239 \frac{T}{100}\right) - 0,02 p^2 \left(1 - 2,77 \frac{T}{100}\right)}. \quad (1.27)$$

Аналогічний метод застосовується для розрахунку теплоємності в умовах постійного тиску. У даному разі

$$c_p = c_{p_0} + \delta c_p. \quad (1.28)$$

Ідеально газова теплоємність  $c_{p_0}$  являє собою, по суті, часткову похідну

$c_{p_0} = \left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_{p_0}$ , яка звичайно розраховується за емпіричним рівнянням

$$c_{p_0} = A + BT + CT^2 + DT^3, \text{ Дж/моль} \cdot \text{К.} \quad (1.29)$$

Для природного газу величина ідеально газової ізобарної теплоємності може бути визначена за формулою

$$c_{p_0} = 0,564 \frac{T}{100} - 0,0168 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^2 + 0,000062 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^3 - 1,663 \cdot \frac{100}{T}, \quad (1.30)$$

а поправка на тиск – за виразом

$$\delta c_p = \frac{0,305P(1 + 0,109P)}{\left[ 1 - \frac{256T}{100} + 1,64 \left(\frac{T}{100}\right)^2 + \right. \\ \left. + 0,538 \left[ 1 - 1,52 \frac{T}{100} + 0,305 \left(\frac{T}{100}\right)^2 \right] P + \right. \\ \left. + 0,23 \left[ 1 + 0,404 \frac{T}{100} - 1,27 \left(\frac{T}{100}\right)^2 \right] P^2 \right]}.$$

За даними ВНДІГАЗ похибка розрахунків за такою узагальненою формулою у зрівнянні з результатами точних формул (1.29) і (1.30) не перевершує  $\pm 2,0$  %. Ізохорну теплоємність природного газу можна знайти за відомою формулою Майєра ( $c_v = c_p - R$ ) з використанням величин  $c_p$  і  $R$ , що розраховані за допомогою рівнянь (1.23) та (1.20).

Мольну ізобарну теплоємність природного газу в ідеально газовому стані можна визначити за узагальненою формулою ВНДІГАЗ, якщо є відомою відносна густина природного газу щодо повітря  $\Delta_{\pi}$ :

$$\mu C_{P0} = 21,563 + (23,656 + 0,071 * t) \Delta_{\pi}, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}), \quad (1.31)$$

де  $t$  – температура газу,  $^{\circ}\text{C}$ .

Показник адіабати природного газу в ідеально газовому стані  $k_0$  розраховується через відношення мольної ізобарної теплоємності до універсальної газової сталої:

$$\frac{k_0}{k_0 - 1} = \frac{\mu C_{P0}}{R_0}, \quad (1.32)$$

де  $R_0 = 8,3143$  кДж/(кмоль·К).

Очевидно, що величина коефіцієнта  $k$  істотно залежить від складу газу, його тиску і температури, що представлено в табл. 1.2.

Для більшості інженерних розрахунків параметрів стану природних газів рекомендується користуватись для визначення відхилень  $\Delta i$ ,  $\Delta C_p$ , і  $\Delta S$  менш точними, але простими рівняннями, отриманими на основі закону відповідних станів:

$$-\frac{\Delta i}{\pi R T_{\text{кр}}} = \frac{1,23}{v^2} - 0,061 + \frac{0,06}{v^2} \pi; \quad (1.33)$$

$$\frac{\Delta C_p}{R} = \frac{6\pi}{v^3} (0,41 + 0,02\pi); \quad (1.34)$$

$$-\frac{\Delta S}{\pi R} = \frac{0,82}{v^3} + \frac{0,04}{v^3} \pi. \quad (1.35)$$

Ці рівняння можна доповнити узагальненими залежностями для розрахунку коефіцієнта ізобаричної стисливості  $\chi$ :

$$\chi = \frac{\pi}{vZ} \left[ \frac{1,23}{v^2} - 0,061 + \frac{0,12}{v^2} \pi \right] \quad (1.36)$$

і коефіцієнта ізотермічної стисливості  $Y$ :

$$Y = \frac{1}{Z} \left( 1 + \frac{0,04}{v^3} \pi^2 \right). \quad (1.37)$$

Рівняння (1.33) – (1.37) при їх використанні у діапазоні зміни зведених параметрів  $1,3 \leq v \leq 1,7$  і  $0,2 \leq \pi \leq 1,3$  дають таку відносну середньоквадратичну похибку у зрівнянні з точними рішеннями:

$$\delta \left( \frac{\Delta i}{\pi R T_{\text{кр}}} \right) = \pm 6\%; \quad \delta \left( \frac{\Delta C_p}{R} \right) = \pm 9\%; \quad \delta(\chi) = \pm 5\%; \quad \delta(Y) = \pm 5\%.$$

При виході зведених параметрів за межі вказаних діапазонів відносна похибка узагальнених формул дещо збільшується.

### 1.3. Приклад розрахунку термодинамічних властивостей природного газу

Природний газ має такий склад в об'ємних частинах:

$$\text{CH}_4 = 0,966; \text{C}_2\text{H}_6 = 0,008; \text{C}_3\text{H}_8 = 0,003; \text{C}_4\text{H}_{10} = 0,008; \text{CO}_2 = 0,005; \text{N}_2 = 0,01.$$

Визначити основні властивості газу, якщо тиск  $P = 5,2$  МПа і температура  $t = 35$  °С.

*Розв'язання:*

1. Густина газу за нормальних умов визначається за формулою:

$$\rho_{\text{н}} = \sum r_i \rho_i = 0,966 \cdot 0,7168 + 0,008 \cdot 1,356 + 0,003 \cdot 2,005 + 0,008 \cdot 2,668 + 0,005 \cdot 1,977 + \\ + 0,01 \cdot 1,250 = 0,754 \text{ кг/м}^3,$$

де величини  $\rho_i$  приймаються за даними табл. 1.1.

2. Відносна густина природного газу щодо повітря:

$$\Delta_{\text{п}} = \frac{\rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{п}}} = \frac{0,754}{1,293} = 0,583,$$

де густина повітря за нормальних умов  $\rho_{\text{п}} = 1,293$  кг/м<sup>3</sup>.

3. Газова стала природного газу визначається як відношення газової сталої повітря  $R_{\text{пов}} = 287,15$  Дж/(кг·К) до відносної густини газу  $\Delta_{\text{п}}$ :

$$R = \frac{R_{\text{пов}}}{\Delta_{\text{п}}} = \frac{287,15}{0,583} = 492,5 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

4. Псевдокритичні параметри для природного газу визначаємо за формулами (1.15) та (1.16):

$$T_{\text{кр}} = 162,8(0,613 + \Delta_{\text{п}}) = 162,8(0,613 + 0,583) = 194,7 \text{ К};$$

$$P_{\text{кр}} = 0,1(47,9 - \Delta_{\text{п}}) = 0,1(47,9 - 0,583) = 4,732 \text{ МПа}.$$

5. Зведені параметри природного газу, якщо тиск  $P = 5,2$  МПа і температура  $t = 35$  °С:

$$\pi = \frac{P}{P_{\text{кр}}} = \frac{5,2}{4,732} = 1,099; \quad \nu = \frac{T}{T_{\text{кр}}} = \frac{273 + 35}{194,7} = 1,582.$$

6. Коефіцієнт стисливості газу за заданими параметрами визначаємо за рівнянням (1.17):

$$Z = 1 - \left( \frac{0,41}{\nu^3} - \frac{0,061}{\nu} \right) \pi - \frac{0,04}{\nu^3} \pi^2 = 1 - \left( \frac{0,41}{1,582^3} - \frac{0,061}{1,582} \right) 1,099 - \frac{0,04}{1,582^3} 1,099^2 = 0,916.$$

7. Мольна ізобарна теплоємність газу в ідеально газовому стані визначається за формулою (1.31):

$$\mu C_{p0} = 21,563 + (23,656 + 0,071 \cdot t) \Delta_{\text{п}} = 21,563 + (23,656 + 0,071 \cdot 35) \cdot 0,583 = \\ = 36,803 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

8. Показник адиабати газу в ідеально газовому стані визначаємо за формулою (1.32):

$$\frac{k_0}{k_0 - 1} = \frac{\mu C_{p0}}{R_0} = \frac{36,803}{8,3143} = 4,4265$$

звідки отримуємо величину  $k_0$ :

$$k_0 = \frac{4,4265}{4,4265 - 1} = 1,292.$$

9. Молекулярна маса природного газу розраховується за об'ємними частками компонентів природного газу:

$$\mu = \sum r_i \mu_i = 0,966 \cdot 16,043 + 0,008 \cdot 30,07 + 0,003 \cdot 44,097 + 0,008 \cdot 58,123 + 0,005 \cdot 44,010 + 0,01 \cdot 28,013 = 16,836 \text{ кг/кмоль.}$$

10. Питома ізобарна масова теплоємність природного газу в ідеально газовому стані:

$$C_{P0} = \frac{\mu C_{P0}}{\mu} = \frac{36,803}{16,836} = 2,186 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К.}$$

11. Ентальпія газу в ідеально газовому стані:

$$i_0 = C_{P0} T = 2,186(273 + 35) = 673,288 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К.}$$

12. Відхилення значення ентальпії природного газу від ідеально газового стану розраховується за формулою (1.33):

$$-\frac{\Delta i}{\pi R T_{кр}} = \frac{1,23}{v^2} - 0,061 + \frac{0,06}{v^2} \pi = \frac{1,23}{1,582^2} - 0,061 + \frac{0,06}{1,582^2} 1,099 = 0,4569.$$

Звідки отримуємо величину відхилення ентальпії для заданих параметрів газу:

$$-\Delta i = 0,4569 \pi R T_{кр} = 0,4569 \cdot 1,099 \cdot 492,5 \cdot 10^{-3} \cdot 194,7 = 48,149 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К.}$$

Зауважимо, що у цій формулі величина газової сталої природного газу має підставлятися у кДж/кг·К, тобто  $R = 492,5 \cdot 10^{-3}$  кДж/кг·К.

13. Ентальпія реального природного газу за заданими параметрами визначається за типовою формулою (1.25):

$$i = i_0 + \Delta i = 673,288 - 48,149 = 625,139 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К.}$$

14. Відхилення ізобарної теплоємності для заданих параметрів визначається за формулою (1.34):

$$\frac{\Delta C_P}{R} = \frac{6\pi}{v^3} (0,41 + 0,02\pi) = \frac{6 \cdot 1,099}{1,582^3} (0,41 + 0,02 \cdot 1,099) = 0,1032,$$

звідки маємо  $\Delta C_P = 0,1032 R = 0,1032 \cdot 0,4925 = 0,0508$  кДж/кг·К.

15. Ізобарна масова теплоємність газу за заданими параметрами:

$$C_P = C_{P0} + \Delta C_P = 2,186 + 0,0508 = 2,237 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К.}$$

16. Коефіцієнт ізобарної стисливості природного газу визначається за формулою (1.31):

$$\chi = \frac{\pi}{vZ} \left[ \frac{1,23}{v^2} - 0,061 + \frac{0,12}{v^2} \pi \right] = \frac{1,099}{1,582 \cdot 0,916} \left[ \frac{1,23}{1,582^2} - 0,061 + \frac{0,12}{1,582^2} 1,099 \right] = 0,366.$$

17. Коефіцієнт ізотермічної стисливості розраховуємо за формулою (1.37):

$$Y = \frac{1}{Z} \left( 1 + \frac{0,04}{v^3} \pi^2 \right) = \frac{1}{0,916} \left( 1 + \frac{0,04}{1,582^3} 1,099^2 \right) = 1,1050.$$

*Відповідь:*  $\rho_H = 0,754$ ;  $\Delta_H = 0,583$ ;  $R = 492,5$  Дж/(кг·К);  $P_{кр} = 4,732$  МПа;

$T_{кр} = 194,7$  К;  $Z = 0,916$ ;  $k_0 = 1,292$ ;  $\mu = 16,836$  кг/кмоль;

$i = 625,139$  кДж/кг;  $C_P = 2,237$  кДж/(кг·К);  $\chi = 0,3665$ ;  $Y = 1,1050$ .

#### 1.4. Класифікація природного газу за сімействами і групами

Якість газу (gasquality) – це загальна характеристика природного газу, яку визначають його склад і фізичні властивості.

Національний стандарт ДСТУ ISO 13686:2015 визначає, що якість газу – це характерна ознака природного газу стосовно його складу (основні, другорядні та залишкові компоненти) і його фізичних властивостей (теплота згоряння, число Воббе, фактор стисливості, відносна густина й точка роси).

Показники якості товарного газу базуються на таких вимогах:

– газ під час транспортування не повинен викликати корозію трубопроводів, арматури, приладів;

– газ під час його транспортування трубопроводами повинен бути в однофазному стані, тобто не повинні утворюватися і випадати в газопроводі вуглеводневі рідини, водяний конденсат та газові гідрати;

– використання товарного газу споживачами не повинно викликати ніяких труднощів, а спалювання його на газових приладах має бути максимально енергоефективним.

З цією метою в Європі введено в дію стандарт EN 437: 2012, IDT, EN 437: 2012, IDT, який набрав чинності в Україні, як ДСТУ EN 437: 2014. Випробувальні гази. Випробувальний тиск. Категорії приладів (EN 437: 2012, IDT, EN 437: 2012, IDT). Даний стандарт визначає тестові гази, випробувальні тиски та категорії пристроїв щодо використання горючих газів першого, другого і третього сімейств [2; 3].

Він є нормативним документом для залежних від нього стандартів для газових пристроїв, які знаходяться в межах юрисдикції Директиви Ради Європи з наближення законів Держав – членів ЄС у сфері газових пристроїв (90/396/ЕС). Стандарт дає рекомендації для використання газів і тисків під час випробувань. Гази при цьому поділяються на три сімейства, а кожне сімейство поділяється на групи, залежно від вищого індексу Воббе, що відображено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Класифікація газів за сімействами і групами залежно від індексу Воббе

Сімейства газів та групи	Вище число Воббе за температури 15°C і тиску 1013,25 мбар			
	мінімум		максимум	
	МДж/м <sup>3</sup>	кВт.год	МДж/м <sup>3</sup>	кВт.год
Перше сімейство – група А	22,4	6,27	24,8	6,94
Друге сімейство – група Н – група L – група Е	39,1	10,95	54,7	15,32
	45,7	12,80	54,7	15,32
	39,1	10,95	44,8	12,54
	40,9	11,45	54,7	15,32
Третє сімейство – група В/Р – група Р – група В	72,9	20,41	87,3	24,44
	72,9	20,41	87,3	24,44
	72,9	20,41	76,8	21,50
	81,8	22,90	87,3	24,44

У відповідності до ДСТУ ISO: 13686:2016, індекс Воббе  $W_s$  – об’ємна вища (нижча) теплота згоряння за стандартних умов, поділена на квадратний корінь відносної густини за тих самих стандартних умов, використаних під час вимірювання [2].

З метою встановлення безпечного діапазону спалювання природного газу на газових приладах стандарт вводить поняття «Тестовий газ».

Тестові гази – гази, призначені для перевірки технологічних характеристик пристроїв, що використовують горючі гази. Вони складаються з еталонних газів і граничних газів [3].

Значення, наведені в табл. 1.4 визначають склад, індекс Воббе  $W_s$ , теплоту згоряння  $H_s$ , відносну густину  $d$ , та випробувальний тиск  $P$  для газів, які застосовують як тестові на газовому обладнанні [2; 3; 9].

Таблиця 1.4

Тестові гази для груп газу другого сімейства згідно з EN437

Тип газу	Тип газу	Склад, об’ємні %	$W_s$ , МДж/м <sup>3</sup>	$H_s$ , МДж/м <sup>3</sup>	$d$	Тиск випробування $P$ мбар
Основний газ, ефективне згоряння	G20	CH <sub>4</sub> = 100	50,72	37,78	0,555	$P_n = 20$ $P_{min} = 17$ $P_{max} = 25$
Неповне згоряння, сажоутворення	G21	CH <sub>4</sub> = 87 C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> = 13	54,76	45,28	0,684	
Межа проскакування полум’я	G222	CH <sub>4</sub> = 77 H <sub>2</sub> = 23	47,87	31,86	0,443	
Межа відриву полум’я	G23	CH <sub>4</sub> = 92,5 N <sub>2</sub> = 7,5	45,66	34,95	0,586	

Все газове обладнання тестується та налагоджується на природному газі G20 (чистий метан), тобто газове обладнання повинно забезпечити оптимальне згоряння газу з максимальною тепловою потужністю.

При цьому обладнання може працювати в межах природного газу від G23 (межа відриву полум’я) до G21(неповне згоряння, сажоутворення). У даному випадку обладнання працює в безпечній зоні експлуатації, але неефективно.

Індекс Воббе калібрувального газу при цьому має бути в межах  $\pm 2$  % від зазначеного в табл. 1.4 для відповідного тестового газу (включно з допустимою похибкою вимірювального приладу) [2].

Індекс Воббе є одним із показників якості газу, що визначає режим горіння, він є визначальним при проектуванні та налагодженні побутових газових пальників.

Він є також головним критерієм вибору взаємозамінних газів для забезпечення нормального та ефективного режиму їх горіння.

Відносна густина газу впливає на швидкість потоку газу через пальник. Поєднання теплотворної здатності та відносної густини газу становлять міру того, наскільки швидко енергія подається до пальника [3; 9].



У разі збільшення індексу Воббе, швидкість надходження природного газу до пальника зростає.

При перевищенні його значення відносно газу G20, кисень, що знаходиться в повітрі не встигає повністю прореагувати з газом, що призводить до неповного його згоряння.

Неповне згоряння може призвести до утворення монооксиду вуглецю (CO) або вуглецевих частинок (сажі).

У разі зменшення індексу Воббе відносно газу G20, швидкість надходження природного газу до пальника падає. За низьких його значеннях, відбувається відрив полум'я, що може погасити полум'я, та призвести до витoku газу та вибуху.

В Європейському Союзі впроваджено новий стандарт EN16726: 2015 – Gas infrastructure – Quality of gas – Group H (Інфраструктура газової промисловості. Якість газу – Група H) [2].

Даний стандарт визначає характеристики якості газу, параметри та їх межі для газів, що класифікуються як гази групи H, які мають транспортуватись, закачуватись у сховища і викачуватись із них, розподілятись і використовуватись.

Як основний критерій, що визначає якість природного газу, яка не повинна негативно впливати на безпеку газових приладів і роботу кінцевих користувачів, є «Метанове число MN», мінімальне значення якого прийнято рівним MN=65.

Розрахунок метанового числа ґрунтується на оригінальних даних дослідницької програми, виконаної компанією АВЛ Дойчланд Гмб Х /1/ (AVL Deutschland GmbH /1/) для Асоціації досліджень у галузі двигунів внутрішнього згоряння (FVV).

## 1.5. Термодинамічні процеси природного газу

### 1.5.1. Напір нагнітача

Для стаціонарного потоку газу, який рухається зі швидкістю  $c$ , рівняння збереження й перетворення енергії можна записати у такому вигляді:

$$dH = di + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + dq, \text{ Дж/кг}, \quad (1.38)$$

де  $dH$  – робота, підведена до 1 кг маси газу на елементарному шляху його руху;  $di$  – зміна ентальпії газу;  $d(c^2/2)$  – зміна кінетичної енергії газу;  $dq$  – теплота, відведена від газу до зовнішніх систем, наприклад, до навколишнього середовища.

Реальні процеси течії газу вздовж проточної частини нагнітача супроводжуються втратами енергії, що викликано тертям, вихроутворенням та ін. Робота  $l_r$ , еквівалентна цим втратам енергії, необоротно перетворюється в теплоту  $q_r$ , яка повністю або частково передається газу.

Для таких процесів рівняння першого закону термодинаміки у системі координат, що рухається разом із центром тяжіння елемента маси газу, можна записати у такому вигляді:

$$di = v dP + dq_r - dq, \text{ Дж/кг.} \quad (1.39)$$

Підставляючи рівняння (1.39) до рівняння (1.38), отримуємо:

$$dH = v dP + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + dq_r, \text{ Дж/кг.} \quad (1.40)$$

Інтегрування останнього рівняння дає вираз для роботи, яка підведена до 1 кг газу у загальному випадку:

$$H = \int v dP + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + dq_r, \text{ Дж/кг,} \quad (1.41)$$

де індексами 1 і 2 позначено контрольні перерізи для реєстрування параметрів потоку газу, наприклад, на вході до нагнітача (1) й на виході з нагнітача (2);  $l_r = q_r$  – робота тертя проміж перерізами 1 і 2.

У теорії нагнітачів робота  $H$ , підведена до 1 кг газу, називається *напором нагнітача*.

Величина  $\int v dP$  є корисною роботою нагнітача, яка витрачається на стиснення газу та його переміщення вздовж проточної частини, її використовують як характеристику ефективності процесу стиснення.

Залежно від виду процесу стиснення корисна робота може бути ізотермічною, ізоентропійною (адіабатичною) або політропічною. Відповідно до цього, ефективність процесу стиснення прийнято оцінювати за допомогою ізотермічного, адіабатичного або політропічного коефіцієнтів корисної дії.

З класичної термодинаміки ідеальних газів відомо, що ізотермічний і адіабатичний процеси є окремими випадками загального політропічного процесу, що описується рівнянням  $Pv^n = \text{const}$ . Розглянемо окремо основні закономірності процесів стиснення реальних вуглеводневих газів.

### 1.5.2. Ізотермічне стиснення

Для ізотермічного стиснення ідеального газу показник політропи дорівнює  $n = 1$ , а рівняння процесу ізотермічного стиснення має вигляд

$$Pv = \text{const.}$$

Для реальних газів показник ізотерми  $n_T$  не дорівнює одиниці, більш того, він не залишається сталою величиною у процесі стиснення, тому рівняння ізотермічного процесу записують так:

$$Pv^{n_T} = \text{const.}$$

Миттєві значення показника ізотерми  $n_T$  для кожної окремої точки процесу ізотермічного стиснення визначаються за рівнянням:

$$n_T = -\frac{v}{P} \left( \frac{\partial P}{\partial v} \right)_T = -\left( \frac{\partial \ln P}{\partial \ln v} \right)_T \quad (1.42)$$

З використанням рівняння стану реальних газів  $Pv = ZRT$  формула (1.42) може бути перетворена на таку:

$$n_T = 1 - \left( \frac{\partial \ln Z}{\partial \ln V} \right)_T = \frac{1}{1 - \left( \frac{\partial \ln Z}{\partial \ln P} \right)_T}. \quad (1.43)$$

Величина  $1 - \left( \frac{\partial \ln Z}{\partial \ln P} \right)_T$  у формулі (1.43) має назву *коефіцієнт ізотермічної стисливості* і позначається символом  $Y$

$$Y = 1 - \left( \frac{\partial \ln Z}{\partial \ln V} \right)_T = 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T. \quad (1.44)$$

Тому в ізотермічному процесі стиснення показник ізотерми  $Pv^{n_T} = \text{const}$  є величиною, зворотною до коефіцієнта ізотермічної стисливості:

$$n_T = \frac{1}{Y}. \quad (1.45)$$

Середня величина показника ізотерми для ізотермічного процесу 1-2 стискування позначається символом  $\overline{n_T}$ .

В інженерній практиці розрахунків параметрів вуглеводневих газів вважається допустимим використання саме середніх значень показника  $\overline{n_T}$  замість миттєвих змінних величин  $n_T$ .

Показник ізотерми кінцевих параметрів  $\overline{n_T}$  визначається за таким рівнянням:

$$\overline{n_T} = \frac{\lg(P_2 / P_1)}{\lg(v_2 / v_1)} = \frac{\lg(P_2 / P_1)}{\lg\left(\frac{Z_1 P_2}{Z_2 P_1}\right)}. \quad (1.46)$$

Для реальних газів під час ізотермічного стиснення їх в області, де  $Z_1 > Z_2$ , величина  $n_{T1} > n_{T2}$  і середнє значення  $\overline{n_T} < 1$ .

Величина показника ізотерми  $\overline{n_T}$  завжди є середньою між миттєвим значенням  $n_T$  у точках 1 і 2, величина яких, у свою чергу, у вказаній області параметрів менше за одиницю.

Робота ізотермічного стискування реальних газів в Дж/кг при  $\overline{n_T} < 1$  визначається за формулою:

$$H_{\text{із}} = \frac{\overline{n_T}}{1 - \overline{n_T}} (P_1 v_1 - P_2 v_2) = \frac{\overline{n_T}}{1 - \overline{n_T}} RT (Z_1 - Z_2) = \frac{\overline{n_T}}{1 - \overline{n_T}} Z_1 RT \left[ 1 - 1 / \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1 - \overline{n_T}}{\overline{n_T}}} \right]. \quad (1.47)$$

### 1.5.3. Ізоентропійне стиснення

Під час розрахунків стиснення реальних газів за оборотною адіабатою ( $S = \text{const}$ ) доводиться застосовувати два показники адіабати: об'ємний  $k_v$  і температурний  $k_T$ .

Миттєві значення показників адіабати  $k_v$  і  $k_T$  визначаються за рівняннями:

$$k_v = - \frac{v}{P} \left( \frac{\partial P}{\partial v} \right)_S = - \left( \frac{\partial \ln P}{\partial \ln V} \right)_S = \frac{1}{1 - \left[ \frac{\partial \ln(ZT)}{\partial \ln P} \right]_S}; \quad (1.48)$$

$$k_T = \frac{1}{1 - \frac{P}{T} \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_S} = \frac{1}{1 - \frac{P}{C_p} \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_P} = \frac{1}{1 - \frac{ZR}{C_p} \left[ 1 + \left( \frac{\partial \ln Z}{\partial \ln T} \right)_P \right]}. \quad (1.49)$$

Величини  $k_v$  і  $k_T$  пов'язані між собою співвідношеннями, які отримані з диференційних термодинамічних рівнянь для реальних газів:

$$\frac{1}{k_v} = \frac{1}{k_T} - \left( \frac{\partial \ln Z}{\partial \ln P} \right)_S; \quad (1.50)$$

$$\frac{1}{k_v} = \frac{1}{n_T} - \left( 1 - \frac{1}{k_T} \right) \chi; \quad (1.51)$$

$$k_v = n_T \frac{C_P}{C_v}. \quad (1.52)$$

Для ідеального газу  $k_v = k_T = C_P / C_v$ .

У рівнянні (1.51) коефіцієнт ізобаричної стисливості  $\chi$  визначається рівнянням:

$$\chi = \frac{T}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_P = 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P. \quad (1.53)$$

Зауважимо, що з рівняння (1.51) можна пояснити фізичне значення коефіцієнта ізобаричної стисливості як взаємозв'язок проміж показниками  $n_T$ ,  $k_v$  і  $k_T$

у вигляді

$$\chi = \left( \frac{1}{n_T} - \frac{1}{k_v} \right) / \left( 1 - \frac{1}{k_T} \right).$$

Величину показників кінцевих параметрів  $\overline{k_v}$  і  $\overline{k_T}$  для двох точок на лінії  $S = \text{const}$  можна визначити за формулами:

$$\overline{k_v} = \frac{\lg(P_2 / P_1)}{\lg(v_1 / v_2)} = \frac{\lg(P_2 / P_1)}{\lg\left(\frac{Z_1 P_2 T_1}{Z_2 P_1 T_2}\right)}; \quad (1.54)$$

$$\overline{k_T} = \frac{\lg(P_2 / P_1)}{\lg\left(\frac{P_2 T_1}{P_1 T_2}\right)}. \quad (1.55)$$

Величини  $\overline{k_v}$  і  $\overline{k_T}$  завжди є середніми між відповідними миттєвими значеннями цих параметрів  $k_v$  і  $k_T$  у точках 1 і 2 процесу адіабатичного (ізоентропічного) стиснення.

Зв'язок проміж величинами  $\overline{k_v}$  і  $\overline{k_T}$  визначається такими співвідношеннями:

$$\frac{1}{\overline{k_v}} = \frac{1}{\overline{k_T}} + \frac{\lg(Z_1 / Z_2)}{\lg(P_2 / P_1)}; \quad (1.56)$$

$$\frac{\overline{k_T}}{\overline{k_v}} = 1 + \frac{\lg[Z_1 / Z_2]}{\lg\left(\frac{P_2 T_1}{P_1 T_2}\right)}. \quad (1.57)$$

У тих процесах, де  $Z_1 > Z_2$  коефіцієнт  $k_v$  менше за величину  $k_T$ , так само, як і  $\overline{k_v} < \overline{k_T}$ . Якщо  $Z_1 < Z_2$ , маємо  $k_v > k_T$ .

Для визначення температури  $T_{2\text{ад}}$  наприкінці ізоентропічного стиснення можна використати такі формули:

$$\frac{T_{2\text{ад}}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\bar{k}_T-1}{\bar{k}_T}} = \frac{Z_1}{Z_2} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\bar{k}_v-1}{\bar{k}_v}}. \quad (1.58)$$

Величина роботи ізоентропічного стиснення в Дж/кг визначається за рівнянням:

$$H_{\text{ад}} = \frac{\bar{k}_v}{\bar{k}_v - 1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = \frac{\bar{k}_v}{\bar{k}_v - 1} Z_1 R T_1 \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\bar{k}_v-1}{\bar{k}_v}} - 1 \right]. \quad (1.59)$$

Зауважимо, що заміна величини об'ємного показника адіабати  $\bar{k}_v$  на термічний показник адіабати  $\bar{k}_T$  у формулах (1.58) і (1.59) є неприпустимою, тому що це спричиняє великі похибки у результатах розрахунків.

Якщо у рівняннях (1.59) використати, наприклад, показник  $\bar{k}_T$  замість необхідного показника  $\bar{k}_v$ , то для процесів, де  $Z_1 > Z_2$ , результатом розрахунку буде збільшена величина адіабатичної роботи стиснення  $H_{\text{ад}}$ .

Визначимо також, що для реальних газів, коефіцієнт стисливості  $Z_1$  яких при початкових параметрах газу перед нагнітачем менше за одиницю ( $Z_1 < 1,0$ ) і величина  $Z_2 > Z_1$ , робота адіабатичного процесу стиснення є меншою у порівнянні з роботою ізоентропічного стиснення ідеального газу за однаковими значеннями відношення тисків  $P_2/P_1$ , температури  $T_1$ , газової сталої  $R$  і показника адіабати  $k$ .

#### 1.5.4. Політропічне стиснення

Під час розрахунків параметрів політропічного процесу реальних газів використовуються два показники політропи – температурний  $n_T$  і об'ємний  $n_v$ , значення яких не є сталими величинами, а змінюються залежно від тиску і температури газу.

Під час визначення політропічної роботи приймають декілька припущень, які дозволяють виконати інтегрування рівняння роботи.

Зокрема, показники політропи умовно вважаються сталими величинами, що дорівнюють усередненим показникам кінцевих точок політропічного процесу, тобто:

$$\frac{\bar{n}_T - 1}{\bar{n}_T} = \frac{PdT}{TdP} \approx \frac{\lg(T_2/T_1)}{\lg(P_2/P_1)}, \quad (1.60)$$

а об'ємний показник політропи, миттєве значення якого визначається за рівнянням (за умови  $\eta = \text{const}$ )

$$n_v = -\frac{v}{P} \left( \frac{\partial P}{\partial v} \right)_\eta, \quad (1.61)$$

приймається приблизно такою сталою величиною:

$$n_v \approx \bar{n}_v = \frac{\lg(P_2/P_1)}{\lg(v_1/v_2)}. \quad (1.62)$$

Температурний  $n_T$  і об'ємний  $n_v$  показники політропи є взаємопов'язаними:

$$\frac{n_v - 1}{n_v} = \frac{n_T - 1}{n_T} (1 + \chi) - (Y - 1). \quad (1.63)$$

## 1.6. Газодинамічні рівняння руху газу

Основні рівняння руху в класичній гідродинаміці отримані для ідеальної нестисливої рідини, у якій є відсутніми тертя і в'язкість, а густина залишається незмінною.

### 1.6.1. Перше рівняння Ейлера

Розглянемо течію ідеальної частинки рідини у натуральній системі координат. Одну з осей, а саме – вісь  $S$  (рис. 1.4) спрямовано за дотичною прямою щодо траєкторії точки у напрямку швидкості руху елемента рідини; другу вісь  $n$  – за головною нормаллю до траєкторії в точці  $A$ , а третю вісь  $m$  – у напрямку бінормалі.

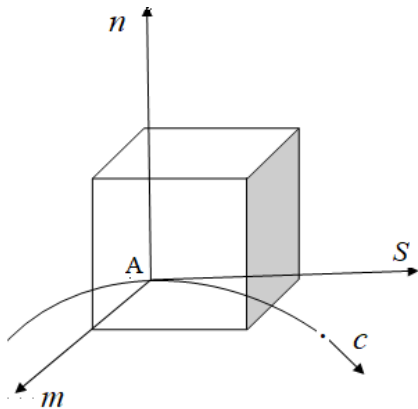


Рис. 1.4. Координати руху елемента ідеальної рідини

Прийнята система координат має ту перевагу, що у ній проекція швидкості в точці  $A$  в напрямку осі  $S$  дорівнює  $c_s = c$ , у той же час  $c_n = 0$  і  $c_m = 0$ .

За інтервал часу  $dt$  точка  $A$  мине відстань  $dS$ :

$$dS = c_s \cdot dt. \quad (1.64)$$

Отже, можуть з'явитися складові швидкості щодо осей  $n$  і  $m$ :

$$c_n = \frac{\partial c_n}{\partial t} dt \quad \text{і} \quad c_m = \frac{\partial c_m}{\partial t} dt. \quad (1.65)$$

Якщо прийняти таку умову, що точка  $A$  на відстані  $dS$  не вийшла за межі площини, нормальної до осі  $A_m$ , то складова  $c_m$  дорівнюватиме нулю:

$$c_m = \frac{\partial c_m}{\partial t} dt = 0. \quad (1.66)$$

Маса елементарного паралелепіпеда, що має об'єм  $dS \cdot dn \cdot dm$ , за незмінної густини рідини  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup> дорівнює:

$$\Delta M = \rho \cdot dS \cdot dn \cdot dm. \quad (1.67)$$

Рух паралелепіпеда масою  $\Delta M$  у напрямку осі  $S$  здійснюється під дією сил

$$\Delta p = \frac{\partial c_s}{\partial t} \cdot \Delta M, \quad (1.68)$$

$$\Delta p = p \cdot dn \cdot dm - \left( p + \frac{\partial p}{\partial S} dS \right) dn \cdot dm = - \frac{\partial p}{\partial S} \cdot dS \cdot dn \cdot dm, \quad (1.69)$$

де  $\Delta p$  – різниця тисків, які діють на дві поверхні  $dn \cdot dm$ ;  $\frac{\partial c_s}{\partial t}$  – прискорення елементарної частинки рідини у напрямку руху.

Зауважимо, що знак тиску  $p$  прийнятий так, що тиск, спрямований усередину елементарної частинки, буде позитивним.

Швидкість елемента рідини є функцією часу і координати точки.

Отже,

$$c = f(t, S, n, m). \quad (1.70)$$

Звідси витікає, що:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{\partial c}{\partial S} \cdot \frac{dS}{dt} + \frac{\partial c}{\partial n} \cdot \frac{dn}{dt} + \frac{\partial c}{\partial m} \cdot \frac{dm}{dt}. \quad (1.71)$$

З розглядання прийнятої системи координат видно, що:

$$\frac{dS}{dt} = c; \quad \frac{dn}{dt} = 0 \quad \text{і} \quad \frac{dm}{dt} = 0.$$

Тому маємо:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial S} = \frac{dc_3}{dt}. \quad (1.72)$$

Підставляючи ці значення у рівняння (1.68), одержимо:

$$-\frac{dp}{dS} \cdot dS \cdot dn \cdot dm = \rho \cdot \left( \frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial S} \right) \cdot dS \cdot dn \cdot dm, \quad (1.73)$$

або

$$\frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial S} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial S}. \quad (1.74)$$

Рівняння (1.74), що встановлює взаємозв'язок швидкості, прискорення і тиску як функції від координат точки, що розглядається, називають *першим рівнянням Ейлера* (1754 р.).

Аналогічно отримуються ще два рівняння, а саме:

$$\frac{\partial c_n}{\partial t} + c \frac{\partial c_n}{\partial S} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n}; \quad \frac{\partial c_m}{\partial t} + c \frac{\partial c_m}{\partial S} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial m}. \quad (1.75)$$

### 1.6.2. Рівняння Бернуллі

Як відомо, основною величиною у теорії лопаткових нагнітачів є повний напір  $H$ , що дорівнює сумі потенціальної енергії тиску й кінетичної енергії, які підведено до одиниці маси рідини:

$$H = \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2}, \quad \text{Дж/кг}. \quad (1.76)$$

Введемо величину напору (1.76) до рівняння Ейлера.

Диференціюючи це рівняння за  $S$ ,  $n$  і  $m$ , отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial S} &= \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial S} + c \frac{\partial c}{\partial S}; \text{ або } \frac{\partial p}{\partial S} = \rho \left( \frac{\partial H}{\partial S} - c \frac{\partial c}{\partial S} \right); \\ \frac{\partial H}{\partial n} &= \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n} + c \frac{\partial c}{\partial n}; \text{ або } \frac{\partial p}{\partial n} = \rho \left( \frac{\partial H}{\partial n} - c \frac{\partial c}{\partial n} \right); \\ \frac{\partial H}{\partial m} &= \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial m} + c \frac{\partial c}{\partial m}; \text{ або } \frac{\partial p}{\partial m} = \rho \left( \frac{\partial H}{\partial m} - c \frac{\partial c}{\partial m} \right). \end{aligned} \right\} \quad (1.77)$$

Після підстановки (1.77) у рівняння Ейлера (1.74 та 1.75), отримаємо:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial S} = -\frac{1}{\rho} \cdot \rho \cdot \left( \frac{\partial H}{\partial S} - c \frac{\partial c}{\partial S} \right),$$

тобто:

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial S} = 0. \quad (1.78)$$

Аналогічно можна записати:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial c_n}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial n} - c \left( \frac{\partial c}{\partial n} - \frac{\partial c_n}{\partial S} \right) &= 0 \\ \frac{\partial c_m}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial m} - c \left( \frac{\partial c}{\partial m} - \frac{\partial c_m}{\partial S} \right) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.79)$$

Для усталеного руху рідини, який ми розглядатимемо у подальшому, маємо:

$$\frac{\partial c}{\partial t} = \frac{\partial c_n}{\partial t} = \frac{\partial c_m}{\partial t} = 0. \quad (1.80)$$

Тому для усталеного руху ідеальної рідини (1.78) матиме такий вигляд:

$$\frac{\partial H}{\partial S} = 0. \quad (1.81)$$

Отже, повний напір нагнітача при роботі з ідеальною рідиною не змінюється уздовж лінії течії потоку. Рівняння (1.81) називається рівнянням Бернуллі.

### 1.6.3. Рівняння Гельмгольца для усталеного руху

Як видно з рівняння (1.79), для усталеного руху змінення напору  $H$  уздовж осей  $n$  і  $m$  є можливим лише за умови, якщо величини  $\left(\frac{\partial c}{\partial n} - \frac{\partial c_n}{\partial S}\right)$  і  $\left(\frac{\partial c}{\partial m} - \frac{\partial c_m}{\partial S}\right)$  відповідно не дорівнюватимуть нулю. У газодинаміці можна знайти доказ того, що різниця  $\left(\frac{\partial c}{\partial n} - \frac{\partial c_n}{\partial S}\right)$  є кутовою швидкістю обертання елемента рідини відносно осі  $m$ . Ця величина звичайно має назву «вихор».

Величина вихору відносно осей  $n$  і  $m$  визначається за формулами

$$\lambda_n = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial C}{\partial n} - \frac{\partial C_n}{\partial S} \right); \quad (1.82)$$

$$\lambda_m = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial c}{\partial m} - \frac{\partial c_m}{\partial S} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial c}{\partial m}. \quad (1.83)$$

Для більш легкого запам'ятовування зауважимо, що вихор  $\lambda$  можна розрахувати як відповідний визначник матриці:

$$\lambda = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} \partial c; \partial c_n; \partial c_m \\ 1; 1; 1 \\ \partial S; \partial n; \partial m \end{vmatrix}. \quad (1.84)$$

Звернемо увагу, що величину  $\lambda$  слід розглядати як деяку інваріантну (тобто незалежну від вибору осей координат) величину, яка характеризує обертання та деформацію частинки рідини, не додаючи величині  $\lambda$  жодного геометричного тлумачення. Використовуючи поняття вихору, можна записати рівняння (1.77) і (1.78) у вигляді системи:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial S} &= 0; \\ \frac{\partial H}{\partial n} - 2c \cdot \lambda_m &= 0; \\ \frac{\partial H}{\partial m} - 2c \cdot \lambda_n &= 0; \end{aligned} \right\}, \quad (1.85)$$

яка має назву рівняння Гельмгольца для усталеного руху.



Із цих рівнянь витікають дуже важливі висновки:

- Уздовж лінії потоку ідеальної рідини повний напір  $H$  не змінюється.
- При переході з однієї лінії потоку до іншої повний напір  $H$  може змінюватись лише залежно від завихрення поля.
- Якщо потенційне поле не має жодних вихорів ( $\lambda_m = \lambda_n = 0$  у будь-якій точці поля), то повний напір  $H$  є величиною сталою в усіх точках поля:

$$H = \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{const.} \quad (1.86)$$

Рівняння (1.86) має назву узагальненого інтеграла Бернуллі. Фізичний зміст рівнянь (1.85) і (1.86) полягає у тому, що повний напір  $H$  для будь-якої точки уздовж лінії потоку, яка пройшла скрізь нагнітач, залишається сталим.

Якщо у потоці ідеального газу, що підходить до робочого колеса нагнітача, немає жодних вихорів, то і після нагнітача повний напір ( $H = \text{const}$ , якщо  $c \neq 0$ ) залишиться таким же безвихровим, як і до нагнітача.

Отже, нагнітач, що працює на ідеальному газі, не може збільшити напір і підвищити тиск газу.

Реальні гази, при роботі на яких нагнітачі можуть створити напір і підвищити тиск, мають властивості, які дають змогу підвищувати напір. Ця властивість – в'язкість. Завдяки саме в'язкості на межах поверхонь робочих органів (лопаток) лопаткових нагнітачів утворюються поверхні розриву і вихори, які дають змогу створити напір. При цьому утворення поверхонь розриву і вихорів залишається можливим за будь-якої маленької величини в'язкості робочої рідини.

Поняття вихору має фізичне значення лише у виняткових випадках. Крім того, поняття вихору може бути застосоване тільки для однієї точки простору, а отже, розглядаючи довільне поле, маємо розглядати усі його точки, що дуже важко. Набагато зручніше використовувати замість поняття «вихор» інше поняття – «циркуляцію швидкості щодо контуру».

#### 1.6.4. Циркуляція швидкості уздовж контуру

Циркуляцію щодо контуру будемо визначати як інтеграл  $\int c_S dS$ , де  $c_S$  – складова швидкості за напрямом дотичної прямої до траєкторії у даній точці. При цьому поняття вихору у даній точці  $A$  маємо уявлення як половина границі відношення циркуляції уздовж контуру при стягнутій контуру в точку  $A$  до його площі:

$$\Gamma = \oint c_S \cdot dS = 2\lambda_m dS dn. \quad (1.87)$$

Якщо помістити вихор в точку, що розташована на осі, перпендикулярній до площини рисунку (рис. 1.5), то довкола осі у цій площині створюється циркуляційний коловий потік із постійною циркуляцією  $\Gamma = \text{const}$ .

На будь-якому колі радіусом  $R$  циркуляція дорівнює:

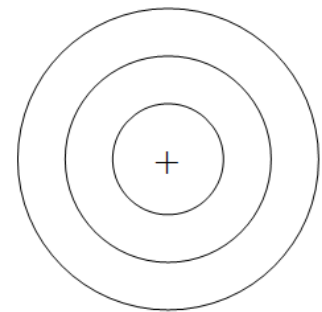


Рис.1.5. Циркуляційний коловий потік

$$\Gamma = \oint c_S \cdot dS = \int_0^{2\pi} c_u dR = 2\pi R \cdot c_u = \text{const.} \quad (1.88)$$

Звідси колова швидкість у будь-якій точці поля, спричинена центральним вихором, дорівнює

$$c_u = \frac{\Gamma}{2\pi R}. \quad (1.89)$$

Відзначимо, що відстань між лініями потоку є обернено пропорційною відносно величини швидкості у точці, яка розглядається.

Іншими словами, витрата рідини проміж двома будь-якими лініями потоку є одна і та ж стала величина.

Відзначимо такі основні особливості циркуляції:

1) При усталеному русі циркуляція зберігає сталі значення щодо будь-якого нерухомого замкнутого контуру.

2) Якщо рух потоку є усталеним і безвихровим, то у такому випадку циркуляція щодо будь-якого нерухомого тіла дорівнює нулю.

Це ще раз підтверджує ту обставину, що в ідеальному газі нагнітач працювати не може. З цих же особливостей сталості циркуляції витікає, що в ідеальній рідині є неможливим ані створення, ані знищення вихору.

Будь-яке вихроутворення та загасання вихорів, які спостерігаються у реальних обставинах, спричиняються в'язкістю реальних рідин. Ідеальна рідина буде однаково плавно текти як у закручених, так і ламаних каналах.

Отже, для реальних в'язких рідин циркуляція щодо нерухомого замкнутого контуру є відмінною від нуля, якщо контур охоплює зону, усередині якої міститься, наприклад, поодиначий вихор або тіло, що обтікається в'язкою рідиною, у потоці якої утворюються вихори.

### 1.6.5. Друге рівняння Ейлера

Ще одне рівняння має дуже важливе значення у теорії лопаткових нагнітачів відцентрового типу. Йдеться про закон моментів кількості руху.

Згідно з цим законом похідна за часом від моменту кількості руху деякої маси газу відносно певної нерухомої осі дорівнює сумарному моменту усіх зовнішніх сил, прикладених до цієї маси, відносно цієї ж осі, наприклад, довільної осі  $Z$ :

$$\frac{d(mRc_u)}{d\tau} = M_z, \quad (1.90)$$

де  $m$  – секундна маса рідини, що обертається навколо осі  $Z$ ;  $R$  – плече (радіус) обертання;  $c_u$  – колова складова абсолютної швидкості руху маси газу  $m$ ; добуток  $mRc_u$  є моментом кількості руху маси  $m$ ;  $M_z$  – момент зовнішніх сил, що здійснюють механічну роботу, яка передається від ротора нагнітача до газу.

При сталому русі газу зміна сумарного моменту кількості руху маси газу, яка пересувається за інтервал часу  $d\tau$ , дорівнює різниці моментів кількості руху  $dm(c_{u2}R_2 - c_{u1}R_1)$ .

Отже, сумарний момент зовнішніх сил, що діють на масу газу, яка пересувається від положення 1 до положення 2, можна визначити за формулою:

$$M_z = m(c_{u2}R_2 - c_{u1}R_1). \quad (1.91)$$

Рівняння (1.91) є слухним щодо течії без тертя, так і при течії з тертям.

Як відомо, момент кручення на валу ротора може бути визначений через теоретичну потужність турбомашини  $N_T$  і кутову швидкість  $\omega = 2\pi n_c$ :

$$M_z = \frac{N_T}{2\pi n_c}, \quad (1.92)$$

де  $n_c$  – секундна частота обертання ротора,  $c^{-1}$ .

Зауважимо, що у формулі (1.92) теоретична потужність дорівнює  $N_T = mH_T$ , де  $H_T$  – теоретичний напір нагнітача, який не враховує жодних втрат енергії.

За фізичним смислом теоретичний напір  $H_T$  є робота, затрачена для стискування 1 кг газу.

Отже, формула (1.92) може бути записана у вигляді:

$$M_z = \frac{mH_T}{2\pi n_c}. \quad (1.93)$$

Оскільки добуток кутової швидкості та радіуса має результатом колову швидкість обертання  $2\pi n_c R = u$ , підставляючи (1.93) до рівняння (1.91), помноживши обидві частини цього рівняння на кутову швидкість  $\omega = 2\pi n_c$  і розділивши на секундну масу  $m$ , отримаємо остаточно:

$$H_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1, \text{ Дж/кг}. \quad (1.94)$$

Рівняння (1.94) називають другим рівнянням Ейлера або основним рівнянням Ейлера для турбомашин.

Зауважимо, що зіставлення рівнянь (1.94) і (1.87) дає дуже цікавий взаємозв'язок між добутком  $c_{ui}$  та поняттям циркуляції  $\Gamma$ .

Дійсно, оскільки  $c_{ui} = c_u 2\pi R n_c$ , а  $\Gamma = 2\pi R c_u$ , то маємо:

$$c_{ui}u = n_c \Gamma = \frac{\omega}{2\pi} \Gamma. \quad (1.95)$$

Тому рівняння (1.94) можна записати так:

$$H_c = n_c (\Gamma_2 - \Gamma_1) = \frac{\omega}{2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1), \text{ Дж/кг}. \quad (1.96)$$

### 1.6.6. Рівняння нерозривності

Закон збереження маси, який називають також рівнянням нерозривності, визначає рівність масових витрат у двох або декількох контрольних перетинах проточної частини нагнітача.

Для елементарної струминки, зображеної на рис. 1.6, при сталій течії у натуральній системі координат рівняння нерозривності можна записати так:

$$\rho \cdot c \cdot df = \text{const}, \quad (1.97)$$

де  $\rho$  – густина рідини у даному перетині;  $c$  – швидкість потоку;  $df$  – площа перетину струминки.

Для будь-якого каналу при одновимірній течії рівняння нерозривності звичайно використовується у такій формі:

$$\rho \cdot c_{\text{сеп}} \cdot F = \text{const}, \quad (1.98)$$

де  $F$  – площа перетину, перпендикулярного вектору швидкості;  $c_{\text{сеп}}$  – середня швидкість у перетині каналу, яка визначається формулою:

$$c_{\text{сеп}} = \frac{1}{F} \int_F c dF. \quad (1.99)$$

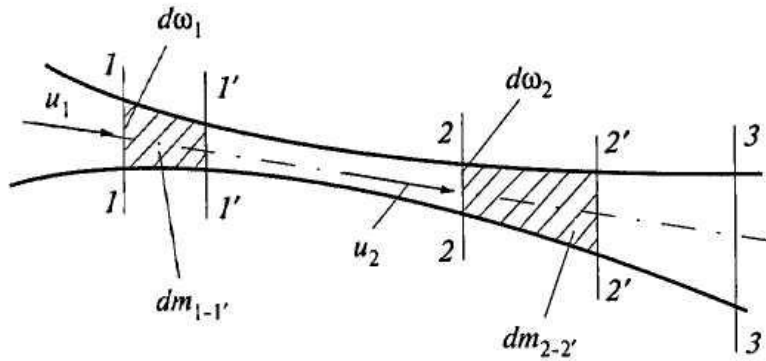


Рис. 1.6. До виведення закону збереження маси і рівняння нерозривності для трубки потоку

Рівняння нерозривності (1.98) є законом збереження маси для реальної рідини, що стискається.

Якщо рідина не стискається, то  $\rho_1 = \rho_2$ .

Таким чином, рівняння нерозривності визначає розподіл швидкостей потоку: швидкість більша в тих місцях, де трубка струминки вужча, вона зменшується у напрямі розширення трубки струминки (русло річки або трубки, по якій протікає рідина).