

М. А. Шевченко

**ТУРБОДЕТАНДЕРИ, КОМПРЕСОРИ
І ОБЛАДНАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ**

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

М. А. Шевченко

**ТУРБОДЕТАНДЕРИ, КОМПРЕСОРИ
І ОБЛАДНАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ**

Конспект лекцій

Харків «ХАІ» 2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

М. А. Шевченко

**ТУРБОДЕТАНДЕРИ, КОМПРЕСОРИ
І ОБЛАДНАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ**

Конспект лекцій

Харків «ХАІ» 2023

УДК 621.6.052(075.8)
Ш37

Рецензенти: канд. техн. наук Я. В. Двірник,
канд. техн. наук О. В. Жорнік

Шевченко, М. А.

Ш37 Турбодетандери, компресори і обладнання компресорних станцій [Електронний ресурс] : консп. лекцій / М. А. Шевченко. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2023. – 128 с.

Наведено основні характеристики та особливості обладнання, яке призначено для підготовки та подальшого транспортування природного газу в установках комплексної підготовки газу для вироблення електроенергії на газорозподільних станціях і пунктах. Розглянуто термодинамічні та фізичні процеси в елементах турбохолодильних установок, їх термодинамічний аналіз, схеми та обладнання промислових установок турбодетандерних агрегатів, конструкцію промислових та утилізаційних турбодетандерних агрегатів. Подано основні характеристики та особливості компримуючого обладнання компресорних станцій.

Для студентів, які вивчають курси «Турбодетандери, компресори і обладнання компресорних станцій», «Нагнітачі природного газу» та «Газотурбінні установки і компресорні станції», а також для самостійної роботи бакалаврів, магістрів та аспірантів.

Іл. 65. Бібліогр. : 17 назв

УДК 621.6.052(075.8)

© Шевченко М. А., 2023
© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», 2023

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ.....	7
ПЕРЕДМОВА	8
Тема I ФІЗИКО-ХІМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ТА ГОЛОВНІ РІВНЯННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ	11
Лекція № 1 Складові видобутку природного газу та способи його охолодження.....	11
1.1 Важливість галузі видобутку природного газу, її проблеми та перспективи.....	11
1.2 Основні складові промислу (видобутку) природного газу	12
1.3 Способи охолодження природного газу.....	13
Література	15
Лекція № 2 Основні фізико-хімічні параметри газової суміші заданого хімічного складу. Загальна характеристика природного газу	16
2.1 Хімічний склад природного газу	16
2.2 Основні фізичні характеристики та рівняння стану природного газу	20
2.3 Природний газ – загальна характеристика	26
Література	27
Тема II ТУРБОДЕТАНДЕР ЯК ЧАСТИНА ПРОМИСЛОВИХ УСТАНОВОК..	28
Лекція № 3 Поняття «детандер», типи детандерів та їх навантажувальні прилади	28
3.1 Детандери, їх призначення і галузь застосування	28
3.2 Класифікація детандерів та їх принцип дії.....	30
3.3 Переваги та недоліки різних типів детандерів.....	33
3.4 Різновиди навантажувальних приладів турбодетандерів	34
Література	35
Лекція № 4 Класифікація турбодетандерів, їх конструкція та h-S-діаграма	36

4.1 Класифікація турбодетандерів за різними параметрами.....	36
4.2 Конструкція турбодетандерів, основні елементи та їх призначення	40
4.3 Процес розширення газу в ступені турбодетандера в h-S-координатах.....	42
Література	43
Лекція № 5 Турбодетандери в установках комплексної підготовки газу	44
5.1 Турбодетандерний агрегат з дотискним компресором	44
5.2 Низькотемпературна сепарація.....	44
5.3 Умови роботи промислових турбодетандерів	47
5.4 Особливості розрахунку турбодетандерного агрегату.....	47
Література	49
Лекція № 6 Регулювання турбодетандера.....	50
6.1 Регулювання турбодетандера та головні регульовальні параметри	50
6.2 Рівняння витрати для турбодетандерів, що працюють на реальному газі.....	51
6.3 Спільна робота турбодетандера і компресора (характеристика та вплив регульовальних параметрів)	54
Література	61
Лекція № 7 Принципові схеми турбохолодильних установок	62
7.1 Склад турбохолодильних установок. Типові схеми турбохолодильних установок.....	62
7.2 h-S-діаграма процесів у турбохолодильних установках	64
7.3 Термодинамічний аналіз турбохолодильних установок, поняття ексергії, ексергетичний ККД та види втрат у турбодетандері	65
7.4 Коефіцієнти, що характеризують якість теплообміну.....	67
Література	69

Лекція № 8 Принципові схеми сепараторів, їх особливості та характеристики	70
8.1 Сепаратори та їх призначення	70
8.2 Основні типи сепараторів, їх особливості.....	70
8.3 Типові характеристики сепараторів	73
8.4 Розподіл фаз в сепараторі	75
Література	77
Лекція № 9 Енергоутилізаційні турбодетандерні установки. Ч. 1	78
9.1 Призначення утилізаційних турбодетандерних установок.....	78
9.2 Принципові схеми утилізаційних турбодетандерних установок, які використовуються на газорозподільних станціях і газорозподільних пунктах	79
9.3 Технологічна схема утилізаційної турбодетандерної установки при спільній роботі з повітряно-кліматичною системою	83
9.4 Турбодетандерна утилізаційна установка для споживачів, які використовують природний газ із різним тиском	87
Література	89
Лекція № 10 Енергоутилізаційні турбодетандерні установки. Ч. 2	90
10.1 Утилізаційна установка для вироблення електроенергії і зріджених газів	90
10.2 Схема використання турбодетандерного агрегату в комбінованому циклі на газотранспортній компресорній станції	91
10.3 Технологічні схеми оброблення природного газу при його видобуванні з використанням турбодетандерного агрегату..	93
Література	96
Тема III КОМПРЕСОРНЕ ОБЛАДНАННЯ ПРОМИСЛОВИХ СТАНЦІЙ ТА ТРАНЗИТНИХ ЛАНОК	97
Лекція № 11 Компримуюче обладнання компресорних станцій. Нагнітачі природного газу	97
11.1 Призначення компресорних станцій.....	97
11.2 Відцентрові нагнітачі та їх класифікація	98

11.3 Особливості конструкції та робочих процесів у відцентрових нагнітачах	101
11.4 Принцип дії відцентрових нагнітачів	102
Література	103
Лекція № 12 Основні характерні параметри відцентрових нагнітачів, їх вхідні пристрої та типи робочих коліс	104
12.1 Кінематичні та газодинамічні параметри нагнітачів	104
12.2 Основні геометричні (конструктивні) параметри ступеня нагнітачів	105
12.3 Вхідні пристрої нагнітачів, їх переваги та недоліки	106
12.4 Типи робочих коліс відцентрових нагнітачів	107
Література	111
Лекція № 13 Вихідна система відцентрових нагнітачів	112
13.1 Дифузори нагнітачів, види, переваги та недоліки	112
13.2 Вихідна система нагнітача	116
Література	119
Лекція № 14 Характеристики нагнітачів природного газу	120
14.1 Характеристики нагнітачів, їх визначення і види	120
14.2 Комплекс зведення	123
Література	125
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	126

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

ПГ – природний газ
ТДУ – турбодетандерна установка
ГРС – газорозподільна станція
ГРП – газорозподільний пункт
ТД – турбодетандер
НТС – низькотемпературна сепарація
ГТУ – газотурбінна установка
ГПА – газоперекачувальний агрегат
УТДУ – утилізаційна турбодетандерна енергозберігаюча установка
ПД – поршневий детандер
ГД – гвинтовий детандер
К – компресор
Т – турбіна
НП – навантажувальний пристрій
СА – сопловий апарат
РК – робоче колесо
УКПГ – установка комплексної підготовки газу
ТО – теплообмінник
ДКС – дотискна компресорна станція
ЛД – лопатковий дифузор
САР – система автоматичного регулювання
ТХУ – турбохолодильна установка
ВЦН – відцентровий нагнітач
МСР – межа стабільної роботи
С – сепаратор
АПО – апарат повітряного охолодження
ПКС – повітряно-кліматична система
ГТД – газотурбінний двигун
ГТС – газотранспортна система
КС – компресорна станція
ГКС – головна компресорна станція
Н – нагнітач
БЛД – безлопатковий дифузор
ЗНА – зворотний направляючий апарат
ЩД – щілинний дифузор

ПЕРЕДМОВА

Метою навчальної дисципліни «Турбодетандери, компресори і обладнання компресорних станцій» є теоретична і практична підготовка майбутніх фахівців до проектування та експлуатації обладнання компресорних станцій.

Завданнями навчальної дисципліни є: сприяння набуттю знань про обладнання компресорних станцій, схеми та особливості проектування турбодетандерів і компресорів з урахуванням фізико-хімічних і теплофізичних властивостей робочого тіла – природного газу багатоконпонентного складу, розширення кругозору фахівця та виховання вміння всебічного аналізу проблем, що виникають при проектуванні обладнання компресорних станцій.

Конспект лекцій спрямовано на самостійне вивчення дисципліни. Матеріал лекцій, який виділено курсивом, є переважно для загального ознайомлення. Жирним подано основні терміни та поняття, яким потрібно приділити більше уваги при засвоєнні матеріалів лекції, їх перелік наведено у кінці лекції разом з контрольними запитаннями та списком літератури.

Згідно з вимогами освітньо-професійної програми при вивченні дисципліни студенти повинні досягти таких **компетентностей**:

1. Загальні:

- здатність до пошуку, оброблення та аналізу інформації з різних джерел;
- здатність спілкуватися з представниками інших професійних груп різного рівня;
- здатність розробляти проекти та керувати ними;
- здатність працювати в міжнародному контексті.

2. Фахові:

- здатність застосовувати спеціалізовані концептуальні знання, що включають сучасні наукові здобутки в сфері енергетичного машинобудування;
- здатність критично осмислювати проблеми і перспективи розвитку у сфері енергетичного машинобудування та суміжні міждисциплінарні проблеми;
- здатність аналізувати та комплексно інтегрувати сучасні знання з природничих, інженерних, суспільно-економічних та інших наук для вирішення

складних завдань і проблем, пов'язаних з проєктуванням та експлуатацією енергетичного і теплотехнологічного обладнання;

- здатність аналізувати, оцінювати та застосовувати науково-технічну інформацію в галузі енергетичного машинобудування;

- здатність розробляти та впроваджувати інноваційні проєкти і програми, забезпечувати конкурентоспроможність продукції, здійснювати техніко-економічне обґрунтування проєктів у галузі енергетичного машинобудування;

- здатність проєктувати та експлуатувати енергетичне і теплотехнологічне обладнання;

- здатність приймати ефективні рішення з виробництва й експлуатації енергетичного та теплотехнологічного обладнання з урахуванням вимог щодо якості, екологічності, надійності, конкурентоспроможності та охорони праці.

3. Програмні результати навчання:

- застосовувати спеціалізовані концептуальні знання, що включають сучасні наукові здобутки, а також критичне осмислення сучасних проблем у галузі енергетичного машинобудування для вирішення складних завдань професійної діяльності;

- здійснювати пошук необхідної інформації у науково-технічній і патентній літературі, базах даних, інших джерелах з технологій і процесів у галузі енергетичного машинобудування, на їх основі систематизувати, аналізувати та оцінювати відповідну інформацію;

- формулювати і вирішувати складні інженерні, виробничі та/або дослідницькі завдання під час проєктування, виготовлення і експлуатації газотурбінних установок, іншого енергетичного обладнання та створення конкурентоспроможних розробок, втілення результатів в інноваційних проєктах;

- розробляти і реалізовувати проєкти у галузі енергетичного машинобудування та пов'язані з нею міждисциплінарні проєкти з урахуванням технічних, економічних, правових, соціальних та екологічних аспектів;

- створювати новітні технології та процеси і обґрунтовувати вибір обладнання та інструментів з урахуванням обмежень в енергетичному машинобудуванні на основі сучасних знань в енергетичній та суміжних галузях;

- використовувати методи моделювання, а також методи експериментальних досліджень з метою детального вивчення тепло- і масообмінних, гідравлічних та інших процесів, які відбуваються в газотурбінних установках,

іншому технологічному обладнанні та об'єктах енергетичного машинобудування;

- приймати ефективні рішення з інженерних та управлінських питань у галузі енергетичного машинобудування в складних і непередбачуваних умовах, у тому числі із застосуванням сучасних методів та засобів оптимізації, прогнозування та прийняття рішень;

- формулювати та вирішувати інноваційні завдання у галузі енергетичного машинобудування з урахуванням вимог до результатів, технічних стандартів, а також нетехнічних (суспільство, здоров'я і безпека, інтелектуальна власність, навколишнє середовище, економіка і виробництво) аспектів;

- керувати складними робочими процесами у галузі енергетичного машинобудування, у тому числі такими, що є непередбачуваними та потребують нових стратегічних підходів.

Міждисциплінарні зв'язки. Для вивчення дисципліни «Турбодетандери, компресори і обладнання компресорних станцій» потрібні знання, здобуті на бакалаврському рівні вищої освіти при вивченні дисциплін: «Вища математика», «Фізика», «Хімія та основи екології», «Технічна термодинаміка», «Гідрогазодинаміка», «Теорія та розрахунок лопаткових машин», «Теплообмінне обладнання в енергетиці та газовій галузі», «Теорія газотурбінних двигунів і установок».

Автор висловлює подяку канд. техн. наук, ст. наук. співроб. Олені Серафимівні Баришеві за попереднє формулювання структури дисципліни "Турбодетандери, компресори і обладнання компресорних станцій", канд. техн. наук, доц. кафедри аерокосмічної теплотехніки Майї Володимирівні Амброжевич за поради до матеріалів, викладених у конспекті лекцій, а також редактору Ніні Михайлівні Сікульській за її сумлінну роботу та оперативність.

Тема I ФІЗИКО-ХІМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ТА ГОЛОВНІ РІВНЯННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ

Лекція № 1 Складові видобутку природного газу та способи його охолодження

План

- 1.1 Важливість галузі видобутку природного газу, її проблеми та перспективи.
- 1.2 Основні складові промислу (видобутку) природного газу.
- 1.3 Способи охолодження природного газу.

1.1 Важливість галузі видобутку природного газу, її проблеми та перспективи

Сьогодні важко уявити наше життя без використання природного газу (ПГ). Природний газ використовується в промисловості як паливо для наземного транспорту, обігріває наші оселі і допомагає творити кулінарні шедеври, забезпечуючи наше існування. Однак люди зазвичай не замислюються над тим, звідки ж з'являється ПГ і яким же чином він потрапляє в наші оселі.

Вигідне географічне положення України дозволяє їй бути основною державою-транзитером ПГ і нафти з Росії, Кавказу та Середньої Азії. Через її територію природний газ надходить до країн Східної, Центральної, Західної Європи, Балканського регіону та Туреччини.

Передача газу на відстань в Україні почалася більше 150 років тому, ще у Львові в 1858 р. Після Великої Вітчизняної війни Україна стала першим експортером ПГ в Європу. Крім того, освоєно видобуток власних родовищ.

Частка ПГ в світовому паливно-енергетичному комплексі з кожним роком все зростає. У новому столітті за численними дослідженнями експертів буде спостерігатися різке зростання ролі ПГ в енергетиці багатьох країн. Опубліковані прогнози свідчать, що до 2030 року споживання газу в світі може подвоїтися, а міжрегіональні поставки потроїтися.

Тому сучасній газовій промисловості доводиться вирішувати широке коло завдань, пов'язаних з технологічними, економічними та екологічними питаннями. Скорочення запасів органічного палива в усьому світі і зростання цін на енергоносії, а також питання охорони навколишнього сере-

довища істотно підвищує актуальність робіт в області енергозбереження і використання вторинних енергоресурсів та перехід на поновлювані джерела енергії.

Серед різних способів економії енергії та енергоресурсів досить значного поширення набула енергозберігаюча технологія на базі **турбодетандерних установок (ТДУ)**, які перетворюють потенціальну енергію надлишкового тиску ПГ магістрального газопроводу на механічну роботу.

У магістральних газопроводах ПГ транспортується під тиском 35–75 атмосфер залежно від віддалення компресорної станції. Такий високий тиск газу є необхідним для компенсації транспортних втрат і отримання оптимальної пропускної здатності газопроводу.

Остаточним споживачам (підприємствам і населенню) такий тиск газу не потрібен, тому тиск газу знижують на **газорозподільних станціях (ГРС)** і **газорозподільних пунктах (ГРП)**. Місцеві міські системи газопостачання мають **стандарти тиску 12, 6 і 3 атмосфери**, а в споживчі апарати ПГ подається **під тиском 1–2 атмосфери**.

Зниження тиску (редукування) газу від магістралі до споживачів на всіх етапах здійснюється **дроселюванням** з повною втратою надлишкової потенціальної енергії, витраченої на стиснення ПГ компресорною станцією.

*Технологія утилізації (використання) надлишкового тиску природного газу дозволяє в пункті редукування отримувати енергію зі стисненого газу. Газ розширюється в спеціальній турбіні – **турбодетандері (ТД)** до заданого тиску, перетворюючи при цьому потенціальну енергію надлишкового тиску газу на механічну роботу обертання ротора турбіни, що є приводом електрогенератора ТДУ, компресора і т. п.*

ТД буде приділена більша частина часу цієї дисципліни.

Для ТД, компресорів та іншого обладнання компресорних станцій (КС), яке буде розглянуто в цій дисципліні, робочим тілом є ПГ. Тому спочатку необхідно ознайомитись зі складовими видобутку ПГ і його властивостями.

1.2 Основні складові промислу (видобутку) природного газу

Основними складовими промислу (видобутку) ПГ є такі чинники:

1. Підготовка плацдарму і прилеглих територій (це в основному економічні і юридичні чинники).
2. Безпосередньо видобуток, тобто добування газу з надр землі.
3. Контрольний етап.

Основні параметри контролю якості природного газу:

- хімічний склад;
- температура і тиск;
- динамічна в'язкість;
- відносна і абсолютна вологість;
- концентрація шкідливих домішок;
- вміст конденсату;
- вибухонебезпечність.

4. Етап підготовки і перероблення ПГ.

При підготовці ПГ здійснюють такі дії:

- одоризація (надання запаху газу);
- сепарація;
- очищення;
- охолодження;
- рекуперація (повторне використання енергії газу);
- скраплення;
- осушення (присутність водяної пари в газі негативно позначається

на апаратах і комунікаціях установок перероблення і транспортування газу внаслідок утворення в них гідратів, тому вологу видаляють);

- підкачка (підвищення тиску в газовому тракті).

5. Транспортування природного газу до споживача.

1.3 Способи охолодження природного газу

Охолодження є необхідним для більш легкого стиснення газу, при цьому знижується вибухонебезпечність. Існують різні способи охолодження, які залежать головним чином від умов видобування (наприклад, в умовах Крайньої Півночі), транспортування та складу ПГ.

1. Термічний або безпосередній.

Цей спосіб полягає у відведенні тепла від газу шляхом енергообміну з ізольованими джерелами (ізольоване джерело – немає масообміну).

Переваги:

- а) простота організації процесу;
- б) немає необхідності у вихідному хімічному контролі.

Недоліки:

- а) вкрай низька ефективність (не використовується тепло, що виділяється, воно просто випаровується);

б) підвищена небезпека, ненадійність, неможливість проведення сепарації.

2. Хімічний.

Цей спосіб полягає в додаванні до ПГ реактивів, що приводять до охолодження суміші (тобто відбуваються ендотермічні реакції).

Переваги:

а) можливість впливати на хімічний склад газу з підвищенням його пожежовибухостійкості.

б) можливість швидкого охолодження.

Недоліки:

а) відхилення профілю (складу) газу від необхідного для споживача;

б) підвищена небезпека, ненадійність, неможливість проведення сепарації;

в) низька реакційна здатність природного газу.

3. Розширювальний або детандерний спосіб.

У турбоохолодильних установках використовуються детандери – машини для охолодження робочого тіла шляхом відбору енергії і перетворення її на механічну роботу.

Переваги:

а) простота конструкції;

б) можливість отримання «дарової» енергії.

Недоліки:

а) розроблення додаткового обладнання;

б) необхідність профілювання лопаток.

Нині основним джерелом енергії є ПГ. Його транспортування здійснюється шляхом перекачування через газотранспортну систему. Для нормальної роботи всієї системи необхідно знати основні компоненти, фізико-хімічні властивості газу, а також найпростіші фізичні закони стану природного газу.

Основні терміни та поняття: термічний спосіб охолодження ПГ, хімічний спосіб охолодження ПГ, розширювальний або детандерний спосіб охолодження ПГ.

Контрольні запитання

1. Назвіть основні складові промислу (видобутку) природного газу.
2. Які є способи охолодження природного газу?

3. В чому полягає різниця між існуючими способами охолодження природного газу?

4. Перелічіть переваги та недоліки кожного способу охолодження ПГ.

Література

1. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompessornyh%20stancij.pdf>).

2. Степанова, Г. С. Фазовые превращения углеводородных смесей газоконденсатных месторождений / Г. С. Степанова. – М. : Недра, 1974. – 224 с.

3. Язык, А. В. Системы и средства охлаждения природного газа / А. В. Язык. – М. : Недра, 1986. – 200 с.

Лекція № 2 Основні фізико-хімічні параметри газової суміші заданого хімічного складу. Загальна характеристика природного газу

План

- 2.1 Хімічний склад природного газу.
- 2.1 Основні фізичні характеристики та рівняння стану природного газу.
- 2.3 Природний газ – загальна характеристика.

2.1 Хімічний склад природного газу

Природний газ – це складна багатокомпонентна **суміш вуглеводнів** з деякою кількістю вуглеводневих домішок.

Природний газ – це **корисна копалина**, яка залягає в надрах Землі (від 1–6 км) у газоподібному стані. Він може становити або окремі скупчення (газові поклади), або газову шапку нафтогазових родовищ. Тому виділяють **три типи родовищ: газові, газоконденсатні і нафтові**.

Розглянемо хімічний склад природного газу.

Основний компонент ПГ – метан (CH_4), він становить від 60 до 98 %. Також у його складі можуть бути присутні і більш **важкі вуглеводні**, гомологи метану. **Гомологи** – це органічні речовини, подібні за своєю будовою, але різні за складом на одну або кілька груп CH_2 - (гомологічна різниця) – наприклад етан (C_2H_6), пропан (C_3H_8), бутан (C_4H_{10}). Крім того, ПГ може містити й інші речовини, які **не є вуглеводнями**: водень (H_2), сірководень (H_2S), вуглекислий газ (CO_2), пари води (H_2O), азот (N_2), гелій (He) тощо.

Серед безлічі компонентів, що утворюють ПГ, виділяють декілька груп речовин з характерними хімічними і фізичними властивостями, які визначають подальшу область застосування ПГ. Тому і класифікація досить сильно залежить від виду виробничого циклу, в якому використовується ПГ. Далі наведено найбільш поширений розподіл речовин.

Групи речовин:

- 1) алкани;
- 2) ненасичені і циклічні вуглеводні;
- 3) горючі домішки;
- 4) баластні домішки;
- 5) шкідливі та небезпечні речовини.

1. Алкани, або **насичені вуглеводні**, є основним компонентом природного газу незалежно від родовища. Загальна хімічна формула алканів —

C_nH_{2n+2} , агрегатний стан за нормальних умов залежить від вуглецевого числа і ступеня ізомеризації. **Ізомеризація** – перетворення хімічної сполуки на ізомер. Процес ізомеризації спрямований на отримання високооктанових компонентів товарного бензину з низькооктанових фракцій нафти шляхом структурного змінення вуглецевого скелета. За нормальних умов ($p = 101325$ Па, $T = 273,15$ К) перші чотири алкани – **метан CH_4** , **етан C_2H_6** , **пропан C_3H_8** і **бутан C_4H_{10}** (включаючи ізомер – ізобутан) являють собою газоподібні речовини. Основні ізомери наступних алканів, від **пентану C_5H_{12}** до **тридекану $C_{13}H_{28}$** , за нормальних умов перебувають у рідкому агрегатному стані, а більш **важкі вуглеводні** – у твердому (кристалічному або аморфному). Як відомо, тиск і температура природного газу в надрах значно вище атмосферних показників, у зв'язку з чим свердловинний газ може містити в газоподібному вигляді досить важкі вуглеводні, а пари різних ізомерів пентану і гексану до сепарації наявні в газі практично будь-якого профілю.

Метан (CH_4) – газ без кольору і запаху, легший за повітря. Метан горючий. *Використовується як пальне в промисловості та побуті.*

Етан (C_2H_6) – газ, що не має кольору і запаху, трохи важчий за повітря. *Горючий не менше ніж метан, але як паливо не застосовується. Використовується в основному для отримання етилену, який є найбільш необхідною органічною речовиною в усьому світі. Цю сировину використовують для виробництва поліетилену.*

Пропан (C_3H_8) – газ, який не має запаху і кольору, отруйний. Має корисну властивість: при невеликому тиску пропан скраплюється, що значно полегшує процес відділення від домішок і його транспортування. *Зрідженим пропаном заправляються запальнички.*

Бутан (C_4H_{10}) – дуже схожий за своїми властивостями з пропаном, але має більш високу густину. Важчий за повітря у два рази. *Пропан і бутан сьогодні широко використовуються як альтернативне паливо для автомобілів.*

2. Ненасичені і циклічні вуглеводні:

– **алкени** (формула C_nH_{2n} , містять один подвійний вуглець-вуглецевий зв'язок);

– **циклоалкани** (формула C_nH_{2n} , циклічна структура, немає подвійних зв'язків);

– **алкіни** (формула C_nH_{2n-2} , містять один потрійний вуглець-вуглецевий зв'язок);

– алкадієни (формула C_nH_{2n-2} , містять два подвійних вуглець-вуглецевих зв'язки) та інші речовини, у тому числі пари ароматичних сполук.

Алкени мають підвищену реакційну здатність. Це призводить до збільшення вибухонебезпечності ненасичених сумішей. У зв'язку з цим промисловий газ часто піддають сепарації від більшості ненасичених вуглеводнів.

3. Горючі домішки.

Це органічні і мінеральні речовини, здатні взаємодіяти з киснем з виділенням тепла (екзотермічна реакція) при температурах, що відповідають робочому діапазону сучасних камер згоряння (до 1750 K).

Кількість горючих речовин у ПГ велика, проте більшість з них присутня у дуже малих кількостях у вигляді домішок до основних складових частин (менше 0,01 %).

Основна горюча домішка – **водень (H_2)**, його концентрація може досягати 1,5 %.

4. Баластні домішки.

Це негорючі або слабогорючі мінеральні речовини, що відіграють роль супутніх газів для метану або інших компонентів природного газу. При цьому вони не становлять суттєвої небезпеки для конструктивних і сполучних елементів і персоналу.

Баластні речовини — це азот N_2 , вуглекислий газ CO_2 , благородні гази (гелій He , неон Ne , аргон Ar , криптон Kr , ксенон Xe), кисень O_2 , озон O_3 та ін. Сумарна об'ємна частка баластних домішок рідко перевищує 5 %, однак унаслідок своєї непотрібності в теплових циклах речовини цього типу підлягають виділенню з основного потоку. Крім того, благородні гази, рідкий азот і кисень, які одержують при глибокому охолодженні газової суміші в детандерах, мають високу промислову цінність.

Вуглекислий газ (CO_2) – малотоксичний безбарвний газ, який не має запаху, але має кислий присмак, не горючий. Використовується як холодоагент у хімічній промисловості.

Гелій (He) – інертний безбарвний газ, другий за легкістю (після водню), не має запаху. При нормальних умовах не взаємодіє з жодною речовиною. Не горючий і не токсичний, але може спричинити наркоз при підвищеному тиску. Легкість і нетоксичність (на відміну від водню) гелію знайшли своє застосування. Гелієм заповнюють дирижаблі, аеростати і повітряні кулі. Природних родовищ гелію не існує, тому його отримання в промислових масштабах відбувається шляхом вилучення з ПГ.

5. Шкідливі і небезпечні речовини включають токсичні, їдкі та отруйні сполуки, а також речовини, здатні завдати шкоди конструкції теплових машин, трубопроводам або елементам сполучення. Найбільш небезпечні: сірчисті сполуки (сірководень H_2S , двоокис сірки SO_2 та інші тіоорганічні леткі сполуки), пари води H_2O , моноокис вуглецю CO , оксиди азоту NO_x , пари ароматичних і переконденсованих вуглеводнів (бензол C_6H_6 та ін.).

Сірководень (H_2S) – це важкий безбарвний газ з різким запахом тухлих яєць, сильна отрута, має властивості слабкої кислоти, зокрема може призвести до хімічної корозії елементів обладнання. Вкрай отруйний, навіть невелика концентрація може спричинити параліч нюхового нерву. Незважаючи на свою токсичність, сірководень використовується в малих дозах для сірководневих ванн, оскільки має гарні антисептичні властивості.

Двоокис сірки (SO_2) – отруйна летка речовина, при взаємодії з водою утворює їдку сірчисту кислоту, яка роз'їдає металеві поверхні.

Вода (H_2O) – кристали води спричиняють руйнування елементів газопроводу або двигуна.

Окси азоту (NO_x) – отруйні для людини; шкідливий викид для навколишнього середовища і при взаємодії з водою утворює азотну кислоту, що роз'їдає метал.

Склад природного газу для різних родовищ відрізняється вмістом основного компонента – метану та інших складових.

Якщо це чисто газові родовища, то вміст метану коливається в межах 92...98 %. Крім того, бувають так звані газоконденсатні родовища (суміш легких бензинових фракцій і зріджених вуглеводневих фракцій). Також виділяють нафтопромислові газу, супутні з родовищами нафти. Вміст метану в них – від 30 до 90 % за об'ємом.

Розглянемо приклад складу деяких родовищ.

Шебелінське родовище (Україна): метан – 93,8 %, етан – 4,0 %, пропан – 1,0 %, бутан – 0,5 %, пентан – 0,2 %, азот – 0,4 %, вуглекислий газ – 0,1 %.

Бухарське родовище (Узбекистан): метан – 94,2 %, етан – 2,5 %, пропан – 0,4 %, бутан – 0,2 %, азот – 2,6 %, вуглекислий газ – 0,1 %.

Уренгойське родовище (Росія): метан – 98,47 %, етан – 0,15 %, пропан – 0,0014 %, бутан – 0,0003 %, азот – 0,9283 %, вуглекислий газ – 0,45 %.

Туймазанське родовище (Росія): метан – 35,8 %, етан – 18,1 %, пропан – 15,3 %, бутан – 7,5 %, пентан – 4,1 %, азот – 14,7 %, вуглекислий газ – 0,2 %.

З наведеного вище видно, наскільки відрізняються склади природного газу різних родовищ, а компоненти **впливають на фізичні властивості, теплофізичні характеристики** – теплоємність, коефіцієнт стисливості, газові сталі тощо.

Паливом за нормами вважається природний або супутній нафтовий газ з вмістом метану – не менше 60 %, етану – не більше 20 %, сірчистих сполук – не більше 0,1 %.

2.2 Основні фізичні характеристики та рівняння стану природного газу

Фізичні властивості визначаються хімічним складом ПГ конкретного родовища, тому вони можуть сильно відрізнятися і точних цифр, тобто параметрів, ніхто не назве, все залежить від процентного співвідношення компонентів.

Природні гази чисто газових родовищ складаються в основному з метану (82...98 %) та інших вуглеводнів.

Природні гази не мають кольору, запаху і смаку.

Для полегшення можливості визначення витоку газу в нього у невеликій кількості додають **одоранти** – речовини, що мають різкий неприємний запах (гнилої капусти, прілого сіна, тухлих яєць). Найчастіше як одоранти застосовують **тіоли (меркаптани)**, наприклад **етилмеркаптан** (16 г на 1000 м³ природного газу). Одоризація проводиться на ГРС. За наявності в повітрі 1 % ПГ повинен відчуватися його запах.

Основними показниками природних газів є: склад, густина, теплота згоряння, температура горіння і займання, границі вибуховості та тиск під час вибуху:

- **густина** (відношенням маси речовини до її об'єму) – 0,68...0,85 кг/м³ у газоподібному і 400 кг/м³ у рідкому вигляді; оскільки природний газ майже в два рази легший за повітря, він піднімається вгору (людина не може задихнутися, опинившись на дні низини);
- **вибухонебезпечні концентрації** (границі вибуховості) суміші газу з повітрям – від 5 % до 15 об'ємних %. Газоповітряна суміш, у складі якої газу знаходиться до 5 %, не горить; від 5 до 15 % – вибухає; більше 15 % – горить при подачі повітря. Тиск під час вибуху природного

газу становить 0,8...1,0 МПа. Найбільш вибухонебезпечна концентрація у суміші з повітрям – 9,5 об'ємних %.

- **температура займання** (температура паливоповітряної суміші, при якій суміш починає горіти без джерела займання) становить 645...700 °С, питома теплота згоряння – 28...46 МДж/м³;
- **теплота згоряння** – це кількість тепла, яке виділяється при повному згорянні 1 м³ газу при нормальних умовах (нм³). *Вимірюється в ккал/нм³, кДж/нм³газу. Розрізняють вищу теплоту згоряння Q^в, коли враховується тепло, отримане при конденсації водяної пари, яка перебуває в димових газах (продуктах згоряння), і нижчу теплоту Q^н, коли вода в димових газах перебуває у газоподібному стані. Оскільки температура газів в паливах, які живлять пристрої, вище температури, за якої відбувається конденсація водяної пари, в розрахунках зазвичай використовується нижча теплота згоряння палива;*
- **октанове число** показує, наскільки паливо стійке до самодетонації. Для компримованого газу, що використовується в двигунах внутрішнього згоряння, становить 105 – 125. *Октанове число не має розмірності;*
- **жаропродуктивність** (максимальна температура, яка може бути досягнута при повному згорянні газу, якщо кількість повітря, необхідного для горіння, точно відповідає хімічним формулам горіння, а початкова температура газу і повітря дорівнює нулю) природних газів становить приблизно 2000...2100 °С, метану – 2043 °С. *Дійсна ж температура горіння в топках істотно нижче жаропродуктивності і залежить від умов спалювання.*

Існує багато інших параметрів: концентрація, теплоємність, показники політропи і адіабати, теплопровідність, в'язкість (динамічна і кінематична), вологість, проникність тощо.

Критична точка – поєднання тиску, температури і молярного об'єму, при яких зникає різниця у властивостях рідкої і газоподібної фаз речовини. У критичній точці густина рідини дорівнює густині її насиченої пари, а значення коефіцієнта (сили) поверхневого натягу дорівнює нулю. Існує інше визначення критичної точки – такий стан двофазної системи (однокомпонентної або багатокомпонентної), при якому характеристики кожної фази тотожні.

Основні параметри, що характеризують стан газу, – це тиск p , температура T і об'єм V . Рівняння, що зв'язують ці параметри, називаються **рівняннями стану**.

Діапазон робочих параметрів газової суміші в промислових, криогенних та пускових турбодетандерів досить широкий (від 0,01 до 250 атм і від 4 до 1500 К).

Рівняння стану ідеального газу. В межах моделі ідеального газу передбачається, що всі взаємодії між молекулами середовища – це абсолютно пружні зіткнення ідеальних недеформованих кульок, причому час взаємодії дуже малий. Сумарна кінетична енергія руху молекул ідеального газу на кілька порядків вища за сумарну потенціальну енергію взаємодії між молекулами. Тому внутрішня енергія ідеального газу дорівнює сумарній кінетичній енергії руху молекул. Як наслідок, внутрішня енергія ідеального газу залежить тільки від температури і не залежить від тиску (закон Джоуля).

Взаємозв'язок основних параметрів такого газу описується рівнянням **Менделєєва – Клапейрона**

$$pV = \frac{m}{M} R_y T. \quad (2.1)$$

У газодинаміці суцільних середовищ для суміші фіксованого складу це рівняння може бути записано в інших формах:

$$\text{для } 1 \text{ м}^3 \quad p = \rho RT; \quad (2.2)$$

$$\text{для } 1 \text{ моль} \quad pV_M = R_y T \quad (2.3)$$

або

$$\text{для } 1 \text{ кг} \quad pv = RT, \quad (2.4)$$

де p , Па, – тиск; T , К, – температура; V , м³, – фізичний об'єм; $R_y = 8,314$ Дж/(моль·К), – універсальна газова стала; R , Дж/(кг·К), – газова стала, $R = \frac{R_y}{M}$; m , кг, – маса; M , кг/моль, – молярна маса;

$v = 1/\rho$, м³/кг, – питомий об'єм; $V_M = vM$, м³/моль, – молярний об'єм.

Такі рівняння досить **точно** описують стан більшості газів при **високих температурах** ($T > 233$ К) та **низькому тиску** ($p < 10$ атм). Однак ТД працюють при низьких температурах і високому тиску, тому в газі збільшується частота зіткнень і зменшується довжина вільного пробігу молекул. Потенціальна енергія взаємодії дорівнює енергії взаємодії самих молекул. Отже,

використання рівняння стану ідеального газу призводить до значної похибки в розрахунках.

Реальним газом є газ, в якому потенціальна енергія міжмолекулярної взаємодії має однаковий порядок з кінетичною енергією руху молекул.

Для їх урахування використовують уточнені рівняння стану, які називаються **рівняннями стану реального газу**. Найбільш поширеним і зручним для використання є рівняння стану **ідеалізованого газу**

$$p = zpRT, \quad (2.5)$$

де z – безрозмірний поправковий **коефіцієнт стисливості**, що враховує сумарний об'єм молекул і силу міжмолекулярної взаємодії. Він характеризує ступінь відхилення властивостей реального газу від ідеального. Якщо сили тяжіння між молекулами превалюють над силами відштовхування, $z < 1$, а якщо сили відштовхування превалюють над силами тяжіння (тиск газу перевищує тиск у критичній точці на порядок), $z > 1$. Коефіцієнт стисливості ідеального газу дорівнює одиниці: $z = 1$.

Коефіцієнт стисливості є функцією тиску і температури. Наприклад, в критичній точці метану $z = 0,29$, тобто значення об'єму становитиме лише 0,29 від обчисленого за формулою Менделєєва – Клапейрона.

Характер залежності $z = f(p, T)$ досить складний і в більшості випадків не може бути виражений аналітичними функціями. Приклад залежності $z = f(p, T)$ подано на рисунку 2.1.

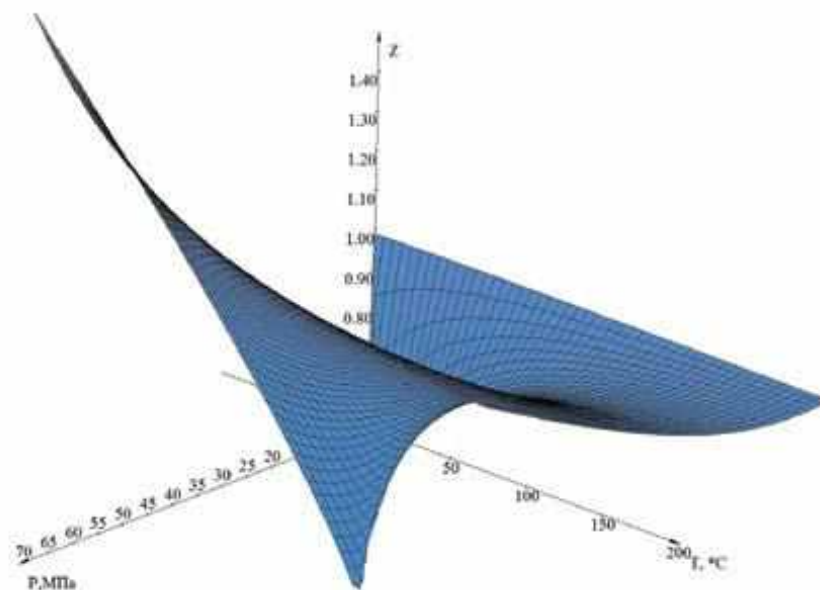


Рисунок 2.1 – Характер залежності коефіцієнта стисливості від тиску та температури

Рівняння Боголюбова – Майера. Найбільш повно і точно стан реальних газів описується рівнянням Боголюбова – Майера

$$pV_M = R_y T \left(1 - \sum_{i=1}^n \frac{i}{i+1} \cdot \frac{B_i}{V_M^i} \right), \quad (2.6)$$

де B_i – віріальні коефіцієнти, що враховують взаємодію між молекулами; i – порядковий номер віріального коефіцієнта.

Перший віріальний коефіцієнт B_1 враховує парні зіткнення молекул газу, другий B_2 – одночасне зіткнення трьох молекул, третій B_3 – чотирьох молекул і т. д. Віріальні коефіцієнти не можуть бути обчислені теоретичним шляхом без використання експериментальних даних. Розрахунок віріальних коефіцієнтів методами молекулярно-кінетичної теорії та квантової механіки являє собою складну задачу. Вірогідність одночасного зіткнення чотирьох, п'яти і більшості молекул мала, тому в більшості випадків рівняння Боголюбова – Майера спрощують, враховуючи тільки один, перші два або три коефіцієнти.

Рівняння Боголюбова – Майера належить до типу теоретичного рівняння стану. В практиці інженерних розрахунків також використовують емпіричні або напівемпіричні рівняння.

Значного поширення набуло напівемпіричне **рівняння Ван-дер-Ваальса**

$$\left(p + \frac{a}{V_M^2} \right) (V_M - b) = R_y T, \quad (2.7)$$

де a , $\text{Н} \cdot \text{м}^4 / \text{кг}^2$, b , $\text{м}^3 / \text{кг}$, – константи; a – поправковий коефіцієнт, що враховує сили міжмолекулярного тяжіння; b – поправковий коефіцієнт, що враховує власний об'єм молекул газу та відштовхування молекул на близьких відстанях.

Значення цих коефіцієнтів визначаються параметрами речовини у критичній точці, де критична ізотерма зазнає перегину, що математично виражається як

$$\left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_{T_{кр}} = 0 \quad (2.8)$$

та

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial V^2} \right)_{T_{кр}} = 0. \quad (2.9)$$

Як наслідок, поправкові коефіцієнти розраховують за формулами

$$a = \frac{27 R_y T_{кр}^2}{64 p_{кр}} \quad (2.10)$$

та

$$b = \frac{V_{Mкр}}{3} = \frac{1 R_y T_{кр}}{8 p_{кр}}, \quad (2.11)$$

де $p_{кр}$, $T_{кр}$, $V_{Mкр}$ – значення тиску, температури і молярного об'єму в критичній точці.

Це дуже просте рівняння (має всього дві константи), але оскільки точність його низька та охоплює зону середніх температур (113...700 K) і не дуже високих тисків (до 100 атм), його рідко використовують для кількісних розрахунків.

Для однієї і тієї ж речовини, але для різних діапазонів тисків і температур можуть бути використані різні рівняння стану, кількість яких нині перевищує сотню.

Нині у газотурбінній техніці для вуглеводнів широко застосовуються рівняння **Редліха – Квонга** та **Бенедикта – Вебба – Рубіна**.

Рівняння Редліха – Квонга

$$p = \frac{R_y T}{V_M - b} - \frac{a}{T^{0.5} V_M (V_M + b)}. \quad (2.12)$$

Тут коефіцієнти a і b знаходяться за формулами (2.10) і (2.11).

Рівняння Бенедикта – Вебба – Рубіна

$$p = \frac{R_y T}{V_M} + \frac{1}{V_M^2} \left(b_0 R_y T^{-a_0} - \frac{c_0}{T^2} \right) + \frac{1}{V_M^3} (b R_y T^{-a}) + \frac{1}{V_M^6} \alpha a + \frac{c}{V_M^3 T^3} \left(1 + \frac{\gamma}{V_M^2} \right) \exp \left(\frac{-\lambda}{V_M^2} \right), \quad (2.13)$$

де a , b , a_0 , b_0 , c_0 , α , γ , λ – константи, що залежать від властивостей речовини.

Рівняння Редліха – Квонга практично не застосовується поблизу критичної точки і для рідкого середовища. Рівняння Бенедикта – Вебба – Рубіна є найточнішим серед наближених рівнянь стану, проте визначення коефіцієнтів, що входять у це рівняння, вкрай утруднене.

При розрахунку турбодетандерів і газотранспортних мереж найбільш доцільно використовувати або рівняння Ван-дер-Ваальса, або (далеко від критичної точки) рівняння Редліха – Квонга.

2.3 Природний газ – загальна характеристика

Природний газ – це важливе джерело енергії, що дозволяє зменшити забруднення і сприяє підтримці нормальної екологічної обстановки.

Порівняно з іншими твердими і рідкими паливами ПГ має низку **переваг**:

- згоряючи, виділяє тільки вуглекислий газ і водяну пару – це компоненти повітря, яким ми зазвичай дихаємо на вулиці;
- при згорянні не виділяє кіптяви і диму;
- має високу теплоту згоряння;
- швидко розпалюється і процес його горіння легко контролювати;
- майже не містить твердих домішок та інших шкідливих компонентів;
- не потрібно підготовлювати паливо до спалювання;
- відносно дешевий завдяки легким способам видобутку і транспортування.

За своїми енергетичними властивостями ПГ поступається лише водню та нафтопродуктам (бензину, гасу, мазуту), що виділяють при згорянні більше енергії. Але на відміну від нафтопродуктів, які спочатку потрібно переробити із сирової нафти, ПГ практично не потребує попереднього оброблення. Що стосується водневої енергетики, тут основною проблемою є отримання водню в промислових масштабах, його зберігання та транспортування.

У свою чергу використання ПГ потребує особливих заходів обережності, оскільки можливим є витікання через нещільності в місцях з'єднання газопроводу та приєднання арматури.

Основні терміни та поняття: типи родовищ ПГ, хімічний склад ПГ, алкани, ненасичені і циклічні вуглеводні, горючі домішки, баластні домішки, шкідливі і небезпечні речовини, густина ПГ, вибухонебезпечні концентрації ПГ, температура займання ПГ, вища теплота згоряння ПГ, нижча теплота згоряння ПГ, октанове число ПГ, жаропродуктивність ПГ, модель ідеального газу, рівняння Менделєєва – Клапейрона, модель реального газу, рівняння

стану ідеалізованого газу, коефіцієнт стисливості, рівняння Ван-дер-Ваальса, критична точка, рівняння Боголюбова – Майєра, віріальний коефіцієнт, рівняння Редліха – Квонга, рівняння Бенедикта – Вебба – Рубіна.

Контрольні запитання

1. Що таке природний газ? Назвіть його хімічний склад (головні групи речовин, їх властивості та вплив на параметри якості суміші) та області застосування у промисловості.
2. Які основні характеристики природного газу? Напишіть рівняння стану ідеальних та реальних газів.
3. Дайте визначення параметрів багатоконпонентної суміші. Вкажіть критичні параметри газової суміші.
4. Опишіть калорійні характеристики вуглеводнів.
5. Які існують види шкідливих і небезпечних домішок природного газу?

Література

1. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompessornyh%20stancij.pdf>).
2. Степанова, Г. С. Фазовые превращения углеводородных смесей газоконденсатных месторождений / Г. С. Степанова. – М. : Недра, 1974. – 224 с.
3. Язык, А. В. Системы и средства охлаждения природного газа / А. В. Язык. – М. : Недра, 1986. – 200 с.
4. Стрекалов, А. В. Определение основных физических свойств реальных газов / А. В. Стрекалов, Д. Н. Глумов // *Территория нефтегаз*. – 2010. – № 12. – С. 50 – 55.

Тема II ТУРБОДЕТАНДЕР ЯК ЧАСТИНА ПРОМИСЛОВИХ УСТАНОВОК

Лекція № 3 Поняття «детандер», типи детандерів та їх навантажувальні прилади

План

- 3.1 Детандери, їх призначення і галузь застосування.
- 3.2 Типи детандерів.
- 3.3 Переваги та недоліки поршневих детандерів і турбодетандерів.
- 3.4 Різновиди навантажувальних приладів турбодетандерів.

Детандер (від франц. détendre – послаблювати) – пристрій, що перетворює потенціальну енергію газу на механічну енергію. При цьому газ, здійснюючи роботу, охолоджується. Це є найбільш ефективним способом його охолодження.

Детандер – це низькотемпературна розширювальна машина, в якій газ охолоджується внаслідок адіабатичного розширення з відведенням енергії (роботи).

Історично склалося, що детандер винайшли для виробництва холоду і зниження температури газу. Ідея використання розширювальних машин для охолодження і зрідження газів, розділення повітря на азот і кисень зародилася в кінці XIX – на початку XX століть. Перший англійський патент на ТД був зареєстрований 1898 р. Робочий екземпляр поршневого детандера Жака Клода був застосований в 1902 – 1904 рр. Великий внесок у розвиток високоефективних радіальних ТД зробив академік Капіца.

З усіх відомих пристроїв (чиллери, холодильні установки, теплообмінники), призначених для виробництва холоду, детандери, і зокрема турбодетандери, є найбільш ефективними.

Цим пояснюється найширше застосування їх у низькотемпературній техніці, особливо в криогенній області, де виробництво холоду значно «дорожче», ніж в холодильній техніці при помірних температурах.

3.1 Детандери, їх призначення і галузь застосування

1. Найбільшого поширення детандери набули в **криогенній техніці** (отримання і використання криогенних температур – нижче 120 К).

Основні завдання криогенної техніки:

– **скраплення газів**, тобто отримання рідких: водню, кисню, азоту, гелію та інших кріогенних газів, а також їх зберігання і транспортування в рідкому стані;

– **розподіл газових сумішей** та ізотопів низькотемпературними методами;

– **розроблення холодильних машин**, тобто кріорефрижераторів тощо.

2. Також детандери значно поширені **в системах кондиціонування повітря**.

3. У газовій промисловості ТД використовуються:

– на газоконденсатних родовищах при низькотемпературній сепарації (НТС) газів, тобто природний газ охолоджується в установках промислової підготовки для транспортування в трубопровідній системі (видалення вологи шляхом її виморожування тощо);

– для пуску газотурбінної установки (ГТУ) газоперекачувального агрегату (ГПА), а також для повертання її ротора при зупинці (для його охолодження);

– приводу компресора для подачі газу в пікові сховища.

4. Транспортування газу в зоні вічної мерзлоти.

Причини охолодження транспортованого газу: забезпечення теплової стійкості газопроводів; зниження коефіцієнта стиснення, підвищення густини і витрати газу; вимоги до безпечної експлуатації газопроводів у зонах вічної мерзлоти.

*Нині розвиток людства досяг рівня, коли споживання перевищує можливість відновлення природних ресурсів, що висуває на перший план проблеми ресурсозбереження та захисту навколишнього середовища. Це приводить до розвитку енергозберігаючих технологій. Поряд з нетрадиційними джерелами енергії (сонячна, відливи/припливи, енергії вітру, гейзери тощо) починає розвиватися такий напрямок, як **безпаливна енергетика**.*

Енергозбереження є одним з найважливіших стратегічних напрямків розвитку енергетики будь-якої держави. Виникнення дефіциту енергоресурсів, зростаюча потреба в додаткових потужностях, збільшення тарифів на електроенергію приводять до пошуку додаткових, економічно вигідних джерел енергії.

Ідея отримання дешевої електроенергії завдяки використанню потенціальної енергії газу в магістральних газопроводах була запропонована

академіком М. Д. Мілліонщиковим понад півстоліття тому. Але через різні обставини застосування на практиці вона не отримала.

5. Не так давно детандери почали застосовувати на ГРС і ГРП в процесі утилізації надлишкової «дармової» енергії ПГ, що дроселюється. *Природний газ транспортують в магістральних газопроводах (5,5 і 8 МПа, планують до 11 МПа), потім за необхідності його розподіляють на ГРС і ГРП, де знижують тиск газу перед подачею кінцевому споживачу (1,2 і 0,15 МПа). При зниженні тиску газу за допомогою турбодетандера отримують енергію, яка може використовуватися для власних потреб станції, вироблення електроенергії тощо.*

6. Зараз взагалі гостро стоїть питання про видобуток **екологічно чистої електроенергії без спалювання палива**. Відповіддю є **утилізаційні турбодетандерні енергозберігаючі установки (УТДУ)**, що використовують потенціальну енергію стисненого газу (утилізують енергію надлишкового тиску природного газу) в системах розподілу, перероблення ПГ, нафтохімії та енергетики.

При використанні детандерів до них ставляться специфічні вимоги: забезпечення високого ступеня розширення газу, надійна та ефективна робота на змінних режимах, нечутливість до можливого випадання конденсату та утворення гідратів у процесі розширення.

3.2 Класифікація детандерів та їх принцип дії

Існує два великих класи детандерних машин:

- газодинамічні: ТД;
- об'ємні: поршневі, гвинтові.

У газодинамічних машинах енергія стисненого газу перетворюється на роботу через стадію перетворення на кінетичну енергію потоку. Газодинамічні детандери набули поширення під назвою **турбодетандерів**.

В об'ємних машинах енергія стисненого газу перетворюється на роботу безпосередньо завдяки газовим силам тиску.

Також існують інші типи детандерів: ротаційні, шестеренні тощо.

На практиці найбільшого поширення набули турбодетандери, поршневі та гвинтові детандери.

Турбодетандери – лопаткові машини безперервної дії.

Конструктивну схему турбодетандера показано на рисунку 3.1.

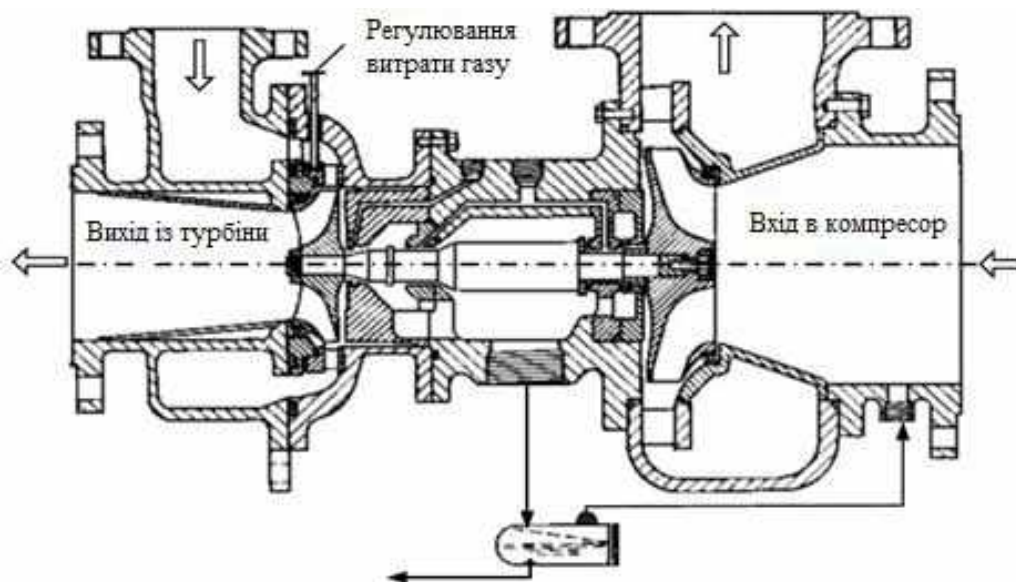


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема турбодетандера фірми «Ротофлоу»

У турбодетандері потік газу проходить через нерухомий сопловий апарат (частина потенціальної енергії перетворюється на кінетичну) і робоче колесо турбіни (енергія газу перетворюється на механічну роботу). Результат: зниження ентальпії робочого тіла, а отже, і охолодження газу.

Передача енергії (роботи) від газів до робочого колеса відбувається завдяки силі взаємодії потоку газу з лопатками обертового робочого колеса. Внутрішня і кінетична енергія розширюваного потоку газу перетворюється на механічну роботу обертового робочого колеса, яка далі (залежно від конструктивного оформлення турбодетандера) перетворюється на електричну або теплову енергію, або роботу обертового колеса компресора або нагнітача.

Поршневі детандери (ПД) – машини об'ємної періодичної дії. Тут окремі порції газу розширюються і переміщують поршень. При цьому потенціальна енергія стисненого газу перетворюється на зовнішню роботу.

Поршневі детандери застосовуються в установках з холодильними циклами високого 15...20 МПа і середнього 2...8 МПа тисків при об'ємній витраті на вході 0,2 ... 20 м³/год і при дуже низькій частоті обертання.

Поршневі детандери виконують вертикальними і горизонтальними; одно- і багаторядними.

Схему поршневого детандера подано на рисунку 3.2.

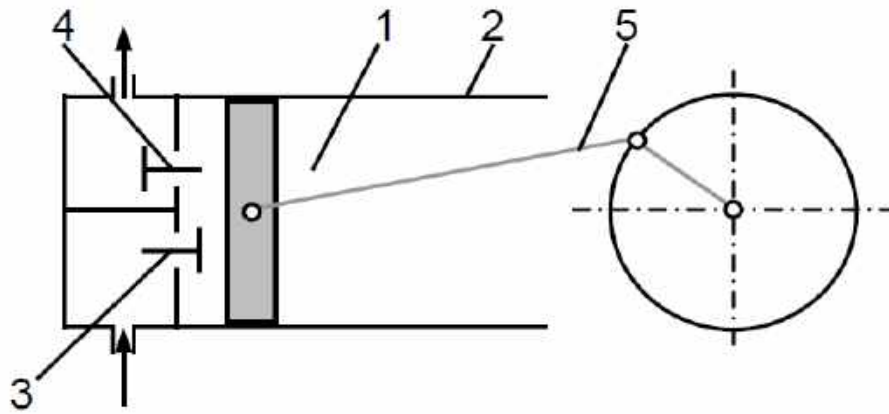


Рисунок 3.2 – Схема поршневого детандера:
 1 – поршень, 2 – циліндр; 3 – впускний клапан;
 4 – випускний клапан; 5 – кривошипно-шатунний механізм

Гвинтовий детандер (ГД) складається з корпусу та двох роторів, що мають спеціальну гвинтову нарізку та знаходяться в зачепленні (рисунок 3.3).

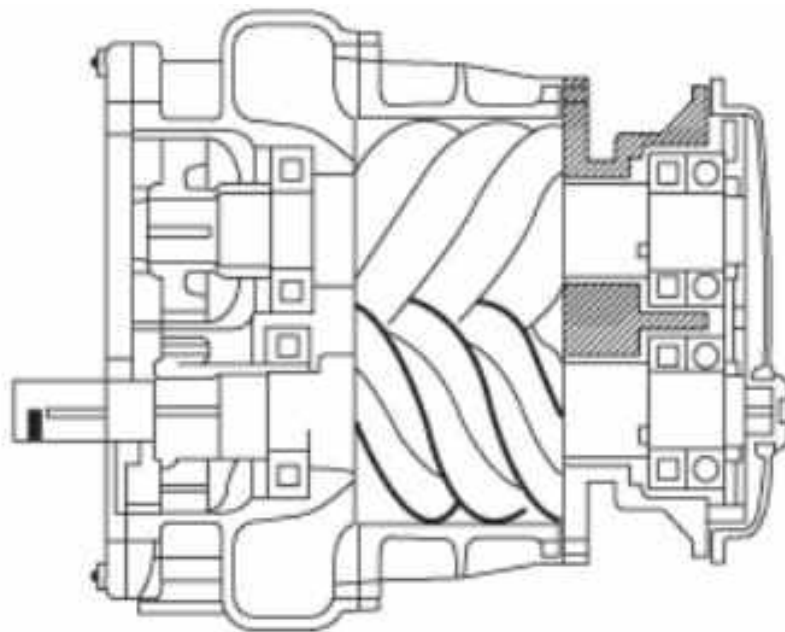


Рисунок 3.3 – Розріз гвинтового детандера

Робоче тіло з надлишковим тиском обертає ротори, поступово розширюючись до виходу в просторі між зубами, що збільшується. Між усіма робочими елементами агрегату є гарантовані зазори, що забезпечують повну відсутність тертя у робочому об'ємі машини. Наявність суттєвих зазорів призводить і до зворотного ефекту – наявності втрат на перетікання в радіальному зазорі.

3.3 Переваги та недоліки різних типів детандерів

Переваги та недоліки застосування ТД порівняно з ПД.

Переваги:

- 1) менші розміри проточної частини;
- 2) простота і технологічність конструкції;
- 3) можливість роботи при високих частотах обертання і витратах газу (робочий процес в ТД відбувається з більшою швидкістю руху газу, що розширюється, ніж в ПД. Середня швидкість в РК ТД знаходиться в межах 100...400 м/с, а в ПД – не більше 3 м/с);
- 4) можливість використання при широкому діапазоні вхідних параметрів потоку;
- 5) безперервність процесу розширення;
- 6) потік стабільний (відсутні пульсації) на виході з ТД (відносна рівномірність вихідного поля параметрів).

Недоліки:

- 1) складність профілювання лопаткових елементів;
- 2) складна форма характеристик ТД.

Переваги та недоліки застосування ПД порівняно з ТД.

Переваги:

- 1) можливість досягнення високих ступенів розширення.

Недоліки:

- 1) великі розмір і маса;
- 2) маленькі швидкості потоку;
- 3) великі силові і знакозмінні інерційні навантаження;
- 4) пульсаційний характер потоку на виході з ПД.

Переваги та недоліки застосування ГД.

Переваги:

- 1) відносно високий ККД при роботі з частковим навантаженням у широкому діапазоні навантажень (від 30 до 100 %);
- 2) можливість надійно працювати на вологому газі, що конденсується (конструкція гвинтових машин виключає можливість гідравлічних ударів), більше того, конденсація важких вуглеводнів призводить до ущільнення наявних зазорів у детандері і, отже, підвищення ефективності роботи машини завдяки зменшенню величини протікань;

3) відсутність дросельних втрат порівняно з ПД (оскільки функції механізму газорозподілу виконують самі ротори, в агрегаті відсутні клапани, що є в поршневіх машинах, які є основною причиною дросельних втрат у процесах наповнення та виштовхування);

4) більша надійність та ресурс роботи порівняно з ПД.

Недоліки:

1) нижчий ККД порівняно з ТД;

2) маленькі швидкості потоку порівняно з ТД;

3) великі розмір і маса порівняно з ТД.

3.4 Різновиди навантажувальних приладів турбодетандерів

Детандер (розширювальна машина) знімає потужність, яка через РК і вал може передаватися до споживача, тобто до **навантажувального пристрою (НП)**.

Енергія великих ТД установок використовується корисно для стиснення газу, для вироблення електроенергії, для приводу механізмів тощо. У малих ТД зазвичай енергія перетворюється на теплоту і відводиться в навколишнє середовище.

За принципом дії НП поділяють на газодинамічні, гідравлічні та електричні.

Газодинамічні НП – зазвичай це ступінь відцентрового або осьового нагнітача, вентилятора або дотискного компресора. Найчастіше працює на тому ж газі, що і ТД.

Гідравлічні НП – механічна енергія ТД перетворюється на теплоту тертя рідини в зазорі між валом і нерухомою циліндричною втулкою.

Електричні НП – це електричні генератори змінного струму з частотою 50 Гц.

Конструктивно НП виконуються або в одному агрегаті з турбіною, або у вигляді окремого агрегату, який за допомогою муфти кріпиться до ТД.

Залежно від споживача ТД поділяють на такі типи:

– **детандер з гідрогальмом** знаходить застосування там, де необхідна невелика (до 10 кВт) холодопродуктивність, а утилізація потужності, що виробляється детандером, з подальшим перетворенням на електроенергію або компресію газу економічно недоцільна;

– **детандер-генератор** використовується для вироблення електроенергії (з отриманням холоду) в технологічних установках, в криогенній техніці і на ГРС при регенерації (утилізації) енергії стисненого газу. Часто це ТД низького і середнього тисків. Зазвичай конструкція містить редуктор;

– детандер-компрессор використовується при видобутку природного газу; в промислових установках генератори застосовувати складно, оскільки відбуваються значні коливання умов роботи самого ТД, а отже, і його частоти обертання.

Тому для **промислових ТД** найбільш прийнятним НП є **компрессор (К)**, який знаходиться на одному валу з турбодетандером. Така схема не потребує ущільнень для вала зовнішнього споживача, має просту конструкцію (немає муфт, редукторів тощо) та просту систему керування ТД та компрессора.

Схема детандера-компрессора має найбільш широке застосування. Після сепарації важких вуглеводнів у сепараційному барабані газ стискається у відцентровому компрессорі. Агрегат має єдиний вал з одним колесом детандера і одним компрессорним колесом, установлених опозиційно на валу. Цей тип ТД застосовують в технологічних циклах для зниження температури газу (отримання холоду) і для підвищення тиску технологічного газу внаслідок роботи ступеня компрессора.

Основні терміни та поняття: детандер, утилізаційні турбодетандерні енергозберігаючі установки, турбодетандер, поршневий детандер, гвинтовий детандер, газодинамічні, гідравлічні та електричні навантажувальні пристрої, детандер з гідрогальмом, детандер-генератор, детандер-компрессор.

Контрольні запитання

1. Дайте визначення детандера.
2. Яке призначення або області застосування детандерів?
3. Назвіть основні види промислових детандерів, їх переваги та недоліки.
4. Які є різновиди навантажувальних пристроїв (споживачів потужності) детандерів? Назвіть їх переваги та недоліки.
5. Де і як застосовуються навантажувальні пристрої?

Література

1. Епифанова, В. И. Компрессорные и расширительные турбомашини радиального типа / В. И. Епифанова. – М. : МВТУ им. Баумана, 1996. – 650 с.
2. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompessornyh%20stancij.pdf>).
3. Язык, А. В. Системы и средства охлаждения природного газа / А. В. Язык. – М. : Недра, 1986. – 200 с.

Лекція № 4 Класифікація турбодетандерів, їх конструкція та h-S-діаграма

План

- 4.1 Класифікація ТД за різними параметрами.
- 4.2 Конструкція ТД, основні елементи та їх призначення.
- 4.3 Схема розширення газу в ступені турбодетандера в h-S-координатах.

4.1 Класифікація турбодетандерів за різними параметрами

Класифікацію ТД виконують за різними параметрами:

- 1) за вживаним тиском;
- 2) за характером процесу розширення;
- 3) за напрямком руху газу;
- 4) за станом робочого тіла;
- 5) за кількістю ступенів.

1. За застосуванням **початкового тиску на вході** p_n турбодетандери поділяють на машини низького, середнього і високого тисків. У машин низького тиску $p_n = 0,3 \dots 1,5$ МПа, середнього тиску $p_n = 3,0 \dots 7,0$ МПа, високого тиску $p_n = 10 \dots 25$ МПа.

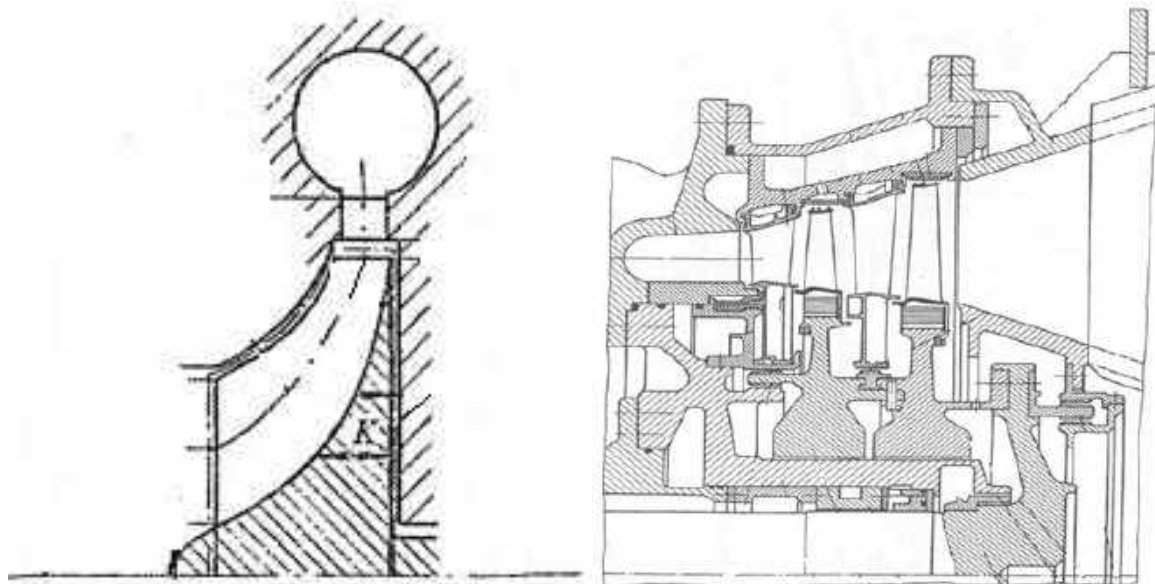
2. За характером процесу розширення. Залежно від ступеня розширення газу бувають ТД активної і реактивної дії.

ТД активної дії: зниження ентальпії, тиску і температури на 85...95 % відбувається в соплових апаратах (СА) (ступінь реактивності $\rho_m = 0,05 \dots 0,15$), тут газ розганяється до високої швидкості, зазвичай вище швидкості звуку. У робочому колесі відбувається перетворення тільки кінетичної енергії потоку на механічну роботу.

У турбодетандерів реактивної дії (ступінь реактивності $\rho_m = 0,4 \dots 0,5$) зниження ентальпії, тиску і температури відбувається як в СА, так і в робочому колесі (РК). У СА в процесі розширення газ, знижуючи свій тиск і температуру, розганяється до відносно високої швидкості, але не вище місцевої швидкості звуку, а в робочому колесі і внутрішня енергія стисненого газу, і кінетична енергія потоку перетворюються на механічну роботу шляхом силової взаємодії потоку з лопатками РК.

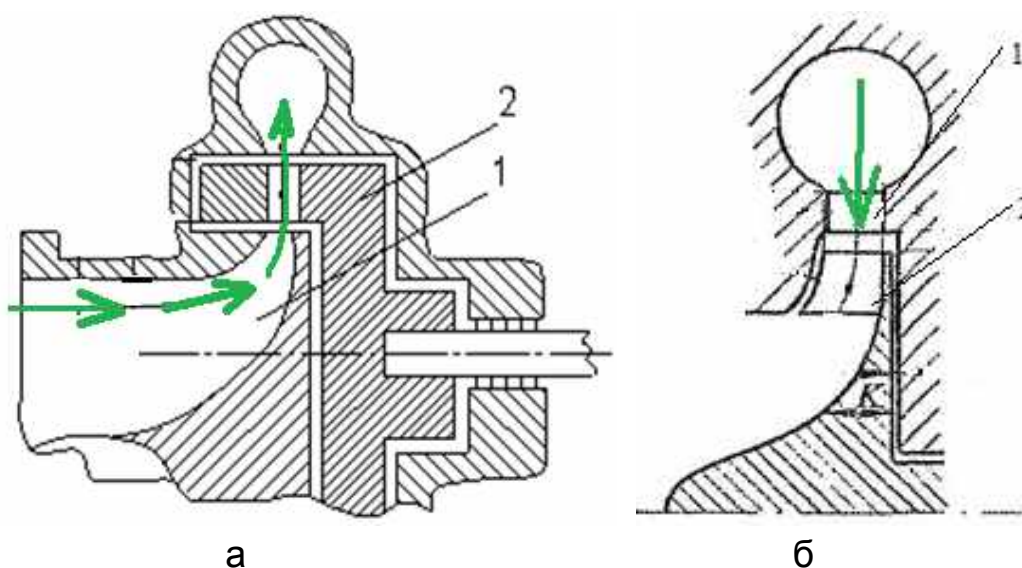
В основному турбодетандери – реактивної дії.

3. За **напрямком руху** потоку газу турбодетандери поділяють на радіальні, осьові і радіально-осьові та діагональні (рисунок 4.1).



а б
Рисунок 4.1 – Схеми турбодетандерів:
а – радіально-осьовий; б – осьовий

У свою чергу, радіальні турбодетандери підрозділяють на доцентрові і відцентрові (рисунок 4.2).



а б
Рисунок 4.2 – Схеми турбодетандерів радіального типу:
а – відцентровий; б – доцентровий;
1 – направляючий апарат; 2 – робоче колесо

У **радіальних ТД** рух газу здійснюється в площині, перпендикулярній до осі обертання. Відповідно, в **доцентрових** рух газу направлений від периферії до осі машини, у **відцентрових**, навпаки, – від осі машини до периферії. В **осьових ТД** рух газу відбувається за циліндричними поверхнями,

паралельними до осі, а в **радіально-осьових** – за проміжними поверхнями між осьовими і радіальними.

ТД осьового типу застосовуються менше, оскільки ці машини потребують дуже великих витрат (понад 5 млн м³/добу), а також там, де необхідно розширювати газ з великим перепадом тиску, що потребує організації багатоступінчастої конструкції, а виконати ефективну багатоступінчасту проточну частину з робочими колесами радіально-осьового типу досить складно.

*Для малих витрат ефективніше використовувати радіальні і радіально-осьові турбіни (< 5 млн м³/добу = 57 м³/с). **Переваги радіальних машин порівняно з осьовими:** менше витрат енергії в РК (оскільки велика частина роботи здійснюється газом завдяки дії коріолісових сил без витрат енергії), менше втрати через перетікання в радіальному зазорі; можна забезпечити більший тепловий перепад в одному ступені; простіша конструкція СА і технологія виготовлення РК; більш пологі характеристики ККД; більш широкий діапазон регулювання витрати порівняно з осьовими. **Недоліки:** підвищена чутливість до наявності в газі механічних домішок і рідин (спричиняється ерозійне зношення); щоб досягти високих ККД, необхідно збільшувати швидкість, більше ніж в осьових, що ускладнює конструкцію.*

Відцентрові ступені рекомендують застосовувати при дуже малих витратах робочого тіла, за яких у доцентрових ступенях виявляються занадто малі геометричні розміри проточної частини і високі частоти обертання (n), неприйнятні для практики. *При однакових параметрах газу n у відцентрових ТД приблизно в два рази менше, ніж у доцентрових. В інших випадках використовують доцентрові ТД.*

У доцентрових машинах рух газу відбувається проти дії поля відцентрових сил, що сприяє зниженню ентальпії газу. У відцентрових поле відцентрових сил сприяє збільшенню ентальпії газу. Тому для турбокомпресорних машин відцентровий рух газу є доцільним, для турбодетандерів вигіднішим є доцентровий рух газу. З цієї причини турбодетандери в основному мають доцентровий тип.

4. За **станом робочого тіла** турбодетандери останнім часом стали поділяти на газові і парорідинні. У газових машинах робоче тіло не змінює свого фазового стану і розширення відбувається тільки в газовій області. У парорідинних машинах розширення відбувається з області газу в двофазну область вологої пари з утворенням частини рідини.

5. За кількістю ступенів турбодетандери бувають одно- і багатоступінчасті. Області раціонального застосування такого типу детандерів наведено на рисунку 4.3.

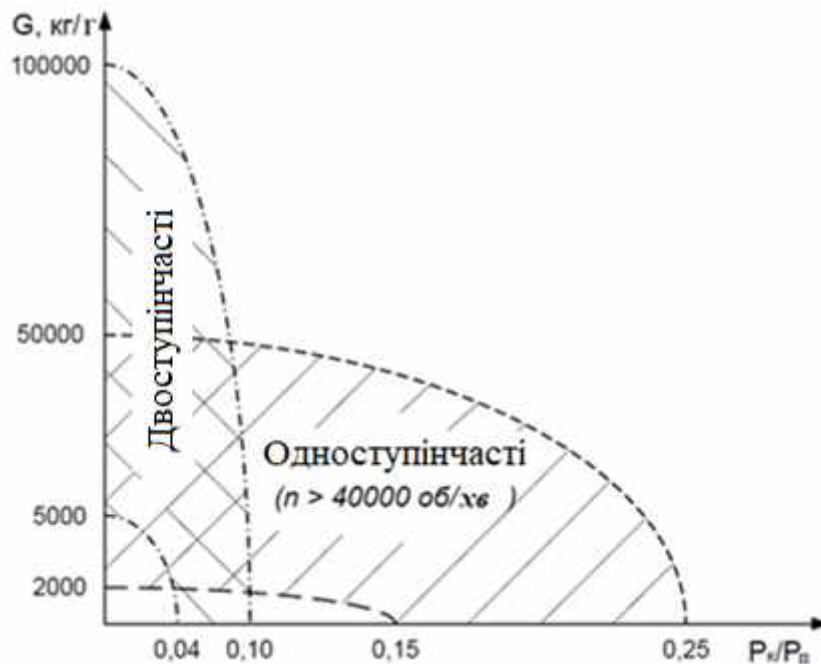


Рисунок 4.3 – Раціональні області застосування турбодетандерів

Свого часу обмеження частоти обертання валу призвело до необхідності обмежувати відношення тисків в ступені і виконувати двоступінчасті турбодетандери.

При цьому відомо, що зменшення відношення тисків в ступені приводить до підвищення ізоентропійного ККД турбодетандера. Тому турбодетандери високого тиску доцільніше виконувати двоступінчастими.

Нині турбодетандери зазвичай виготовляють одноступінчастими навіть при відносно високих відношеннях тисків $p_n / p_k = 30 \dots 40$. Збільшення відношення тисків призводить до підвищення частоти обертання вала машини. Підшипники ковзання і гальмівні пристрої, що застосовуються зараз, дозволяють розвивати досить високу частоту обертання у турбодетандерах (200 тис. об/хв та вище).

Сучасні турбодетандери виконують зазвичай доцентровими **радіального** або **радіально-осьового** типу, одноступінчасті або двоступінчасті – з реактивним характером розширення газу. Вони відрізняються широким діапазоном робочих параметрів: за потужністю – від десятків ват до десятків мегават (25 МВт, "Лінде" Німеччина); за частотою обертання ротора – від 3 тис. до 600 тис. об/хв; діаметри РК – від 700 до 8 мм.

4.2 Конструкція турбодетандерів, основні елементи та їх призначення

Умови роботи ТД визначають вибір його типу і конструкції.

Розглянемо принципову схему ТД радіального типу (рисунок 4.4).

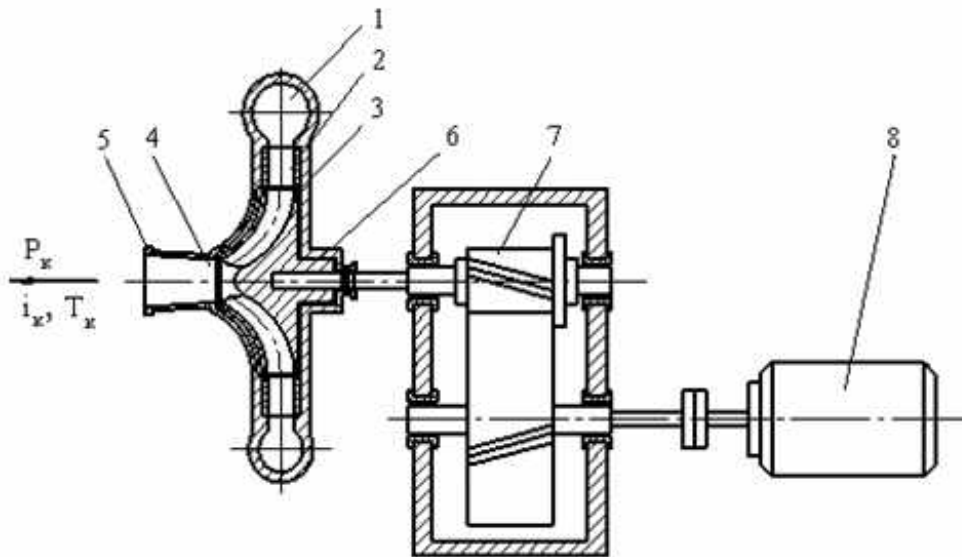


Рисунок 4.4 – Основні елементи турбодетандерного агрегату: 1 – равлик; 2 – направляючий або сопловий апарат; 3 – робоче колесо; 4 – дифузори; 5 – корпус; 6 – ущільнювальні елементи (лабіринтові ущільнення); 7 – редуктор; 8 – генератор для відбору потужності

Равлик призначено для рівномірного підведення газу по колу до СА.

Сопловий апарат виконаний з низки нерухомих лопаток (сопел) по колу і призначений для додавання потоку газу на його виході певної швидкості і напрямку. При перебігу в соплах частина внутрішньої енергії стисненого газу перетворюється на кінетичну енергію потоку. Збільшується швидкість робочого потоку до певної величини, яка може бути дозвуковою, звуковою і надзвуковою, при цьому знижуються тиск і температура газу.

Робоче колесо необхідне для перетворення внутрішньої і кінетичної енергії потоку на механічну роботу. Енергія потоку передається до робочого колеса внаслідок силової взаємодії потоку з обертовими лопатками. При цьому і швидкість потоку, і тиск, і температура знижують свої значення. Радіально-осьові та радіальні колеса можуть виконуватись з **покривним диском** – закриті колеса і без нього – **напіввідкриті**. Закриті: більш високий ККД, але складні у виготовленні, менш міцні. Мають більшу вагу, що збільшує відцентрову силу та негативно впливає на опори ТД.

Дифузор призначено для подальшого гальмування потоку і зниження його швидкості до значення у вихідному патрубку і трубопроводі. Температура робочого тіла при цьому підвищується.

Ущільнення робочого колеса і проточної частини є необхідним для зменшення або повного виключення витоків і перетоків газу (мастильних матеріалів) через нещільності обертового робочого колеса.

Редуктор, встановлений на вихідному валу турбодетандера, призначено для зниження швидкості обертання ротора до швидкості двигуна-генератора і передачі потужності на вал генератора, який зазвичай обертається з меншою швидкістю, ніж ротор турбодетандера.

Генератор (двигун-генератор) перетворює механічну енергію обертового ротора турбодетандера на електричну і передає її в електричну мережу.

Тепер перейдемо до розгляду осьового ТД (рисунок 4.5). Ступінь ТД – це сукупність нерухомих (соплових) і обертових (робочих) решіток. Сопловий апарат встановлено в корпусі. Між обертовим валом і нерухомим корпусом встановлено ущільнення. Робочі лопатки закріплюються на роторі і являють собою спеціально спрофільовані рухливі решітки. На периферії РК найчастіше встановлюються бандажні ущільнення.

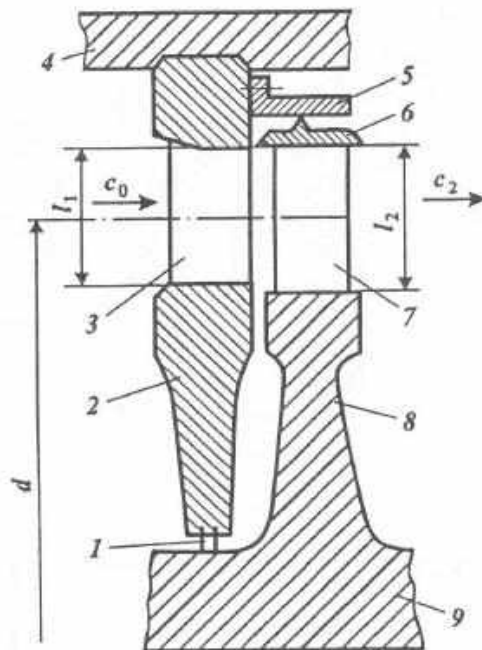


Рисунок 4.5 – Схема осьового турбодетандера:

- 1 – діафрагмове ущільнення; 2 – діафрагма; 3 – соплова решітка;
- 4 – корпус турбіни; 5 – надбандажне ущільнення; 6 – стрічковий бандаж;
- 7 – робоча решітка; 8 – диск; 9 – вал

Призначення соплової решітки – перетворення внутрішньої енергії газу на кінетичну енергію потоку з мінімальними втратами.

Призначення робочої решітки – перетворення кінетичної енергії і частково внутрішньої на роботу, тобто обертання ротора.

4.3 Процес розширення газу в ступені турбодетандера в h - S -координатах

Розглянемо процес розширення в ступені ТД (рисунок 4.6).

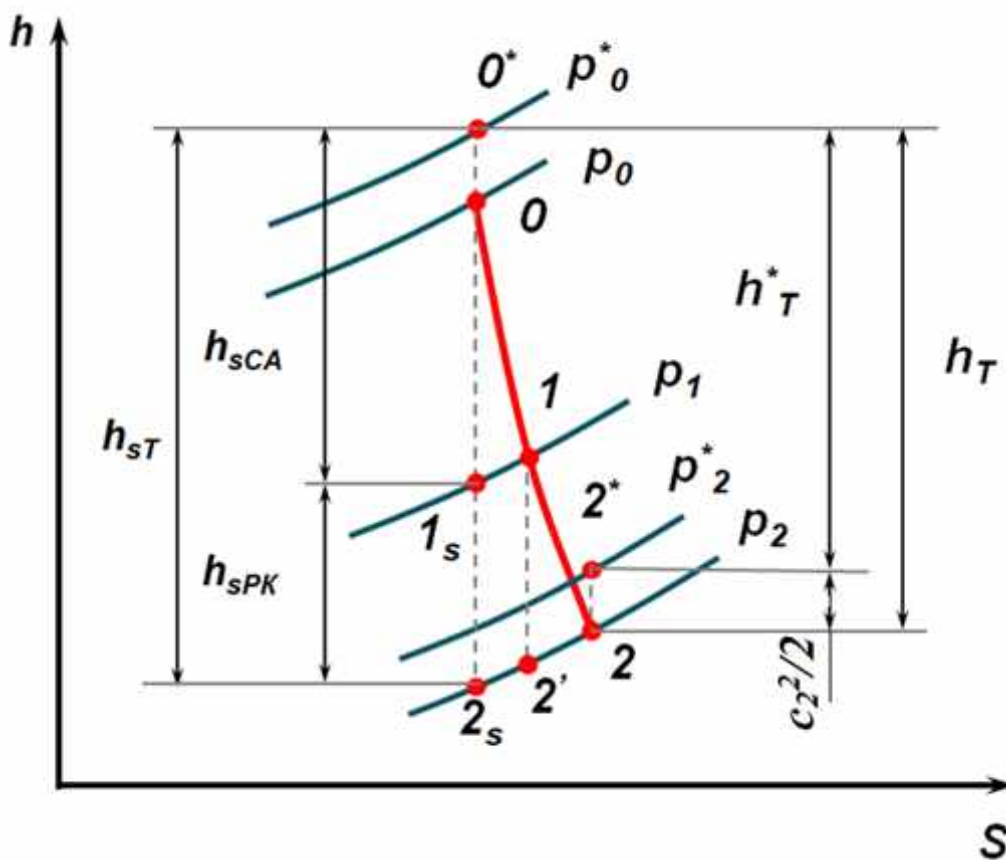


Рисунок 4.6 – Схема процесу розширення газу в ступені ТД в h - S -координатах

З підвідного каналу і равлика газ надходить до СА, маючи швидкість V_0 , температуру T_0 та тиск p_0 . Швидкість зазвичай мала. В СА газ розширюється від початкового тиску p_0 до кінцевого p_1 . Виходячи з сопел з параметрами p_1 , T_1 , газ надходить в канали РК. РК обертається з коловою швидкістю U_1 і відносною швидкістю W_1 під кутом β_1 . Тут газ продовжує розширюватися від тиску p_1 до p_2 з одночасною віддачею роботи, а отже, і зі зменшенням температури, ентальпії h і абсолютної швидкості c .

Основні терміни та поняття: радіальний турбодетандер, доцентровий і відцентровий турбодетандери, осьовий і радіально-осьовий турбодетандери, вхідний патрубок, сопловий апарат, робоче колесо, дифузор, ущільнення, редуктор, генератор.

Контрольні запитання

1. Наведіть класифікацію турбодетандерів за різними параметрами.
2. Опишіть конструкцію ТД, основні елементи та їх призначення.
3. Які процеси відбуваються в ТД (змінення параметрів в ступені)?
4. Зобразіть h-S-діаграму процесу в ТД.

Література

1. Епифанова, В. И. Компрессорные и расширительные турбомашини радиального типа / В. И. Епифанова. – М. : МВТУ им. Баумана, 1996. – 650 с.
2. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompessornyh%20stancij.pdf>).
3. Язык, А. В. Системы и средства охлаждения природного газа / А. В. Язык. – М. : Недра, 1986. – 200 с.
4. Зарянкин, А. Е. Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Е. Зарянкин, А. Н. Шерстюк. – М. : Машгиз, 1963. – 248 с.

Лекція № 5 Турбодетандери в установках комплексної підготовки газу

План

- 5.1 Турбодетандерний агрегат з дотискним компресором.
- 5.2 Низькотемпературна сепарація.
- 5.3 Умови роботи промислових ТД.

5.1 Турбодетандерний агрегат з дотискним компресором

Раніше було припущено, що ТДА будуть використані при виробленні електроенергії під час видобутку ПГ. *Адже ПГ з надр землі виходить під величезним тиском, отже, проходячи через ТД, він буде розширюватись, тобто тиск буде знижуватися до необхідного значення в магістралі трубопроводів, а роботу від ТД передавати по валу на електрогенератор і, таким чином, виробляти електроенергію.* Однак використання ТД для вироблення електроенергії під час видобутку ПГ не завжди є доцільним, оскільки:

1) тиск при виробленні пласта з часом знижується, що потребує застосування складних редукторів і схем регулювання. *Електрична потужність таких генераторів буде нестабільною. А високі темпи розроблення родовищ призводять до того, що часу не вистачає для того, щоб окупити це обладнання;*

2) підвищується тиск сучасних газопроводів: зараз він в основному становить 5,5 МПа, в деяких – 7.4 МПа, а планується довести до 11 МПа;

3) багато нових перспективних родовищ газу, що мають низький тиск.

Таким чином, цілеспрямоване вироблення електроенергії на промислі ПГ не завжди є доцільним. А ось передавання роботи ТД дотискному компресору, що знаходиться на тому ж валу, виявилось термодинамічно вигідним. Окрім цього, при використанні компресора не треба ущільнення для вала зовнішнього споживача, проста конструкція (немає муфт, редукторів, тощо), проста система керування ТД і компресора. У ТДА використовують компресор: осьовий і відцентровий.

5.2 Низькотемпературна сепарація

У газовій промисловості на газоконденсатних родовищах природний газ проходить обов'язкову підготовку на **установках комплексної підготовки газу (УКПГ).**

Основним способом підготовки є **низькотемпературна сепарація** – процес відділення з природного газу рідкої фази шляхом її конденсації при впливі низьких температур.

Отже, необхідно отримати **холод**. За допомогою технологічних схем НТС відбувається **очищення, осушення і відділення фракцій низькокиплячих (важких) вуглеводнів**.

Найпростішим **способом** отримання холоду на промислі є **процес дроселювання** (супроводжується ефектом Джоуля – Томсона). Він здійснюється із застосуванням **дроселювальних пристроїв**. Перевага: невелика металоємність і висока надійність роботи.

На рисунку 5.1 показано спрощену технологічну схему НТС з дроселювальним пристроєм.

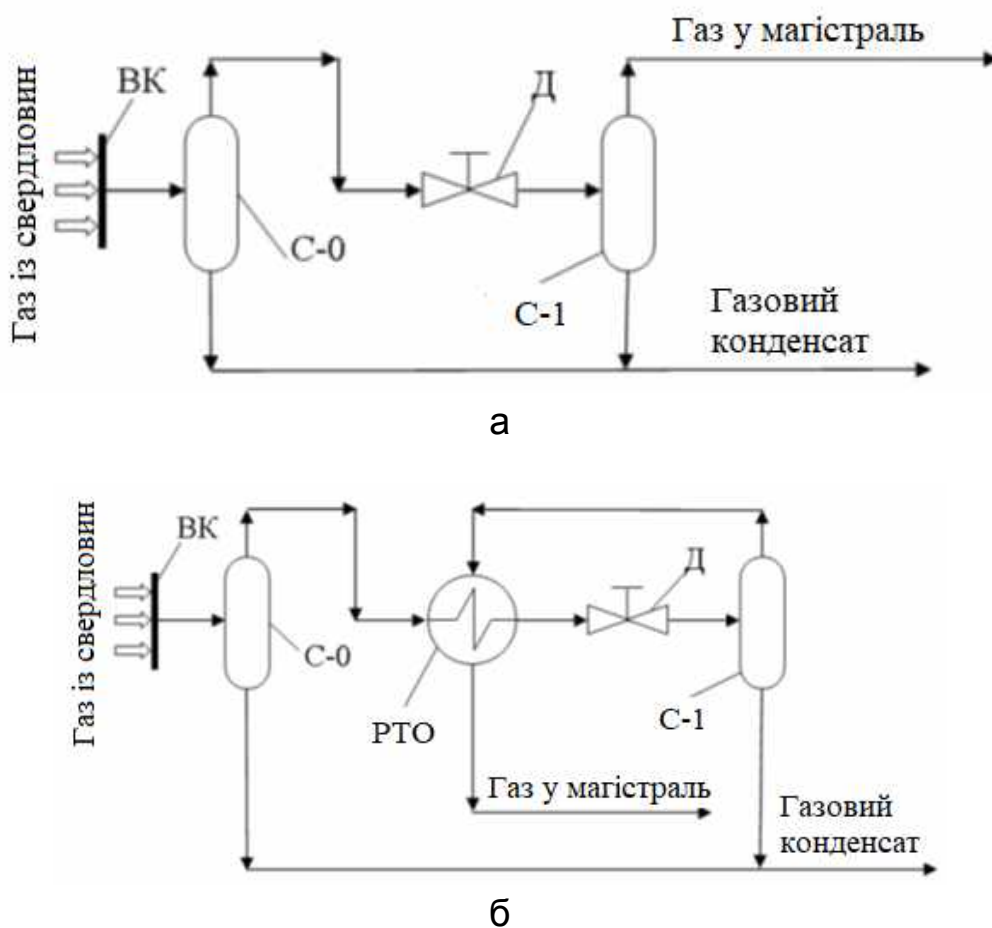


Рисунок 5.1 – Спрощена технологічна схема НТС з використанням дроселювального пристрою:

а – без рекуперативного теплообмінника;

б – з рекуперативним теплообмінником;

ВК – вхідний колектор; С-0 – сепаратор попереднього очищення;
С-1 – низькотемпературний сепаратор; Д – дроселювальний пристрій;
РТО – рекуперативний теплообмінник

Газ надходить із свердловин у **вхідний колектор ВК** (рисунок 5.1, а), після якої направляється в **сепаратор попереднього очищення С-0**, в якому відбувається відділення рідкої фракції від газоподібної. Потім газоподібна фракція направляється в **дроселювальний пристрій Д**, в якому відбувається зниження тиску газу і випадіння газового конденсату. У **низькотемпературному сепараторі С-1** газовий конденсат відділяється від газової фракції, потім осушений газ прямує в газову магістраль. Схема «б» (рисунок 5.1, б) відрізняється від схеми «а» наявністю **рекуперативного теплообмінника (ТО)**, в якому газ охолоджується перед подачею в дроселювальний пристрій завдяки потоку охолодженого і очищеного газу в низькотемпературному сепараторі С-1.

Одним із суттєвих недоліків схеми НТС з дроселювальним пристроєм є потреба у великому перепаді тиску ПГ. У промисловому видобутку для досягнення необхідної температури при використанні дроселя потенціально енергія газу не використовується.

*Поки родовище нове і тиск на виході зі свердловини набагато перевищує тиск на вході в газопровід, холод в установках НТС можна отримувати завдяки дроселюванню газу. Однак в процесі експлуатації свердловин пластовий тиск знижується. У результаті при використанні схем НТС з дроселювальним пристроєм для розширення газу не досягається необхідна температура конденсації (точки роси), що призводить до зниження якості природного газу. Тому, щоб компенсувати спадання тиску газу в свердловинах перед установленням НТС з дроселювальним пристроєм, встановлюють **дотискну компресорну станцію (ДКС)**. Ще також застосовують ежекторні пристрої. Це в обох випадках призводить до додаткових витрат. Тому почали використовувати **промислові ТДА**. Порівняно з дроселювальними пристроями (і ежекторами) застосування турбодетандерів в схемах НТС має ряд переваг:*

- вироблення холоду при меншому перепаді тисків;
- діапазон змінення витрати газу від 50 до 110 % від номінального з невеликим зниженням ККД.

На одному валу з ТД розташовується компресор, який необхідний для часткового відновлення тиску газу після розширення в турбодетандері, або електрогенератор, який виробляє електричну енергію.

Наприклад, на вітчизняному Шебелинському родовищі ще в 1971 р. був запущений турбодетандерний агрегат Т-3 (розробка УкрНДІГазу).

Такий агрегат являє собою герметичний агрегат з одноступінчастим осьовим ТД з регульованим СА, НП – одноступінчастий відцентровий компресор з лопатковим дифузором (ЛД). Маса – близько двох тонн. Агрегат розрахований на роботу в промислових установках ПГ при температурах сепарації до 223 К (-50 °С) в діапазоні робочих тисків від 8,0 до 0,2...0,3 МПа. Пропускна здатність агрегату за допомогою поворотного СА ТД можна плавно регулювати від 2 до 4 млн м³/добу при тиску 6,4 МПа. На експлуатаційних режимах частота обертання ротора змінюється від 5 до 8 тис. об/хв, максимальна – 11 тис. об/хв.

Було експериментально доведено, що ТДА поряд з чинним теплообмінним і сепараційним обладнанням характеризується мінімальними зведеними витратами, металоємністю та іншими показниками порівняно з іншими холодильними машинами. Вони чітко забезпечують підготовку газу протягом всього терміну експлуатації.

За даними ВНДІГАЗ потреба в промислових ТДА до 2025 року з урахуванням резерву оцінюється в 220–270 штук.

5.3 Умови роботи промислових турбодетандерів

Робота ТД в промислових (видобуток природного газу) установках комплексної підготовки газу ускладнена через мінливі умови на вході, тобто вхідний ПГ приходить з **коливними параметрами**: вхідний тиск, витрата газу, склад газу і різною мірою охолодження від навколишнього середовища.

Ці коливання поділяють за часом впливу:

1) на тривалі (довгоперіодичні): спадання тиску газу в пласті в міру його вироблення, змінення пори року – сезонні коливання;

2) середньоперіодичні (дні, години) – змінення навантаження споживача;

3) короткі (хвилини, секунди) – коли на вході у ТД потрапляє порція ПГ, яка має аномально велику кількість водяної пари та важких вуглеводнів, що в процесі розширення призводить до різкого стрибка конденсації.

5.4 Особливості розрахунку турбодетандерного агрегату

При моделюванні процесів, які відбуваються в **установках**, що працюють на ПГ, необхідно передбачити врахування таких величин:

1) реальні теплофізичні параметри природного газу: **C_p**, **k**, **R**, які змінюються залежно від складу, тиску і температури. Для прикладу на рисунку 5.2 показано змінення ізобарної теплоємності залежно від температури та тиску для різних місць видобутку (свердловин);

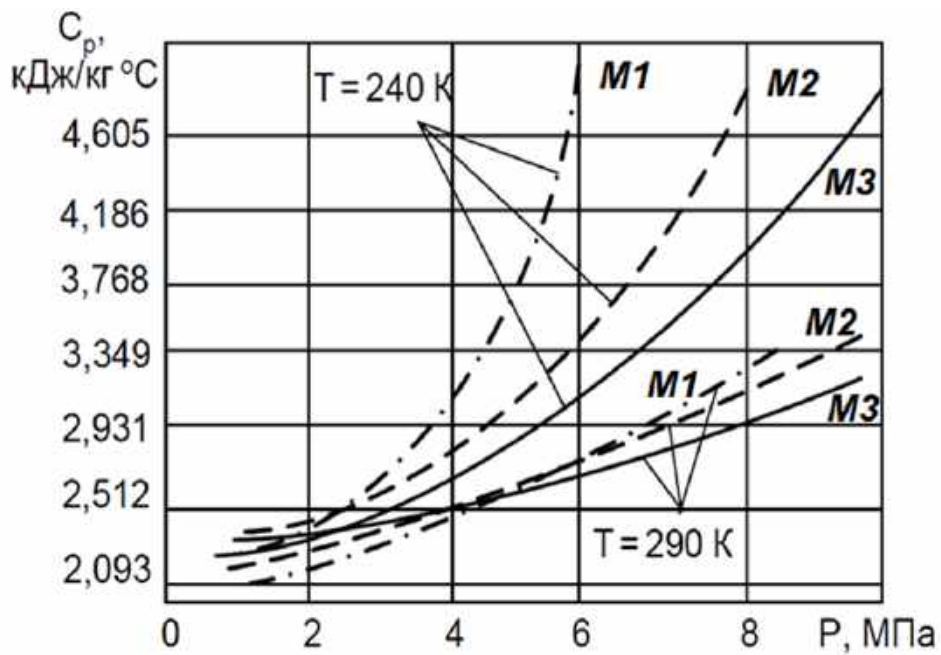


Рисунок 5.2 – Графік залежності C_p від температури газу і місця його видобутку

2) стисливість газу залежно від його тиску та температури $z = f(T, P)$ і складу. Для прикладу на рисунку 5.3 показано змінення коефіцієнта стисливості z залежно від температури та тиску для різних місць видобутку.

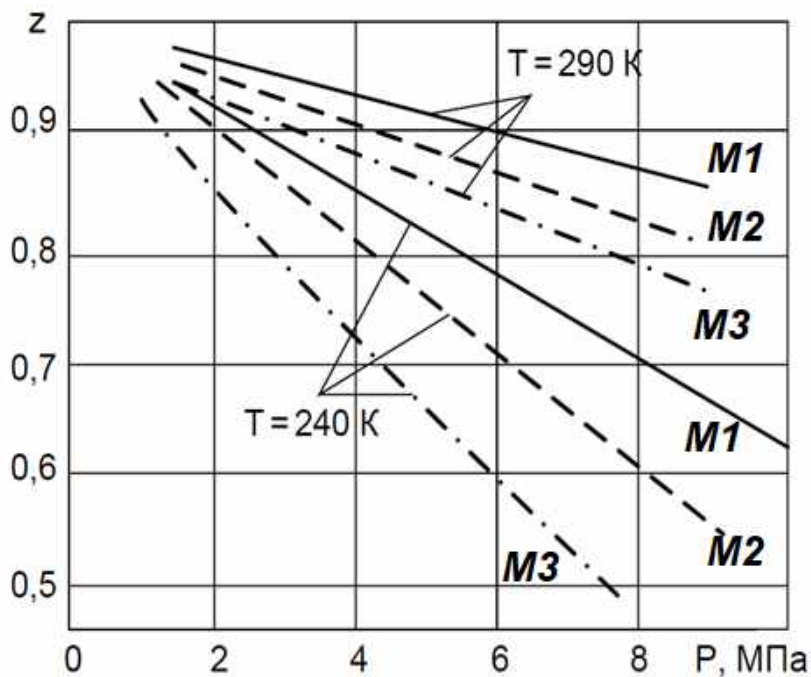


Рисунок 5.3 – Графік залежності коефіцієнта стисливості z від температури та тиску газу і місця його видобутку

Приклад змінення газової сталої від місця видобутку ПГ (складу ПГ) покажемо за допомогою порівняння двох українських родовищ: мінімальне значення газової сталої відповідає ПГ Солохінського родовища, $R = 455,49$ Дж/(кг·град), а максимальне – Кегичівського, $R = 483$ Дж/(кг·град).

Використовуючи програми кафедри теорії авіаційних двигунів, ці особливості необхідно враховувати.

При розрахунку течії багатоконпонентного середовища пакетами високого рівня (ANSYS) переважно використовують моделі турбулентності SST і SST2.

Основні терміни та поняття: установка комплексної підготовки газу, низькотемпературна сепарація, холод, процес дроселювання, дотискна компресорна станція.

Контрольні запитання

1. Дайте визначення низькотемпературної сепарації.
2. Які є способи отримання холоду?
3. Наведіть спрощені технологічні схеми низькотемпературної сепарації.
4. Охарактеризуйте умови роботи промислових ТД.
5. Назвіть основні види коливань параметрів природного газу на вході в ТД.
6. В чому полягають особливості розрахунків ТД?

Література

1. Епифанова, В. И. Компрессорные и расширительные турбомашини радиального типа / В. И. Епифанова. – М. : МВТУ им. Баумана, 1996. – 650 с.
2. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompessornyh%20stancij.pdf>).
3. Язык, А. В. Турбодетандеры в системах промышленной подготовки газа / А. В. Язык. – М : Недра, 1977. – 173 с.
4. Язык, А. В. Системы и средства охлаждения природного газа / А. В. Язык. – М. : Недра, 1986. – 200 с.
5. Зарянкин, А. Е. Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Е. Зарянкин, А. Н. Шерстюк. – М. : Машгиз, 1963. – 248 с.

Лекція № 6 Регулювання турбодетандера

План

6.1 Регулювання турбодетандера та головні регулювальні параметри.

6.2 Рівняння витрати для турбодетандерів, що працюють на реальному газі.

6.3 Спільна робота турбодетандера і компресора (характеристика та вплив регулювальних параметрів).

6.1 Регулювання турбодетандера та головні регулювальні параметри

*Умови роботи ТД не постійні, на них можуть впливати різні фактори, що призводять до змінення режиму роботи і його характеристик і, як наслідок, якості підготовки газу, і навіть до відмови агрегату. Тому для збереження параметрів газу на виході, що визначають якість його підготовки (перепад тисків, температура сепарації тощо), для забезпечення надійної роботи ТД і мінімальної вартості його експлуатації в конструкції ТД має бути передбачена можливість **регулювання витрат газу** в необхідних межах, тобто ТД має містити систему автоматичного керування і регулювання.*

Система автоматичного регулювання (САР) призначена для змінення параметрів ТД з метою забезпечення надійної роботи на всіх експлуатаційних режимах.

Основні регулювальні параметри ТД. Існують параметри, які САР повинна підтримувати заданими. Вони називаються **регулювальними**: наприклад витрата газу G , перепад тиску на ТД $\pi_{тд}$, частота обертання ТД $n_{тд}$ та ін. Впливають на них за допомогою **регулювальних факторів**.

Режим роботи ТД як турбомашини визначається двома безрозмірними параметрами: параметр витрати $G\sqrt{T_0^*} / P_0^*$ і ступінь зниження тиску $\pi_\tau = \frac{P_0^*}{P_2}$.

Тому при заданих початкових умовах P_0^* і T_0^* режим роботи визначається двома параметрами G і P_2 . Тоді ці параметри G і P_2 вважаються **регулювальними**. Змінювати їх можуть **два незалежних регулювальних фактори**:

- G змінюється варіюванням площі мінімального перерізу СА F_1 ;
- тиск за турбіною P_2 змінюється внаслідок дроселювання площі прохідного перерізу в трубопроводі за РК.

Найпростішим і надійним способом регулювання промислових ТД є поворот лопаток СА, оскільки параметри G і P_2 взаємозв'язані. Доведемо це.

6.2 Рівняння витрати для турбодетандерів, що працюють на реальному газі

Запишемо рівняння витрати робочого тіла через переріз 1-1 (рисунок 6.1):

$$G = F_1 C_1 \rho_1, \quad (6.1)$$

де ρ_1 , кг/м^3 , – густина робочого тіла в перерізі 1-1.

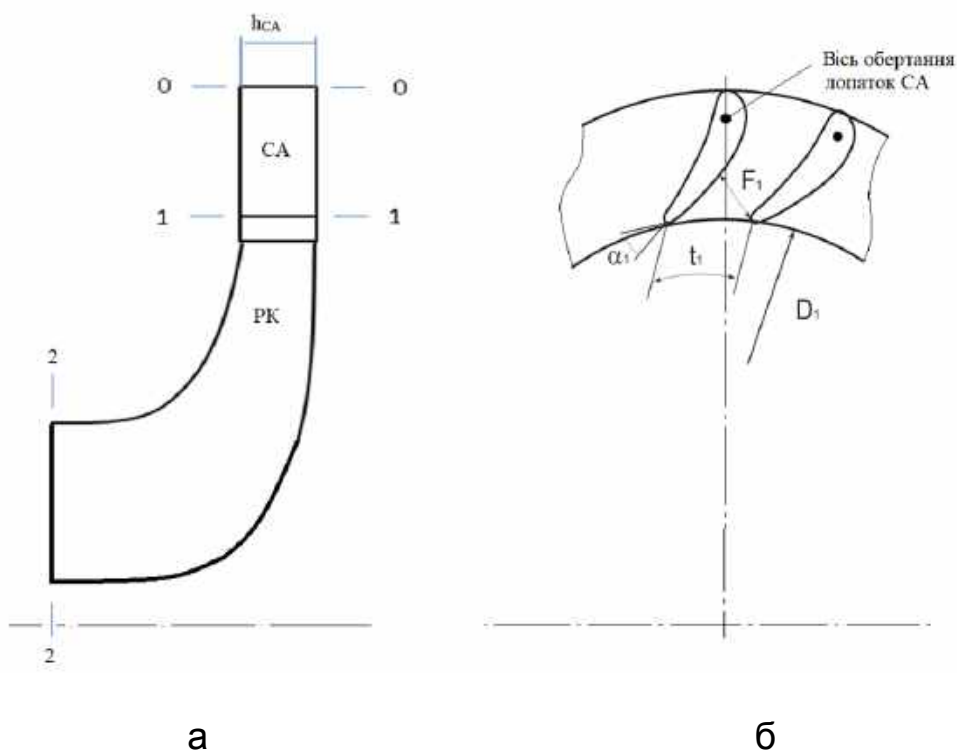


Рисунок 6.1 – Схема проточної частини ТД:

а – меридіональна проєкція ступеня; б – фронтальна проєкція СА

Розглянемо кожну складову рівняння (6.1). Використовуючи наближене співвідношення для густини, визначаємо

$$\rho_1 = \frac{\rho_0^*}{\left(P_0^*/P_1\right)^{\frac{1}{k}}}. \quad (6.2)$$

Скористаємося рівнянням стану ідеалізованого газу

$$P_0^* = z_0 \rho_0^* R T_0^* \quad (6.3)$$

Звідси $\rho_0^* = \frac{P_0^*}{z_0 \cdot R \cdot T_0^*}$. Підставляємо в рівняння (6.2), отримуємо

$$\rho_1 = \frac{P_0^*}{z_0 R T_0^* \left(\frac{P_0^*}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}}} \quad (6.4)$$

Вводимо $\pi_{CA} = \frac{P_0^*}{P_1}$. Тоді

$$\rho_1 = \frac{P_0^*}{z_0 R T_0^* \pi_{CA}^{\frac{1}{k}}} \quad (6.5)$$

Тепер розглянемо вираз для швидкості

$$C_1 = \varphi C_{1s}, \quad (6.6)$$

де φ – коефіцієнт швидкості, що враховує втрати в СА.

З h-S-діаграми (див. рисунок 4.6)

$$\frac{C_{1s}^2}{2} = C_p (T_0^* - T_{1s}). \quad (6.7)$$

Звідси $C_{1s}^2 = 2 \frac{k}{k-1} z_0 R (T_0^* - T_{1s})$, далі виносимо T_0^* і отримуємо

$$C_{1s}^2 = 2 \frac{k}{k-1} z_0 R T_0^* \left(1 - \frac{T_{1s}}{T_0^*} \right). \quad (6.8)$$

Переходимо до тиску

$$\frac{T_{1s}}{T_0^*} = \left(\frac{P_1}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (6.9)$$

Виходить $\left(\frac{P_1}{P_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{(\pi_{CA})^{\frac{k-1}{k}}}$. Тоді

$$C_1 = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} z_0 R T_0^* \left(1 - \frac{1}{(\pi_{CA})^{\frac{k-1}{k}}}\right)}. \quad (6.10)$$

Тепер рівняння (6.5) і (6.10) підставляємо у вираз для витрати робочого тіла (6.1):

$$G = \frac{P_0^*}{z_0 R T_0^* \pi_{CA}^{\frac{1}{k}}} F_1 \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} z_0 R T_0^* \left(1 - \frac{1}{(\pi_{CA})^{\frac{k-1}{k}}}\right)}. \quad (6.11)$$

Після перетворень отримуємо **рівняння витрати робочого тіла через ТД:**

$$G = \frac{P_0^* F_1 \varphi}{\sqrt{z_0 R T_0^*}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left(\frac{1}{\pi_{CA}^{\frac{2}{k}}} - \frac{1}{(\pi_{CA})^{\frac{k+1}{k}}}\right)}. \quad (6.12)$$

Тобто витрата газу є функцією від повного тиску і температури на вході, ступеня зниження тиску в СА та площі в горлі СА $G = f(P_0^*, T_0^*, \pi_{CA}, F_1)$ і при заданих умовах на вході і ступеня зниження тиску СА буде пропорційна $G \sim F_1$. Отже, F_1 є доцільним регулювальним чинником.

Зміна площі на виході з СА F_1 здійснюється поворотом лопаток СА. При цьому змінюється кут виходу газу з каналів між лопатками СА α_1 шляхом їх повороту навколо радіальних осей (рисунок 6.1).

Очевидно, що

$$F_1 = \pi D_1 h_{CA} \sin \alpha_1, \quad (6.13)$$

де h_{ca} , м, – висота лопатки; D_1 , м, – діаметр на виході з СА (дуга $l = 2\pi R_1 = \pi D_1$, для вузького горла $l = \pi D_1 \sin \alpha_1$); h_{ca} , м, – ширина каналу.

Цей спосіб набув значного поширення, оскільки при цьому змінюються витрати газу і ступінь його охолодження з мінімальними втратами.

Експериментальну залежність змінення витрат G та КПД η_T від α_1 подано на рисунку 6.2.

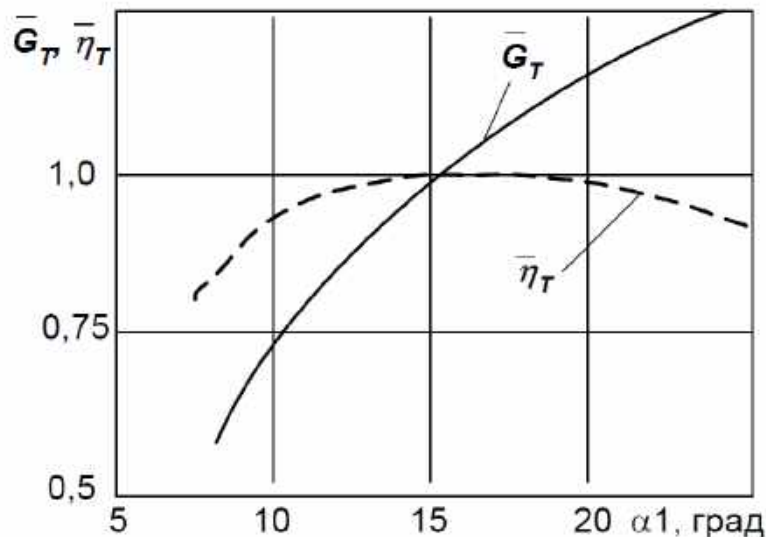


Рисунок 6.2 – Вплив кута виходу газу з СА на відносні величини витрати газу та ККД турбіни

З цього рисунка видно, що змінення в широкому діапазоні витрат G та α_1 призводить до незначного змінення ККД ТД.

Другий варіант – дроселювання потоку перед ТД є недоцільним, оскільки призводить до зниження наявного теплоперепаду.

6.3 Спільна робота турбодетандера і компресора (характеристика та вплив регулювальних параметрів)

У турбоохолодильній установці (ТХУ) в системі газових родовищ для більш вигідної промислової підготовки газу ТД обладнують поворотними лопатками СА, які дозволяють регулювати роботу ТД. Тут навантажувальним пристроєм є відцентровий нагнітач (ВЦН). Для кращого розуміння зобразимо характеристику поступово:

1) спочатку рисуємо характеристику K і відмічаємо межу помпажу (рисунок 6.3). Межа запирання компресора йде з іншого кінця гілок обертів (лежить нижче лінії сумісної роботи K і ТД при $\alpha_1 = \alpha_1^4$). Для кращого сприйняття кінцевої характеристики – не показана;

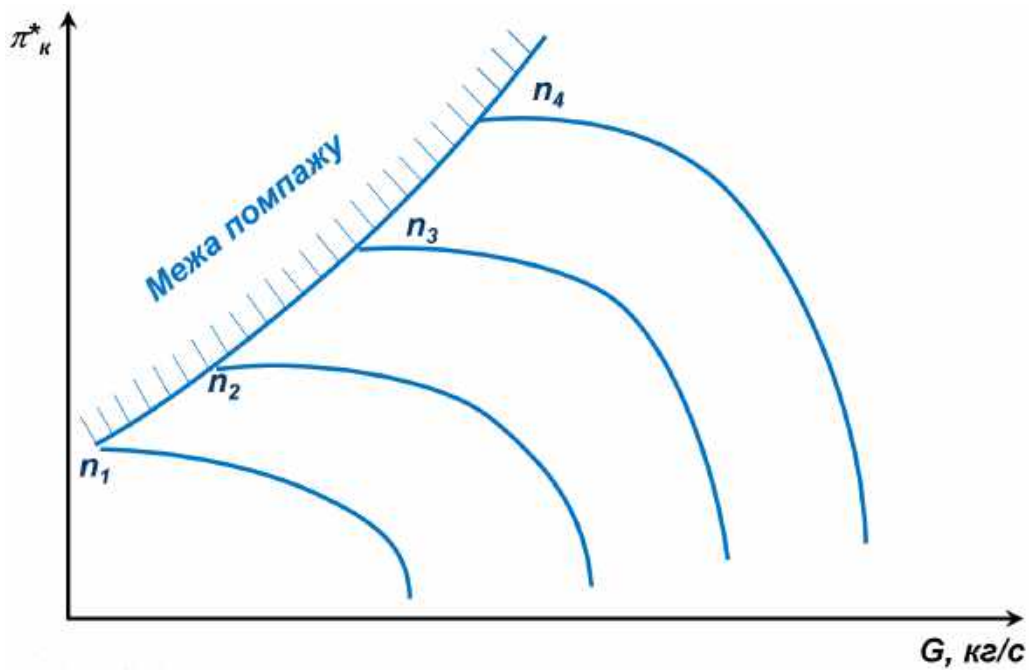


Рисунок 6.3 – Характеристика компресора

2) додаємо лінії сумісної роботи ТД і К при різних кутах α_1 (рисунок 6.4);

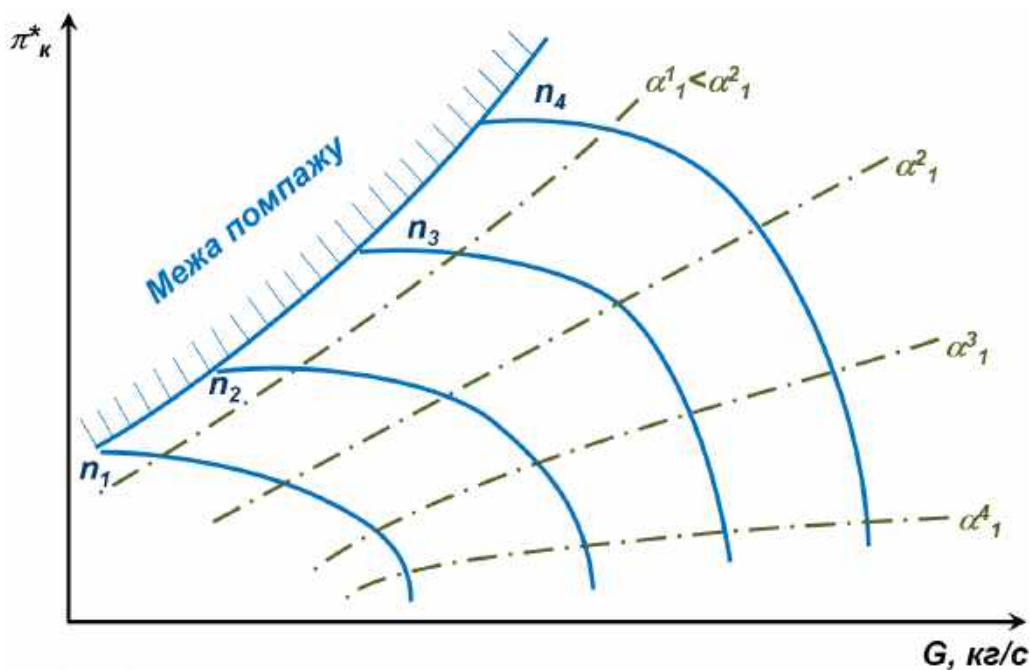


Рисунок 6.4 – Характеристика компресора з лініями сумісної роботи ТД і К при різних кутах α_1 : $\alpha_1^1 < \alpha_1^2 < \alpha_1^3 < \alpha_1^4$

3) вибираємо робочу точку (р.т.) на перетині α_1^2 та n_3 (рисунок 6.5);

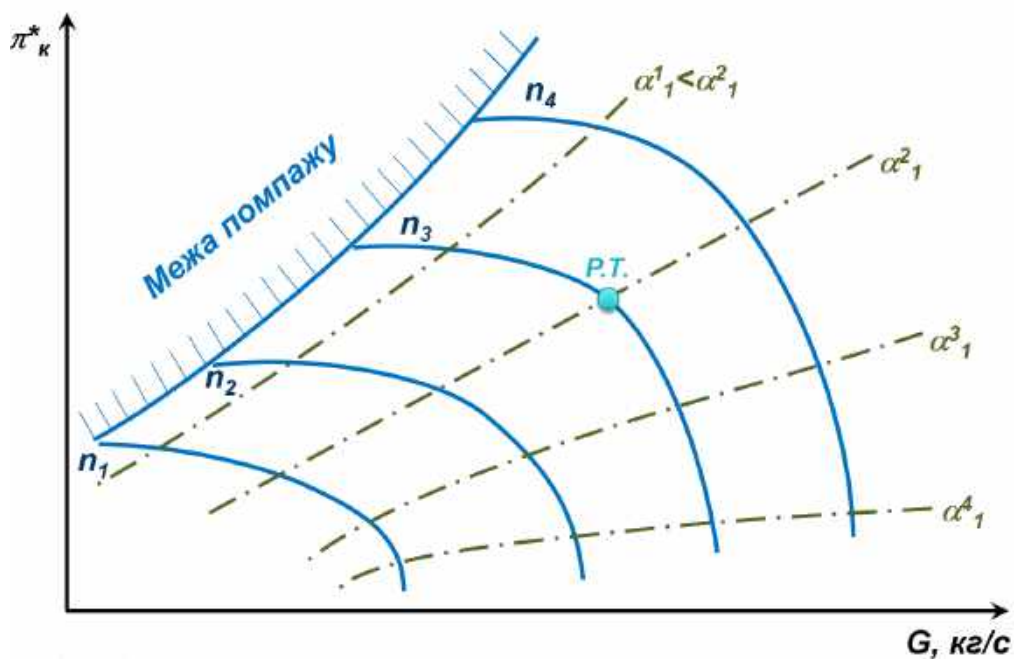


Рисунок 6.5 – Характеристика компресора з лініями сумісної роботи ТД і К при різних кутах α_1 та вибраною робочою точкою

4) додаємо лінії, що відповідають однаковій температурі на виході з ТД t_2 (рисунок 6.6).

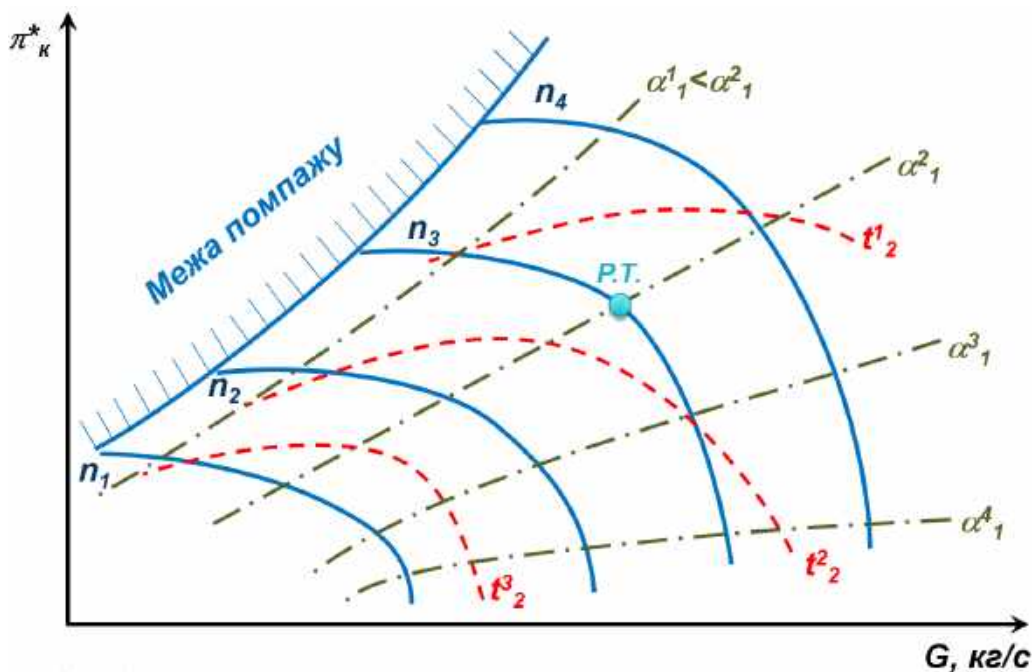


Рисунок 6.6 – Характеристика компресора з лініями сумісної роботи ТД і К при різних кутах α_1 та різних температурах: $t_2^1 < t_2^2 < t_2^3$

Довільними режими роботи ТДА не бувають, існує певна робоча область на характеристиці. Додаємо на характеристику (див. рисунок 6.6) ці обмеження:

1) у компресора **межа стабільної роботи (МСР)** – це межа помпажу і запирання;

2) з умов міцності і допустимої потужності, показаних на рисунку 6.6, додаються обмеження максимальної і мінімальної частоти обертання (рисунок 6.7);

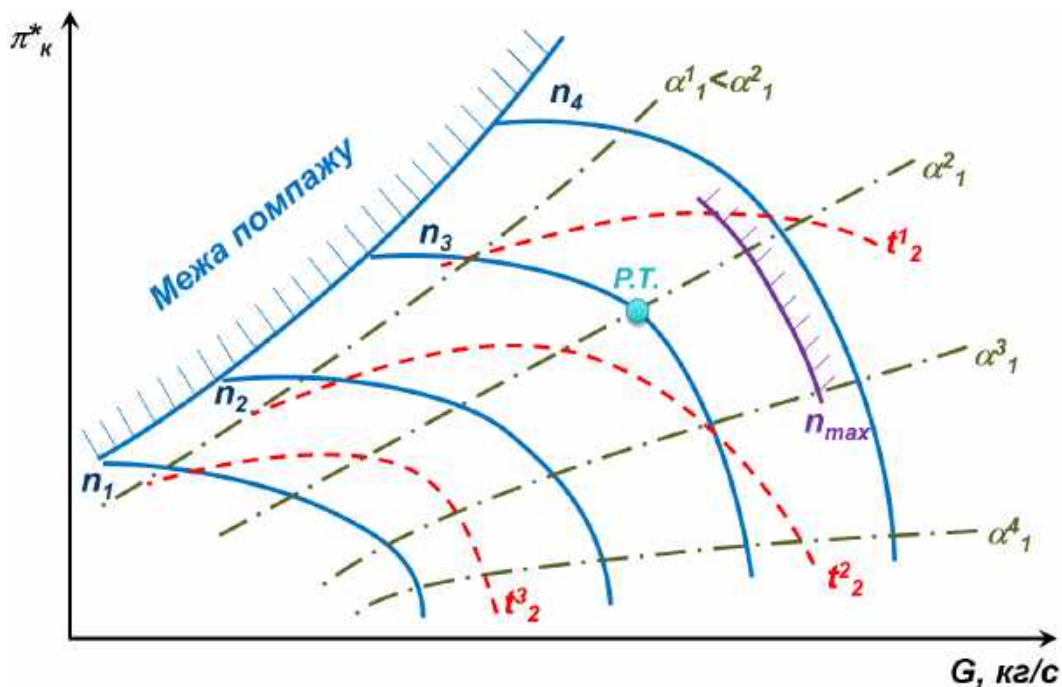


Рисунок 6.7 – Характеристика компресора з лініями сумісної роботи ТД і К при різних кутах α_1 , різних температурах та з обмеженням за частотою обертання

3) у свердловин є межі витрат ПГ G_{max} та G_{min} (рисунок 6.8). Максимальна межа обумовлена пропускною здатністю свердловини, а мінімальна – потужністю пласта. Якщо $G < G_{min}$, то подальший видобуток ПГ стає недоцільним і здійснюється відключення цієї свердловини;

4) температура на виході із ТД t_2 (рисунок 6.9):

– $t_{2 min}$ (верхня межа) визначається холодостійкістю матеріалу (t_2 не може бути нижче температури конденсації всіх вуглеводнів, крім метану);

– $t_{2 max}$ (нижня межа) визначається галузевим стандартом;

5) кут на виході із СА (α_{1max}) визначається конструктивними обмеженнями (рисунок 6.10).

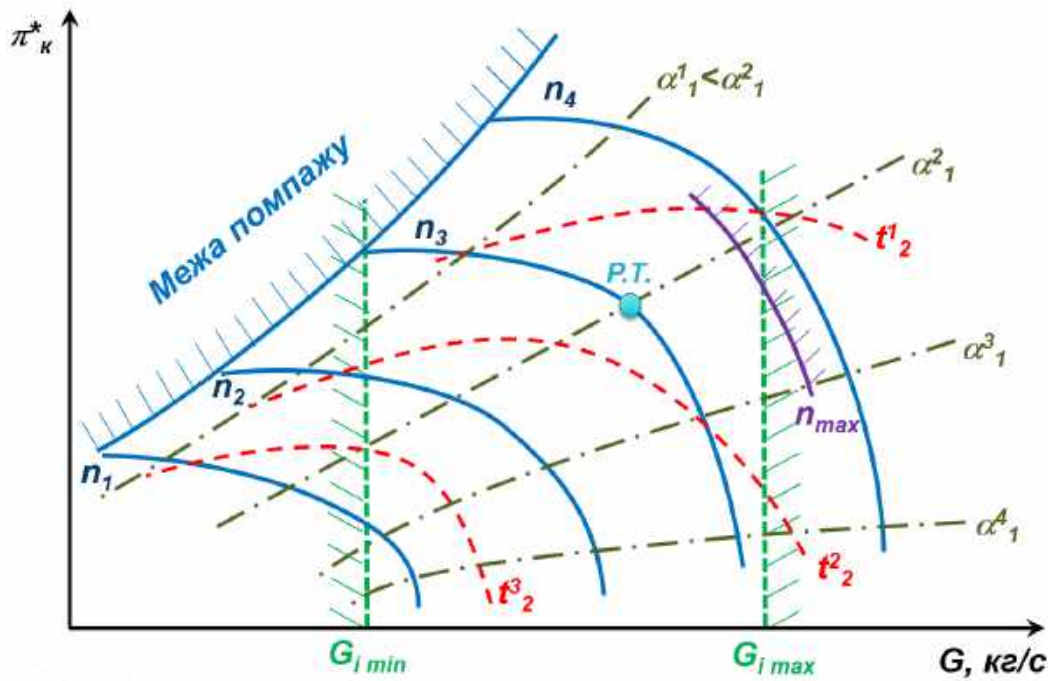


Рисунок 6.8 – Характеристика компресора з лініями сумісної роботи ТД і К при різних кутах α_1 , різних температурах та з обмеженнями за частотою обертання і витратах свердловини

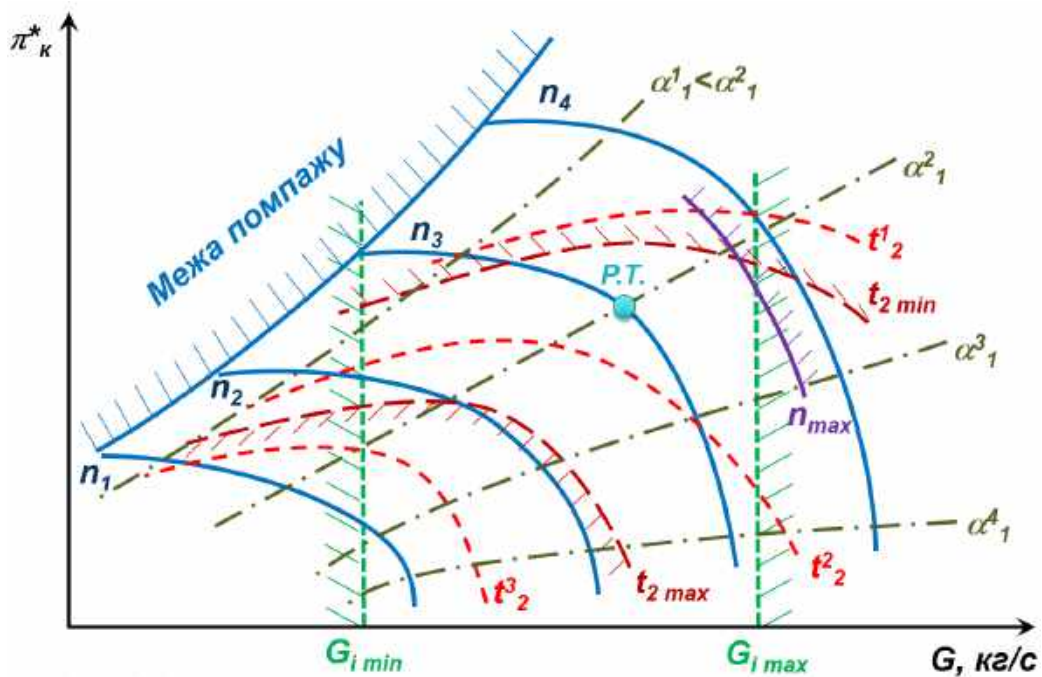


Рисунок 6.9 – Характеристика компресора з лініями сумісної роботи ТД і К при різних кутах α_1 , різних температурах та з обмеженнями за частотою обертання, витратах свердловини і температурах на виході із ТД

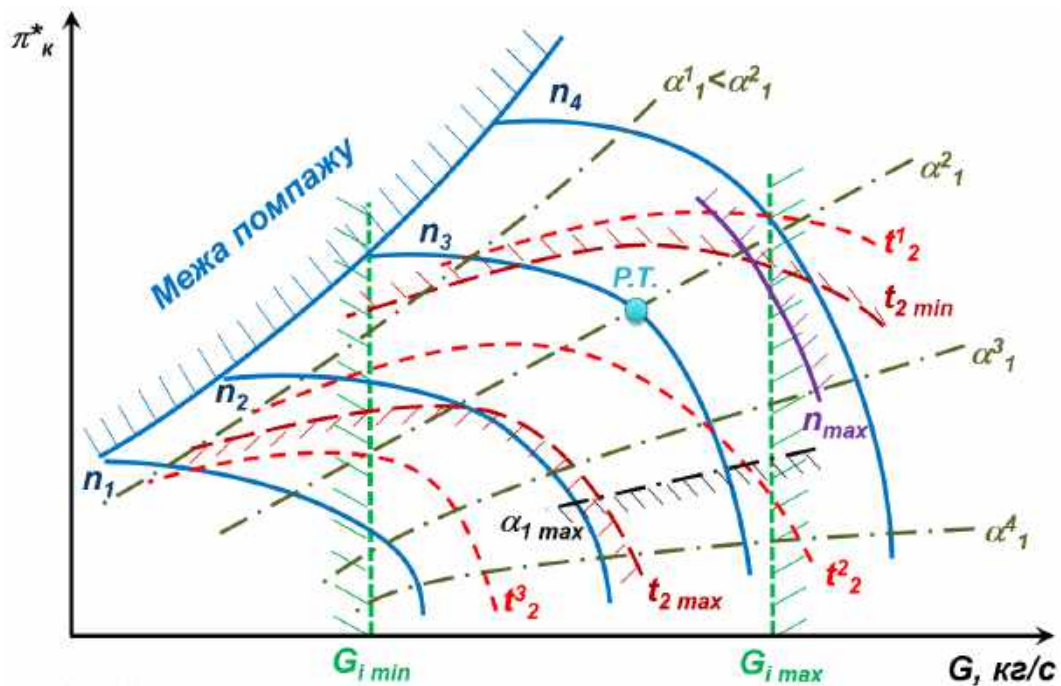


Рисунок 6.10 – Характеристика компресора з лініями сумісної роботи ТД і К при різних кутах α_1 , різних температурах та з обмеженнями за частотою обертання, витратах свердловини, температурах на виході із ТД і максимальним кутом на виході із СА

Втрати енергії тиску газу в агрегаті характеризуються значенням параметра π_{TK}^* , який враховує втрати на ділянці "вихід із ТД – вхід в компресор". Ступінь зниження тиску в агрегаті розраховують за формулою

$$\pi_{TK}^* = \frac{\pi_K^*}{\pi_T^*}, \quad (6.14)$$

зазвичай він становить $\pi_{TK}^* = 0,81 \dots 0,89$. Якісно лініям $\pi_{TK}^* = \text{idem}$ відповідають лінії $t_2 = \text{idem}$.

Розглянемо два варіанти роботи установки НТС з ТД, що має нерегульовану і регульовану геометрію СА:

1) якщо $\alpha_1 = \text{const}$ (лінія а-а), то при зменшенні витрати газу, спричинене, наприклад, спадом газоспоживання, рухаємося уздовж лінії с-с вниз, що призводить до підвищення температури газу за турбіною t_2 і, як наслідок, підвищення температури сепарації. Якщо, навпаки, витрата газу збільшується, то зменшується ступінь зниження тиску в агрегаті (при цьому ступінь

тиску в компресорі π_K збільшується, а ступінь зниження тиску в ТД π_T зменшується). Якісно лініям $\pi_{TK} = idem$ відповідають лінії $t_2 = idem$, а отже, і t_2 зменшується. Тобто збільшується необхідна потужність ДКС, яка витрачається на компенсацію спрацьованого агрегатом перепаду тисків. При великих відхиленнях витрати ПГ режим роботи може бути в межах, не допустимих для ТДА за умовами необхідної якості підготовки газу, обмеження потужності ДКС і міцності елементів її конструкції (рисунок 6.11);

2) якщо $\alpha_1 = var$ (лінія b-b), можемо повертати СА і рухатися, наприклад, уздовж лінії b-b, майже зберігаючи ступінь зниження тиску в агрегаті і практично не змінюючи t_2 . Такі режими є найбільш прийнятними (див. рисунок 6.11).

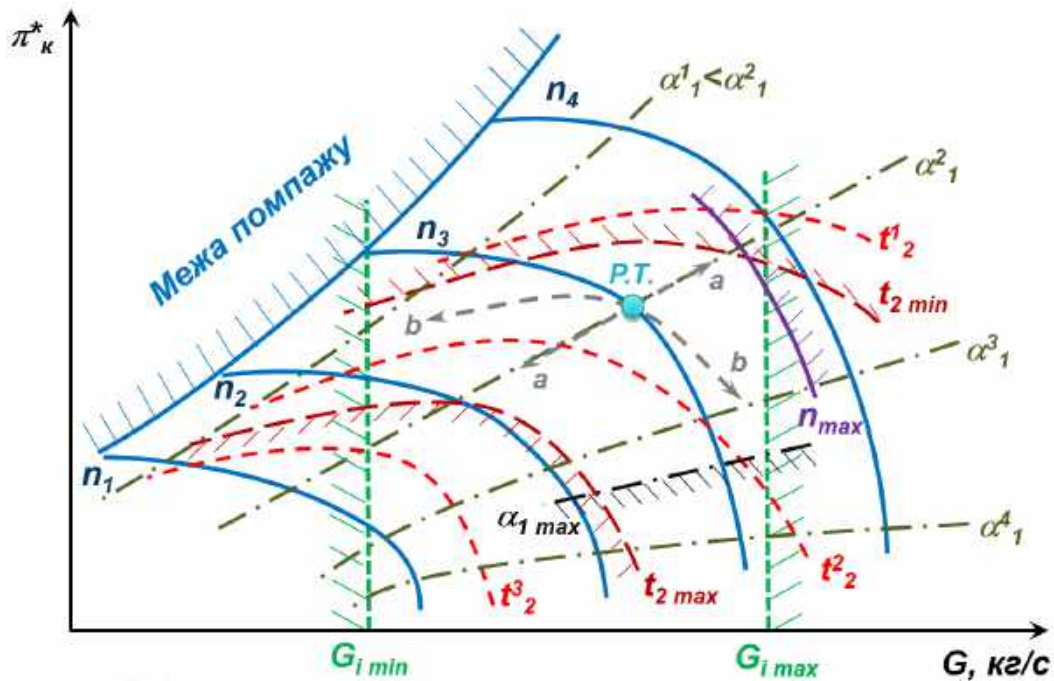


Рисунок 6.11 – Характеристика компресора з лініями сумісної роботи ТД і К при різних кутах α_1 , різних температурах та обмеженнях з можливістю регулювання СА

Таким чином, слід зазначити, що зони оптимальної роботи ТД і К не збігаються. Компресор працює на оптимальних режимах при $\alpha_1 \approx 10$ град, а ТД – при $\alpha_1 \approx 14...15$ град.

Чим більше π_{TK}^* , тим менші енерговитрати агрегату.

Основні терміни та поняття: система автоматичного регулювання, основні регульовальні параметри та фактори ТД, рівняння витрати робочого тіла через ТД, турбохолодильна установка.

Контрольні запитання

1. Як здійснюється регулювання турбодетандера?
2. Назвіть основні регульовальні параметри турбодетандера.
3. Запишіть рівняння витрати для турбодетандера.
4. Дайте характеристику спільної роботи турбодетандера і компресора.

Література

1. Епифанова, В. И. Компрессорные и расширительные турбомашини радиального типа / В. И. Епифанова. – М. : МВТУ им. Баумана, 1996. – 650 с.
2. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompessornyh%20stancij.pdf>).
3. Язык, А. В. Турбодетандеры в системах промышленной подготовки газа / А. В. Язык. – М : Недра, 1977. – 173 с.
4. Зарянкин, А. Е. Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Е. Зарянкин, А. Н. Шерстюк. – М. : Машгиз, 1963. – 248 с.

Лекція № 7 Принципові схеми турбохолодильних установок

План

7.1 Склад турбохолодильних установок. Типові схеми турбохолодильних установок.

7.2 h - S -діаграма процесів у турбохолодильних установках.

7.3 Термодинамічний аналіз турбохолодильних установок, поняття ексергії, ексергетичний ККД та види втрат у турбодетандері.

7.4 Коефіцієнти, що характеризують якість теплообміну.

7.1 Склад турбохолодильних установок. Типові схеми турбохолодильних установок

До складу турбохолодильних установок (ТХУ) входять: ТД, К, ТО і кілька сепараторів (С).

Різноманітністю конструкторських схем ТХУ не відрізняються: К підключають за напрямком руху газу або на вході, або на виході з ТХУ. В установці може існувати два або більше ступенів сепарації. Якщо сирий газ на вході дуже гарячий, то можуть додати апарати повітряного охолодження (АПО). Отже, відомі дві основні принципові схеми:

1) **компресорно-детандерна** – установлення К перед ТД (рисунок 7.1);

2) **детандерно-компресорна** – установлення ТД перед К (рисунок 7.2).

Якщо ТХУ виконує відразу дві функції: підготовку та охолодження газу перед його транспортуванням при мінусових температурах, то К підключають на вході в установку.

Якщо основною функцією ТХУ є підготовка газу, то термодинамічно вигідніше встановлювати К на виході з установки, оскільки π_k буде вище через менші витрати газу – важкі вуглеводні вже відсепаровані, а температура на вході в К більш низька.

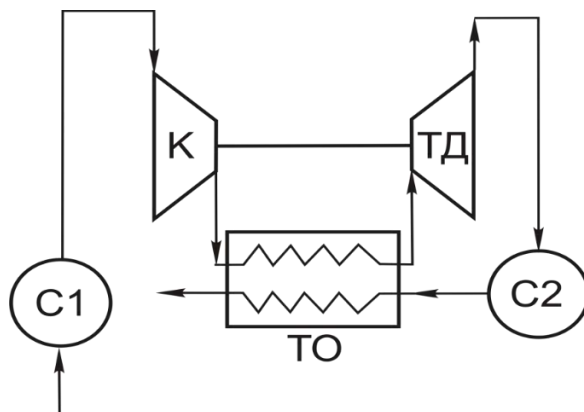


Рисунок 7.1 – Компресорно-детандерна схема ТХУ

У цій схемі С1 призначено для осушення газу та сепарації важких фракцій, С2 – для відбору конденсату. Сепаратор С2 завжди встановлюється до підігрівання газу.

Переваги компресорно-детандерної схеми ТХУ:

- 1) відносна простота конструкції;
- 2) високий сумарний ККД турбокомпресора.

Недоліки:

- 1) порівняно низький ККД сепарації;
- 2) великі втрати в ТО;
- 3) високий тиск в К;
- 4) складність регулювання спільної роботи К і ТД.

Компресор, розташований перед ТО, призначено для підвищення тиску і температури газу на вході в ТД, а також збільшення потужності ДКС. Схема є доцільною, якщо потім цей підігрів знімати в ТО перед подачею в ТД.

Ця схема зазвичай застосовується в умовах Крайньої Півночі.

У детандерно-компресорній схемі газ охолоджується перед входом до турбіни, а перед компресором підігрівається, що дозволяє дотримувати баланс завантаження.

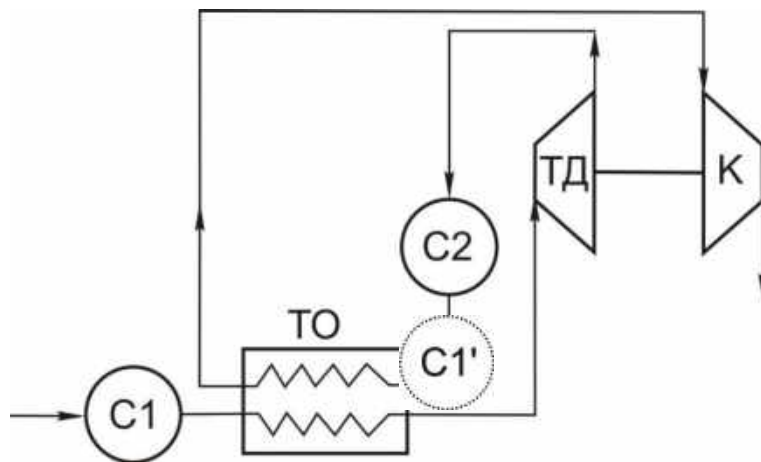


Рисунок 7.2 – Детандерно-компресорна схема ТХУ

Переваги:

- 1) можливість більш глибокого охолодження, а отже, високий ККД сепарації;
- 2) невеликі втрати на теплообмін;
- 3) високий ККД компресора.

Недоліки:

- 1) складність конструкції;
- 2) невисока потужність ТД.

Кількість ступенів сепарації в схемі ТХУ залежить від вмісту конденсату в газі. *Шебелинське родовище містить низький конденсаційний фактор, тому вистачає двох ступенів сепарації: на вході і після ТД.*

У разі високого вмісту конденсату в газі використовується схема з **багаторазовою** сепарацією: 3-, 4-ступеневим очищенням. Наприклад, в схемі на рисунку 7.2 додатково встановлюють ще сепаратор **С1'**.

На рисунках 7.1 та 7.2 подано найпростіші схеми ТХУ, взагалі їх існує безліч. Це пов'язано з розробленням і обсягом родовища. З початку розроблення газоконденсатного родовища (P_0 велике) використовують ТХУ з простою структурою, потім тиск спадає і доводиться ускладнювати конструкцію ТХУ: спочатку додають рекуперативні теплообмінні апарати, потім до установки НТС після ТХУ додають ДКС, а потім вже на завершальному етапі розроблення родовища і перед ТХУ встановлюють ДКС. Такий розвиток структури ТХУ характерний для великих родовищ.

7.2 h - S -діаграма процесів у турбохолодильних установках

Для аналізу впливу теплообміну і розуміння процесів, що відбуваються в ТХУ, необхідно досліджувати h - S -діаграму ТХУ (рисунок 7.3). Для розуміння процесів, які подано на h - S -діаграмі ТХУ, розглянемо її на прикладі принципової схеми ТХУ з ДКС (рисунок 7.4).

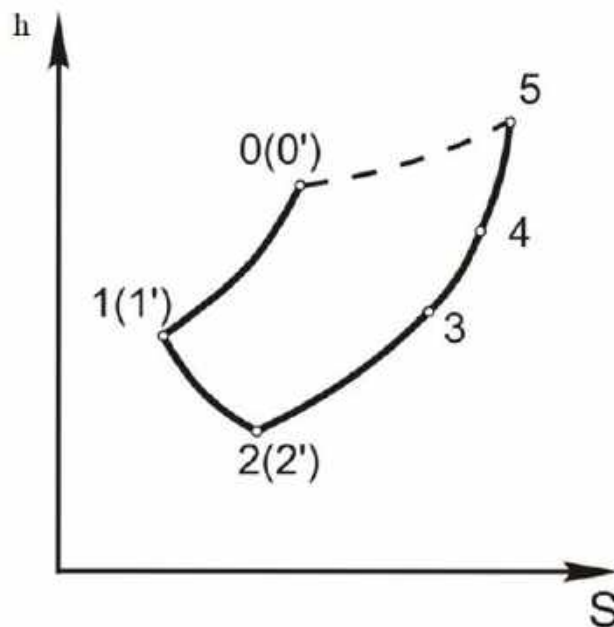


Рисунок 7.3 – Зображення процесів ТХУ в h - S -координатах

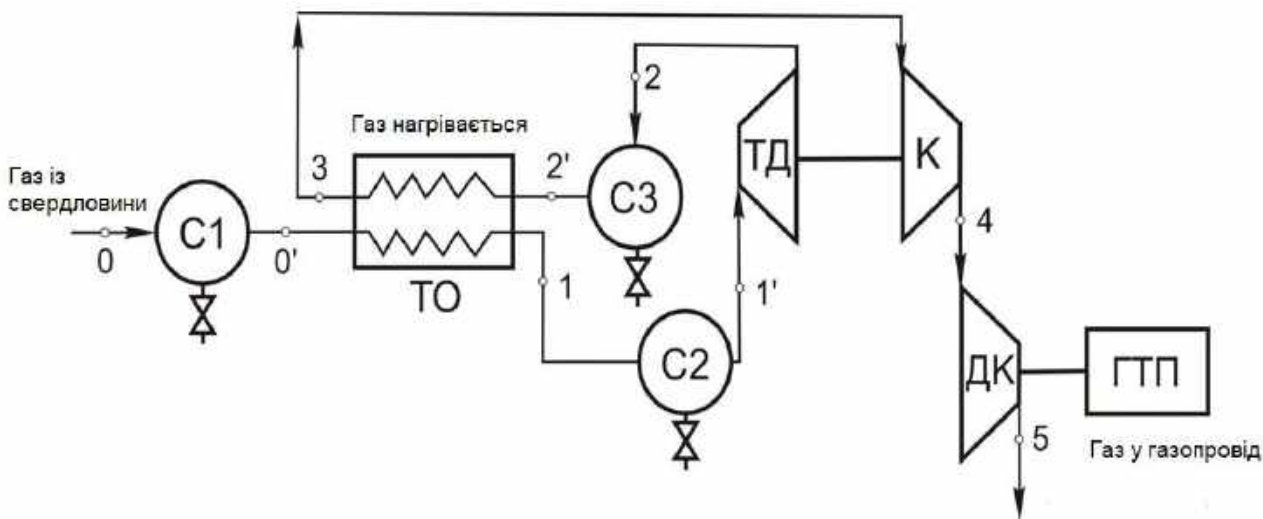


Рисунок 7.4 – Принципова схема ТХУ з ДК

Сирий газ зі свердловини (0) надходить у перший сепаратор С1 (відділяється рідка фаза і зливається), газ далі потрапляє в теплообмінник ТО. Там він охолоджується потоком сухого газу і сконцентрована частина відділяється в сепараторі С2, а сухий газ надходить в ТД, де здійснює роботу, розширюється і охолоджується. Далі природний газ виходить з ТД і потрапляє в третій сепаратор С3 (знову відділяється рідка фаза), газ в ТО нагрівається і надходить в К, після нього – в дотискний компресор (ДК), що приводить до руху газотурбінний привід ГТП, де газ стискається. Далі очищений газ надходить у магістраль газопроводу.

7.3 Термодинамічний аналіз турбоохолодильних установок, поняття ексергії, ексергетичний ККД та види втрат у турбодетандері

Термодинамічний аналіз ТХУ доцільно здійснювати за допомогою ексергетичного методу, оскільки він базується на першому і другому законах термодинаміки, тобто враховуються не тільки закон збереження енергії в термодинамічних процесах, а й напрям перебігу цих процесів і повнота перетворення потенціальної енергії робочого тіла на корисну роботу.

Ексергія – міра перетворювань одних видів енергії на інші.

Ексергія – це максимальна кількість роботи, яку можна отримати при взаємодії певної термодинамічної системи з навколишнім середовищем до досягнення повної рівноваги:

$$\Delta e = \Delta i - \int T_0 ds, \quad (7.1)$$

де i , Дж/кг, – питома ентальпія;

T_0 , К, – температура зовнішнього середовища або рівноважна температура;

s , Дж/(кг К), – питома ентропія.

Основною мірою досконалості ТХУ є **ексергетичний ККД** – відношення ексергії, необхідної для скраплення важких вуглеводнів і води, до ексергії, що витрачається в ТХУ,

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{\Delta e_{\text{конд}}}{\Delta e_{\text{ТХУ}}}, \quad (7.2)$$

де $\Delta e_{\text{конд}}$, Дж/кг, – ексергія, яка використовується в процесі конденсації, тобто для скраплення важких вуглеводнів і води;

$\Delta e_{\text{ТХУ}}$, Дж/кг, – ексергія, що витрачається в цій **турбохолодильній установці**.

Втрати в турбохолодильній установці (ТХУ)

$$\Delta e_{\text{ТХУ}} = \Delta e_{\text{ВХ}} - \Delta e_{\text{ВИХ}}; \quad (7.3)$$

$$\Delta e_{\text{ТХУ}} = \Delta e_{\text{конд}} + \Delta e_{\text{К}} + \Delta e_{\text{ТД}} + \Delta e_{\text{мех}} + \underbrace{\Delta e_{\text{гідр}} + \Delta e_{\text{НР}}}_{\Delta e_{\text{ТО}}}. \quad (7.4)$$

Ексергія в ТХУ витрачається на втрати при конденсації важких вуглеводнів і води ($\Delta e_{\text{конд}}$), втрати в компресорі ($\Delta e_{\text{К}}$), втрати в ТД ($\Delta e_{\text{ТД}}$), механічні втрати ($\Delta e_{\text{мех}}$) і втрати в ТО, які поділяються на гідравлічні втрати ($\Delta e_{\text{гідр}}$) і втрати на недорекуперацію ($\Delta e_{\text{НР}}$).

Рекуперація – повернення енергії для її повторного використання в тому ж технологічному процесі, тобто вловлювання та використання відходів виробництва; зворотне отримання речовин, що витрачаються в технологічних процесах.

Зазвичай для сучасних ТХУ ексергетичний ККД $\eta_{\text{екс}}$ знаходиться в межах від 1 до 7 %. При цьому, якщо розглянути енергію потоку на вході мінус енергію потоку на виході, то решта енергії витрачається приблизно в пропорції, зображеній на рисунку 7.5.

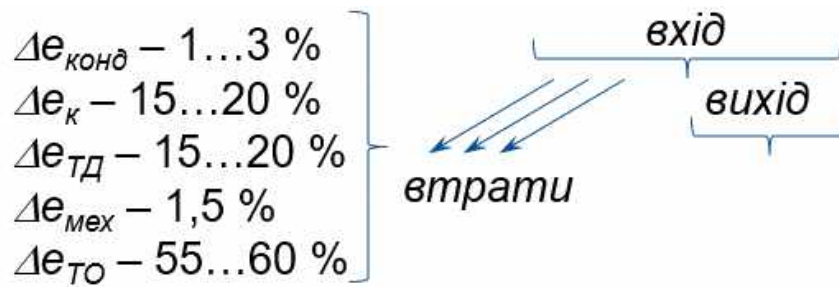


Рисунок 7.5 – Втрати у ТХУ

Найбільші втрати припадають на втрати в ТО: $\Delta e_{ТО} \approx 55...60\%$ (гідрравлічні втрати «прямий» потік ($\sim 30\%$), гідрравлічні втрати «зворотний» потік ($\sim 20\%$), недорекуперація ($\sim 10\%$)).

7.4 Коефіцієнти, що характеризують якість теплообміну

Тепер розглянемо різні коефіцієнти, що характеризують якість теплообміну.

Конденсатний фактор – відношення об'єму рідкої фази $V_p, \text{см}^3$, до об'єму газу $V_r, \text{м}^3$:

$$f = \frac{V_p}{V_r}, \quad (7.5)$$

тобто це вміст сирого конденсату (см^3) в 1 м^3 відсепарованого газу.

Коефіцієнт ефективності теплообміну, або показник якості теплообмінника, – це відношення дійсного $\eta_{\text{екс}}$ реальної установки до $\eta_{\text{екс.ід}}$ в ідеальному процесі:

$$K_{\text{ТО}} = \frac{\eta_{\text{екс}}}{\eta_{\text{екс.ід}}}. \quad (7.6)$$

Коефіцієнт використання теплообмінника – це відношення $\eta_{\text{екс}}$ за відсутності теплообмінника до $\eta_{\text{екс.ід}}$ за наявності теплообмінника:

$$K_p = \frac{\eta_{\text{екс}}^{m=0}}{\eta_{\text{екс}}}; \quad (7.7)$$

відношення $\eta_{\text{екс}}^{m=0}$ установки без теплообмінника до $\eta_{\text{екс}}$ з ідеальним теплообмінником:

$$K_{p.ід} = \frac{\eta_{екс}^{m=0}}{\eta_{екс.ід}}. \quad (7.8)$$

Тоді показник якості теплообмінника

$$K_{ТО} = \frac{K_{p.ід}}{K_p}, \quad (7.9)$$

причому $K_p > K_{p.ід}$.

Отже, $K_{ТО}$ дозволяє аналізувати вплив теплообміну на ефективність установки.

Зменшення t_2 сепарації (приблизно від 10 до 30°C) призводить до збільшення показника якості теплообмінника $K_{ТО}$, збільшується вихід конденсату, а це означає, що корисно витрачається холод; при цьому збільшення ексергії конденсації e_k є значнішим, ніж збільшення ексергії установки, тобто $e_{ТХУ}$, а отже, збільшується $\eta_{екс}$.

Також ефективність ТХУ сильно залежить від **конденсатного фактора f** оброблюваного газу (рисунок 7.6).

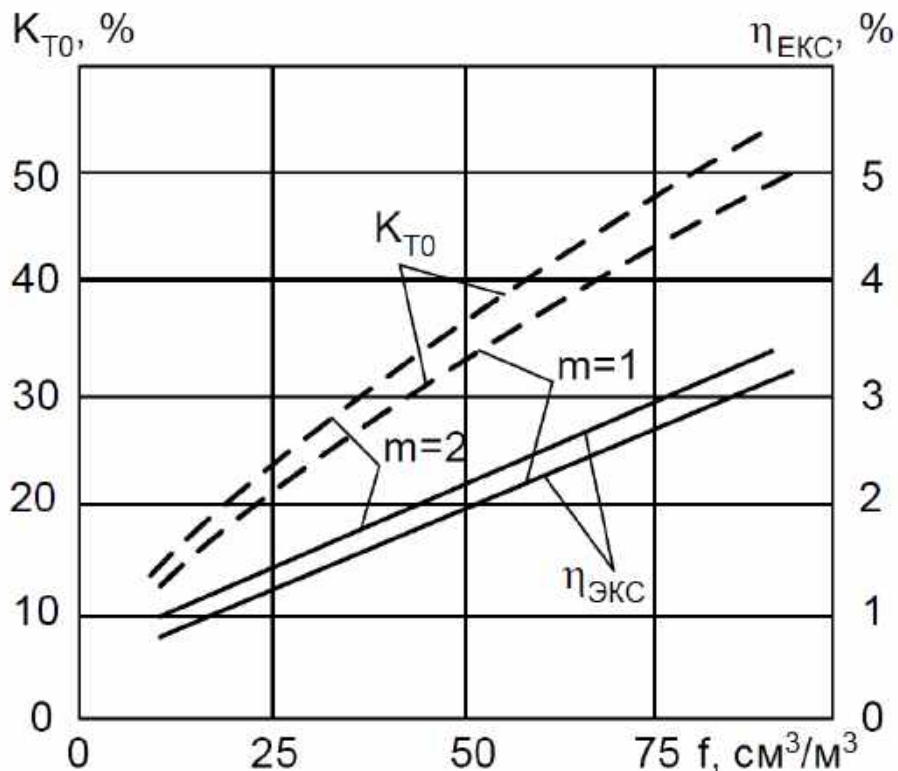


Рисунок 7.6 – Графік залежності ефективності ТХУ від конденсатного фактора газу, що обробляється (суцільна лінія відповідає $\eta_k = 0,75$; $\eta_T = var$, а пунктирна – $\eta_T = 0,75$; $\eta_k = var$)

Зі збільшенням f збільшується вихід конденсату, зростає навантаження на ТД, отже, збільшуються втрати в К і ТД та ексергія, що витрачається в установці, але збільшення ексергії вище, ніж збільшення втрат. У результаті зростання f в 6 разів призводить до збільшення $\eta_{\text{екс}}$ приблизно в 3 рази.

Шляхи підвищення ексергетичного ККД $\eta_{\text{екс}}$:

1) зі збільшенням ККД К і ТД в сумі на 5 % призводить до збільшення $\eta_{\text{екс}}$ на 1,5...2 %;

2) збільшення сумарного теплоперепаду ΔT_{0-2} (див. рисунок 7.3);

3) підвищення ступеня ефективності сепарації.

Основні терміни та поняття: компресорно-детандерна схема, детандерно-компресорна схема, ексергія, ексергетичний ККД, втрати в турбохолодильній установці, рекуперація, конденсатний фактор, коефіцієнт ефективності теплообміну, коефіцієнт використання теплообмінника.

Контрольні запитання

1. Які існують основні принципові схеми ТХУ?
2. Назвіть переваги та недоліки різних схеми ТХУ.
3. h - S -діаграма процесів в ТХУ (принципова схема ТД з ДК і сама діаграма процесів).
4. Що таке ексергія, які її одиниці виміру, що таке ексергетичний ККД?
5. Які існують види втрат в ТХУ?
6. Назвіть коефіцієнти, що характеризують якість теплообміну.

Література

1. Епифанова, В. И. Компрессорные и расширительные турбомашини радиального типа / В. И. Епифанова. – М. : МВТУ им. Баумана, 1996. – 650 с.
2. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompessornyh%20stancij.pdf>).
3. Язык, А. В. Турбодетандеры в системах промышленной подготовки газа / А. В. Язык. – М : Недра, 1977. – 173 с.
4. Епифанова, В. И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры / В. И. Епифанова. – М. : Машиностроение, 1974. – 446 с.

Лекція № 8 Принципові схеми сепараторів, їх особливості та характеристики

План

- 8.1 Сепаратори та їх призначення.
- 8.2 Головні типи сепараторів, їх особливості.
- 8.3 Основні характеристики сепараторів.
- 8.4 Розподіл фаз у сепараторі.

*Розглянувши в попередній лекції різні коефіцієнти, що характеризують ефективну роботу ТХУ, можна зробити висновок про важливу роль роботи **сепаратора**: робота сепаратора значно впливає на ефективність ТХУ.*

Якщо сепаратор погано працює, тобто не вся рідина відділена від газу, то в ТО частина холоду буде витрачатися на охолодження рідини, що призведе до зниження ККД ТХУ.

8.1 Сепаратори та їх призначення

Сепаратор – апарат або пристрій для розділення механічних сумішей твердих або рідких тіл, відділення від них домішок, а також видалення твердих або рідких частинок з газу.

Сепаратори бувають різних типів, однак принцип їх дії базується на відмінності фізичних властивостей твердих, рідких і газоподібних компонентів. Вони мають різні форми, маси, густину, коефіцієнти тертя тощо.

Основну увагу приділимо очищенню природного газу.

8.2 Основні типи сепараторів, їх особливості

Для механічного очищення газів і виділення з них твердих або рідких частинок використовуються газові сепаратори і циклони.

Газовий сепаратор – апарат для очищення продукції газових і газоконденсатних свердловин від краплинної вологи і вуглеводневого конденсату, твердих частинок та інших домішок.

Домішки ускладнюють транспортування газу, є причиною корозії трубопроводів, закупорки свердловин, шлейфів і промислового устаткування пробками гідратів або льоду.

Сепаратори бувають **першого ступеня** (відбирають до 85 % рідини) і **другого ступеня** (до 90 %). Перед транспортуванням природний газ проходить кілька ступенів сепарації (де рідина відділяється від газорідинної суміші). У першому ступені сепаратора відділяється конденсат, який утворився в самому пласті або при русі в свердловині та шлейфах, а також видаляється конденсатна вода і розчин інгібітору гідратуутворення, якщо вводиться (речовини, що запобігають утворенню гідратів природного газу при його видобутку).

Другий ступінь – видалення конденсату, отриманого при охолодженні газу.

Найчастіше газові сепаратори мають **циліндричну форму: горизонтальну або вертикальну**.

Складаються з декількох сепараційних секцій:

- **основний сепаратор** – з газової суміші відділяється велика частина рідини;
- **осаджувальний** – під дією гравітаційних сил відокремлюються домішки;
- **остаточного очищення газу** – видаляються дрібні крапельки рідини;
- секція збирання і попереднього відстоювання рідини.

За типом основної секції розрізняють такі **моделі сепараторів**:

- **гравітаційні**;
- **циклонні (відцентрові)**;
- **насадні (інерційні)**;
- **жалюзійні**;
- **мембранні**.

Відповідно до положення збірника рідини сепаратори бувають з виносним збірником, що знаходиться всередині сепаратора.

Гравітаційні сепаратори

Принцип їх дії базується на зниженні швидкості газу до малої величини, при якій домішки (тверді і рідкі фази) осідають під дією сили тяжіння, потім у міру накопичення скидаються.

Переваги гравітаційних сепараторів:

- проста конструкція і виготовлення;
- надійні.

Недоліки гравітаційних сепараторів:

- громіздкі, металомісткі;
- низька ефективність (70...85 %), велика концентрація конденсату.

Циклонні (відцентрові) сепаратори

Домішки відділяються під дією відцентрових сил.

Порівняно з гравітаційними мають такі переваги:

- велика пропускна здатність;
- високий ступінь сепарації від твердих частинок;
- менш металомісткі;
- мають менші габарити.

Недоліки:

- конструктивна складність виконання;
- менша надійність і довговічність;
- складність при видаленні конденсату з проточної частини;
- висока вартість.

Насадні (інерційні) сепаратори

Принцип дії: рідина відділяється переважно під дією сил інерції, тобто внаслідок змінення напрямку руху потоку, при якому швидкість центру мас рідких і твердих частинок не збігаються з лініями струму течії всього газу.

Переваги:

- висока ефективність сепарації газу першого ступеня;
- простота у виготовленні і експлуатації;
- невеликі габарити.

Недоліки:

- низька ефективність фільтрації при малій концентрації рідкої фази;
- недовговічність.

Жалюзійні сепаратори

Їх робота базується на ефекті виникнення тонких плівок на змочуваних поверхнях, тобто відбувається відділення рідини у вигляді плівки.

Переваги:

- ефективність сепарації становить майже 95...97 %;
- можливість експлуатації в широкому діапазоні режимів роботи.

Недоліки:

- недовговічність, складність конструкції, швидше зношення відповідальних частин;
- змінення ефективності сепарації внаслідок утомних ефектів;
- великі гідравлічні втрати.

8.3 Типові характеристики сепараторів

Гідравлічний опір сепаратора характеризує втрати тиску в ньому

$$\Delta P_{\text{сеп}} = \xi_{\text{сеп}} \frac{G_{\text{ТХУ}}^2}{N_{\text{сеп}}^2 \rho_{\text{сеп}}}, \quad (8.1)$$

де $\xi_{\text{сеп}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору в сепараторі, який залежить від конструкції;

$\rho_{\text{сеп}}$ – густина газу в сепараторі;

N – кількість паралельно встановлених сепараторів;

G – витрата газу.

Ефективність сепаратора (ідеальний варіант, коли $G_{\text{рід.вих}} = 0$)

$$E = \frac{G_{\text{рід.вх}} - G_{\text{рід.вих}}}{G_{\text{рід.вх}}} 100 \%, \quad (8.2)$$

де $G_{\text{рід}}$ – масові витрати рідкої фази на вході і виході з сепаратора.

Крім того, ефективність сепараторів, що працюють в ТХУ НТС, можна визначати і через конденсатні фактори:

$$E = \frac{f_{\text{вх}} - f_{\text{вих}}}{f_{\text{вх}}} 100 \%, \quad (8.3)$$

де $f_{\text{вх}}$, $f_{\text{вих}}$ – конденсатні фактори на вході в сепаратор і на виході з нього.

Тут $E = 0$, якщо $f_{\text{вх}} = f_{\text{вих}}$, і $E = 100 \%$ при $f_{\text{вих}} = 0$.

Нині найкращі існуючі сепаратори мають на номінальних режимах ефективність більше 90 %, при відхиленні режимів від номінальних відбувається зниження E до 80 %.

Розглянемо інші коефіцієнти, що також характеризують роботу сепаратора.

Коефіцієнт винесення

$$K_y = \frac{G_{\text{рід.вих}}}{G_{\text{рід.вих}} + G_{\text{г}}}. \quad (8.4)$$

Коефіцієнт вмісту рідини на вході в сепаратор

$$q_{\text{рід}} = \frac{G_{\text{рід.вх}}}{G_{\text{рід.вх}} + G_{\text{г}}}, \quad (8.5)$$

де $G_{\text{рід}}$ – масові витрати рідкої фази на вході і виході з сепаратора;
 $G_{\text{г}}$ – витрата сухого газу.

Ці величини можна зв'язати між собою через ефективність сепаратора

$$E = 1 - \frac{1 - q_{\text{рід}}}{q_{\text{рід}}} \frac{K_y}{1 - K_y}. \quad (8.6)$$

Залежність ефективності сепаратора від конденсатного фактора ($f = \frac{V_p}{V_{\Sigma}}$, V_p – об'єм рідкої фази, V_{Σ} – загальний об'єм) якісно зображено на рисунку 8.1.

Величина винесення конденсату залежить **від швидкості газу в сепараторі**

$$\omega_{\text{сеп}} = \frac{G_{\text{ГХУ}}}{\rho_{\text{сеп}} F_{\text{сеп}} N_{\text{сеп}}}, \quad (8.7)$$

де $F_{\text{сеп}}$ – усереднена площа поперечного перерізу сепаратора.

Сепаратори також характеризуються надійністю, максимальною пропускною здатністю, часом безперервної роботи, зносостійкістю та іншими величинами.



Рисунок 8.1 – Графіки залежності ефективності сепаратора від конденсатного фактора

8.4 Розподіл фаз в сепараторі

У сепараторі відбувається **розділення фаз суміші** на рідку і газову. Рівноважний розподіл багатокомпонентної суміші на ці фази розраховують за **рівняннями концентрації**.

Припустимо, що 1 моль вихідної суміші поділяються на X молів рідини і Y молів газу:

$$1 = X + Y. \quad (8.8)$$

Якщо молярну долю i-го компонента позначити φ_i , а x_i і y_i – його вміст в рідині і газі, то це рівняння набуде вигляду

$$\varphi_i = x_i \cdot X + y_i \cdot Y. \quad (8.9)$$

При цьому $\sum x_i = \sum y_i = 1$.

Вводимо таке поняття, як **константа рівноваги конденсації** і-го компонента:

$$K_i = \frac{y_i}{x_i}, \quad (8.10)$$

тоді $X = 1 - Y$, $x_i = \frac{y_i}{K_i}$.

Все це підставляємо в рівняння для молярної частки і-го компонента і отримаємо

$$\varphi_i = \frac{y_i}{K_i}(1 - Y) + y_i Y. \quad (8.11)$$

Далі

$$\varphi_i = y_i \left(\frac{1 - Y}{K_i} + Y \right); \quad (8.12)$$

$$\varphi_i = y_i \left(\frac{1 - Y + K_i Y}{K_i} \right) = y_i \frac{Y(K_i - 1) + 1}{K_i}. \quad (8.13)$$

Звідси для газоподібної фази

$$y_i = \frac{K_i \varphi_i}{1 + Y(K_i - 1)} \quad (8.14)$$

і для рідкої фази

$$x_i = \frac{\varphi_i}{1 + Y(K_i - 1)}. \quad (8.15)$$

Ці рівняння необхідні для визначення мольної частки газової фази після розділення суміші. Якщо компонентів більше двох, розв'язання здійснюється за допомогою ітераційних методів.

Основні терміни та поняття: сепаратор, газовий сепаратор, сепаратор першого ступеня очищення, сепаратор другого ступеня очищення, гравітаційний сепаратор, циклонний (відцентровий) сепаратор, насадний (інерційний) сепаратор, жалюзійний сепаратор, гідравлічний опір сепаратора, ефективність сепаратора, коефіцієнт винесення, коефіцієнт вмісту рідини на вході в сепаратор, константа рівноваги конденсації.

Контрольні запитання

1. Що таке сепаратор? Його призначення.
2. Назвіть основні типи сепараторів.
3. Які переваги та недоліки різних схем сепараторів?
4. Як оцінити ефективність сепаратора?
5. Як визначити коефіцієнти, що характеризують роботу сепаратора?
6. Наведіть рівняння концентрації.

Література

1. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompessornyh%20stancij.pdf>).
2. Язык, А. В. Турбодетандеры в системах промышленной подготовки газа / А. В. Язык. – М : Недра, 1977. – 173 с.
3. Волков, М. М. Справочник работника газовой промышленности / М. М. Волков, А. Л. Михеев, К. А. Конев. – 2-е изд., доп. и перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 279 с.

Лекція № 9 Енергоутилізаційні турбодетандерні установки. Ч. 1

План

9.1 Призначення утилізаційних турбодетандерних установок.

9.2 Принципові схеми утилізаційних турбодетандерних установок, які використовуються на газорозподільних станціях і газорозподільних пунктах.

9.3 Технологічна схема утилізаційної турбодетандерної установки при спільній роботі з повітряно-кліматичною системою.

9.4 Турбодетандерна утилізаційна установка для споживачів, які використовують природний газ із різним тиском.

Енергія надлишкового тиску газу є вторинним енергоресурсом. У газовій промисловості цей ресурс використовується на деяких ГРП і ГРС, де за допомогою УТДУ найчастіше трансформується в електроенергію, рідше для приводу насосів, компресорів і т. п.

Утилізаційні турбодетандерні установки – установки/агрегати, в яких утилізують (використовують) енергію надлишкового тиску газу.

*ТД широко використовуються в найрізноманітніших технологічних системах і комплексах промисловості, тобто напрямки розвитку УТДУ досить різноманітні і нині визначаються **економічними та екологічними** факторами. Адже утилізаційні установки використовують енергію газових потоків і в процесі її перетворення не забруднюють навколишнє середовище.*

Приклад. Електростанція на базі детандер-генераторного агрегату ДГА-5000 (потужність – 5 МВт). З кожного 1 кг газу вона виробляє 130 ... 230 кВт електричної потужності, це дозволяє зменшити роботу ТЕС, яка викидає в атмосферу шкідливі речовини: оксиди азоту, сірки і двоокису вуглецю, тобто можна зменшити викиди шкідливих речовин на 100 тон на рік.

9.1 Призначення утилізаційних турбодетандерних установок

1. Перетворення надлишкової «вільної» роботи на електроенергію. В основному ці агрегати встановлюють на вході в ГРС або ГРП або на виході з них.

Раніше на таких станціях просто використовувалися редуційні клапани (дросельні пристрої), що знижують тиск. Замінивши ці клапани на ТД, можна отримати електроенергію. На багатьох ГРС і ГРП можна розташувати такі детандерно-генераторні установки з потужністю в

діапазоні від 0,5 до 30 МВт і виробляти мільярди кіловат годин електроенергії на рік.

Часто такі види УТДУ використовують спільно з ГТУ як основним приводом генератора.

2. Використання ТДА в криогенних установках для багатofракційного скраплення газів.

Переваги:

– застосування ТДА значно підвищує ефективність усієї установки як холодильної машини.

Недоліки:

– складність конструктивної схеми;
– часто недостатньо надлишкового тиску для ефективного функціонування.

3. Використання ТДА в комбінованих термодинамічних циклах.

Переваги:

– можливість значного підвищення потужності.

Недоліки:

– складність у використанні;
– значне ускладнення характеристик і, як наслідок, регулювання;
– зниження адіабатного ККД установки;
– висока вартість.

4. Застосування УТДУ як хладогенератора, наприклад для внутрішніх потреб ГРС.

Переваги:

– підвищення ККД всієї схеми в цілому;
– можливість підвищення ефективності охолодження елементів проточної частини;

Недоліки:

– складність застосування для ГТУ з високим значенням температури газу T_g^* ;
– занадто малі розміри проточної частини УТД.

9.2 Принципові схеми утилізаційних турбодетандерних установок, які використовуються на газорозподільних станціях і газорозподільних пунктах

Спочатку розглянемо спрощену схему УТДУ.

Електроенергія в цій установці може вироблятися як для автономного споживання, так і в загальну енергосистему.

УТДУ підключається паралельно ГРС (ГРП). За необхідності додають редуктор.

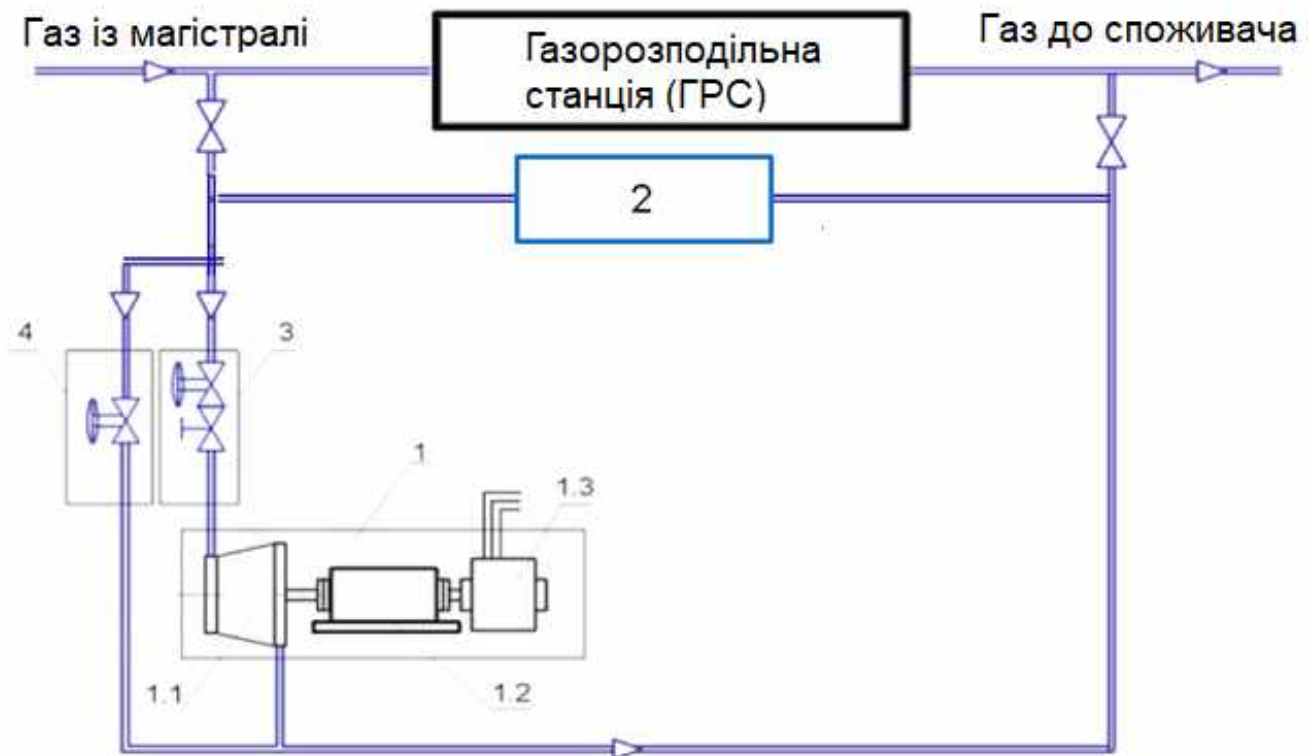


Рисунок 9.1 – Класична схема УТДУ на ГРС:

- 1 – турбодетандерний агрегат; 1.1 – турбодетандер; 1.2 – редуктор;
- 1.3 – генератор; 2 – блок системи керування;
- 3 – блок клапанів (стопорного і дозувального);
- 4 – блок клапана байпасно-регулювального

Основним недоліком отримання електричної енергії за допомогою УТДУ є необхідність підігрівання газу на вході або на виході ТД, оскільки при практично ізоентропійному розширенні газу істотно знижується його температура. Природний газ з мінусовою температурою забороняється подавати в газову магістраль або споживачеві, оскільки це призводить до обмерзання ґрунту вздовж трубопроводу або до виходу з ладу газового обладнання, а також випадання гідратів, які збільшують ерозійне зношення трубопроводів або можуть призвести до закупорки трубопроводів.

У цьому випадку для утилізаційних установок, що впроваджуються на ГРС, використовують сторонні джерела тепла. Утилізаційні установки є автономними.

Тоді схема УТДУ буде дещо складніше (рисунки 9.2 і 9.3).

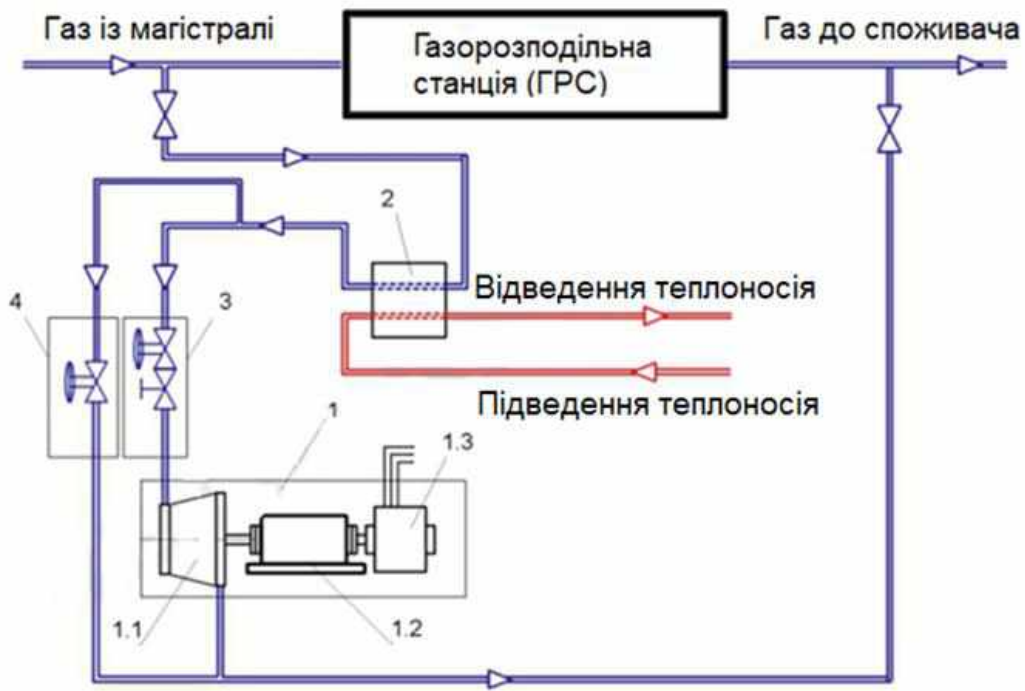


Рисунок 9.2 – Схема УТДУ із зовнішнім джерелом тепла, яке додається:
 1 – турбодетандерний агрегат; 1.1 – турбодетандер; 1.2 – редуктор;
 1.3 – генератор; 2 – теплообмінник; 3 – блок клапанів
 (стопорного і дозувального); 4 – блок клапана байпасно-регулювального

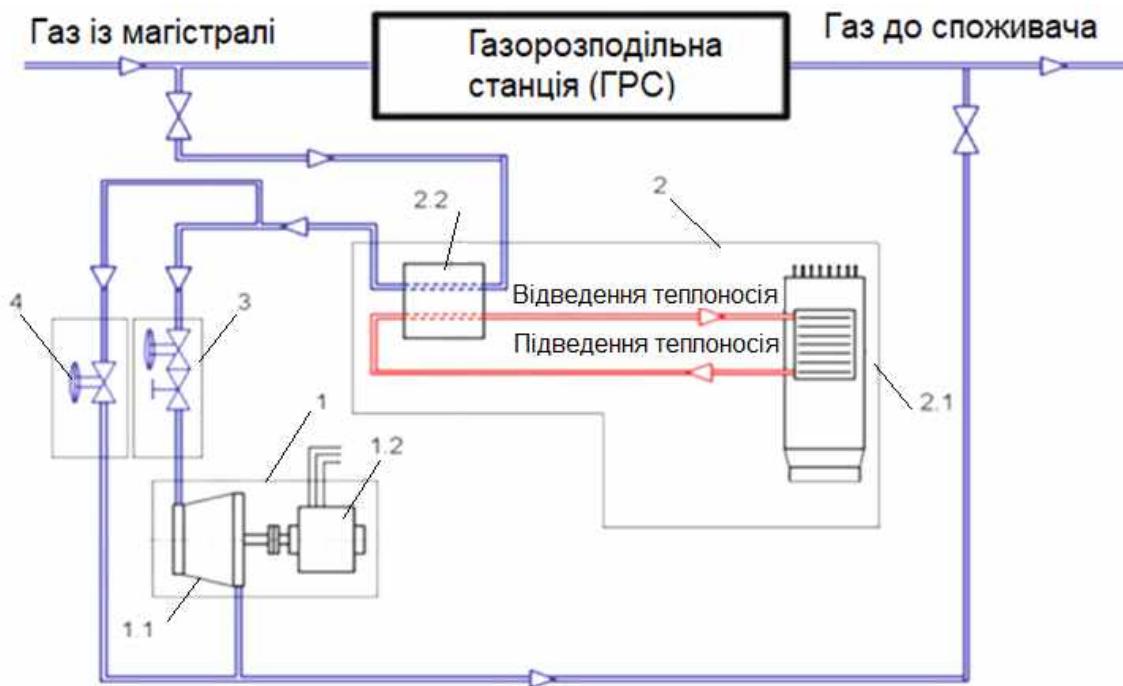


Рисунок 9.3 – Схема УТДУ з автономним джерелом тепла:
 1 – турбодетандерний агрегат; 1.1 – турбодетандер; 1.2 – редуктор;
 2 – теплообмінне обладнання; 2.1 – котел (котел-утилізатор);
 2.2 – теплообмінник; 3 – блок клапанів (стопорного і дозувального);
 4 – блок клапана байпасно-регулювального

Схеми, зображені на рисунках 9.1 – 9.3, взято з інфоресурсу Turbogas.

Часто УТДУ використовується для спільного отримання електроенергії і холоду (див. схему на рисунку 9.4).

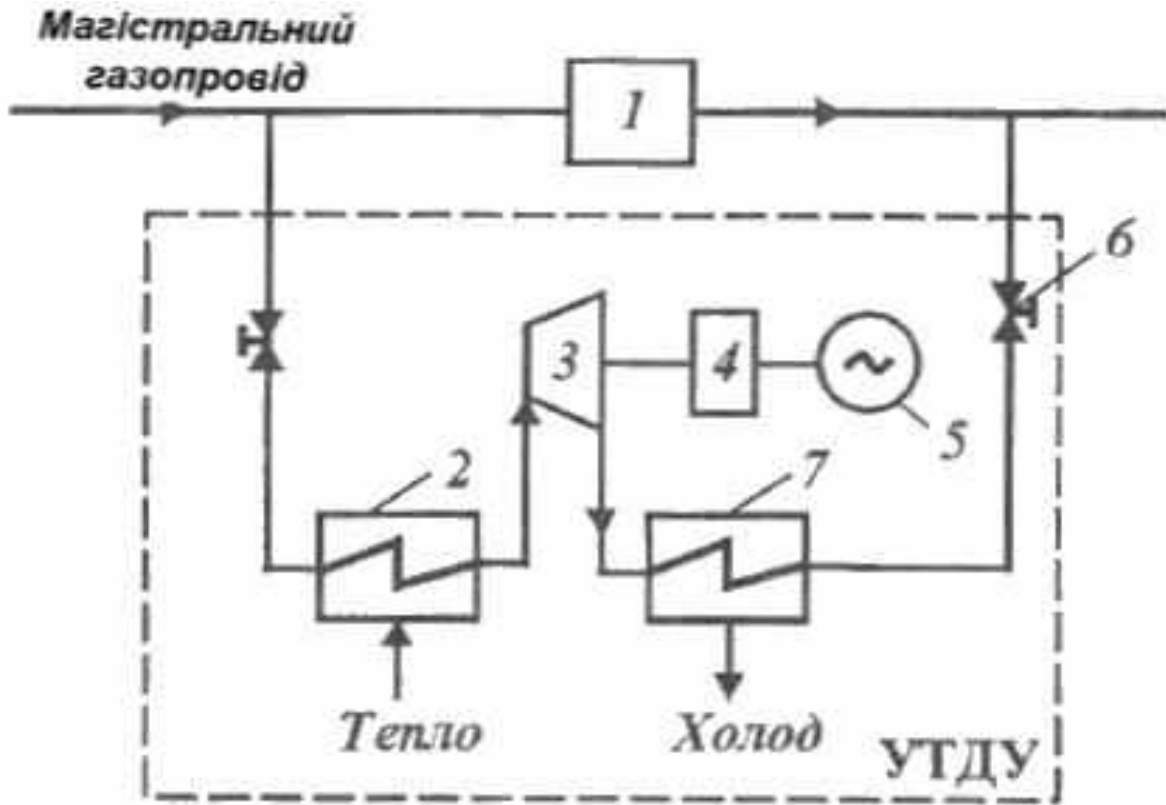


Рисунок 9.4 – Принципова схема для вироблення електроенергії і холоду на ГРС (ГРП):

1 – ГРС (ГРП); 2 – нагрівач газу; 3 – турбодетандер;
4 – редуктор; 5 – електрогенератор; 6 – кран; 7 – споживач холоду

На відміну від попередніх (див. рисунки 9.2, 9.3) після ТД розміщено споживач холоду, а газ має потрібну негативну температуру.

Розглянемо використання ТДА в енергоутилізаційному комплексі для вироблення електроенергії. Таку схему зображено на рисунку 9.5. **Особливість: ТДА виробляє енергію спільно з газотурбінним двигуном (ГТД).**

Нагрівання газу перед ТД відбувається в двох послідовних теплообмінниках завдяки теплу відхідних газів ГТД. Причому газ, що виходить з ТД, охолоджується і направляється до споживача.

У майбутньому планується збільшити потужність таких енергоутилізаційних комплексів до 90 МВт.

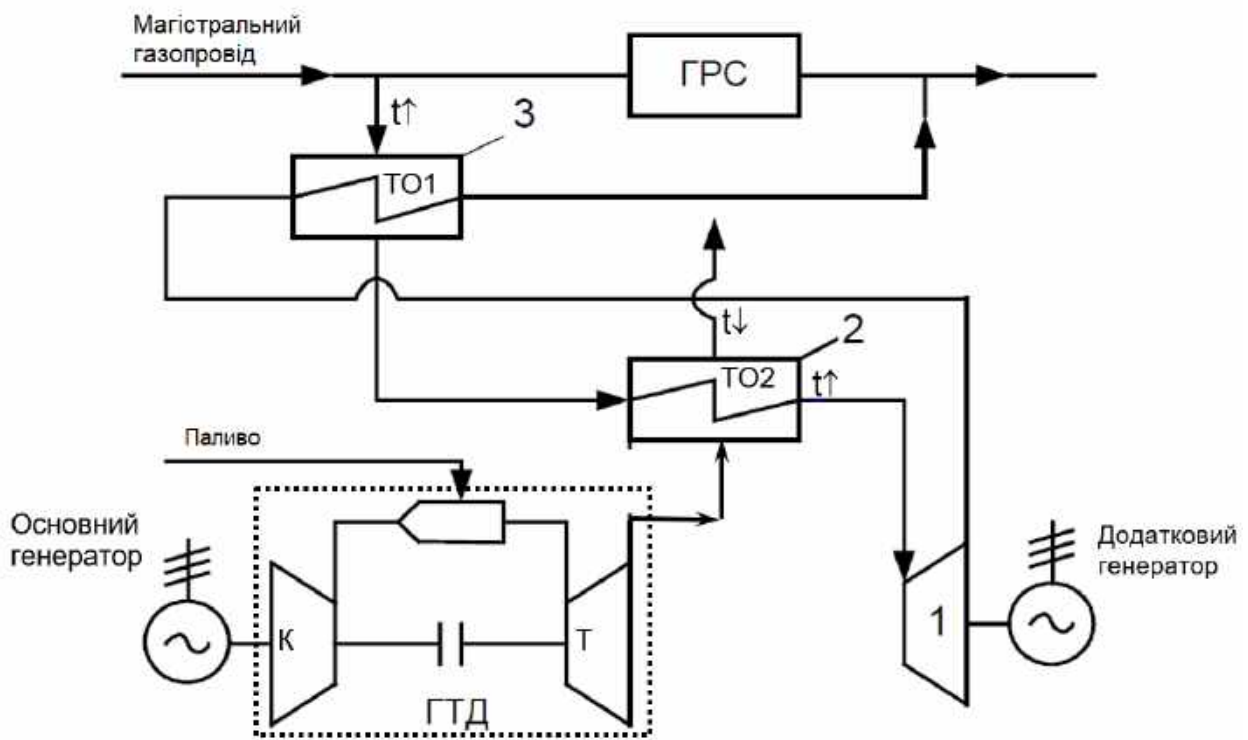


Рисунок 9.5 – Принципова схема енергоутилізаційного комплексу з ГТД:
 1 – турбодетандер; 2 та 3 – теплообмінники; К – компресор; Т – турбіна

9.3 Технологічна схема утилізаційної турбодетандерної установки при спільній роботі з повітряно-кліматичною системою

На ГРС або ГРП розташована велика кількість обладнання та приладів, які відповідають за працездатність вузла, що редукує. Також є приміщення для персоналу (операторна) та інші приміщення з обладнанням, яке потребує обігріву. Також теплової енергії потребує природний газ після редукування в дроселювальному пристрої. В основному для обігрівання приміщень і нагрівання природного газу використовуються газові водонагрівальні котли (в яких спалюється газ для підігрівання води).

Наприклад, на ГРС Каланчак встановлено два водонагрівальні котли сумарною тепловою потужністю 100 кВт. Було з'ясовано, що енергетичний потенціал газового потоку, який можна утилізувати, – приблизно 100 кВт. Цієї електричної потужності було б достатньо для нагрівання опалювальних приміщень за допомогою електричних котлів. Але, оскільки на цій ГРС редукується великий перепад тиску газу з 5,4 до 0,3 МПа, з'являється необхідність у підігрівання газу на 100 °С, для цього необхідна

теплова потужність 123 кВт. Якщо для отримання цієї теплової енергії використовувати газові котли, то зникає сенс встановлення УТДУ.

Для вирішення цього завдання інженер-науковець В. П. Сарапін розробив схему, у якій підігрівання природного газу на виході з УТДУ, а також підігрівання приміщень станції з необхідною тепловою потужністю 100 кВт запропоновано реалізовувати з використанням повітряно-кліматичної системи (ПКС). Спрощену схему такої установки показано на рисунку 9.6.

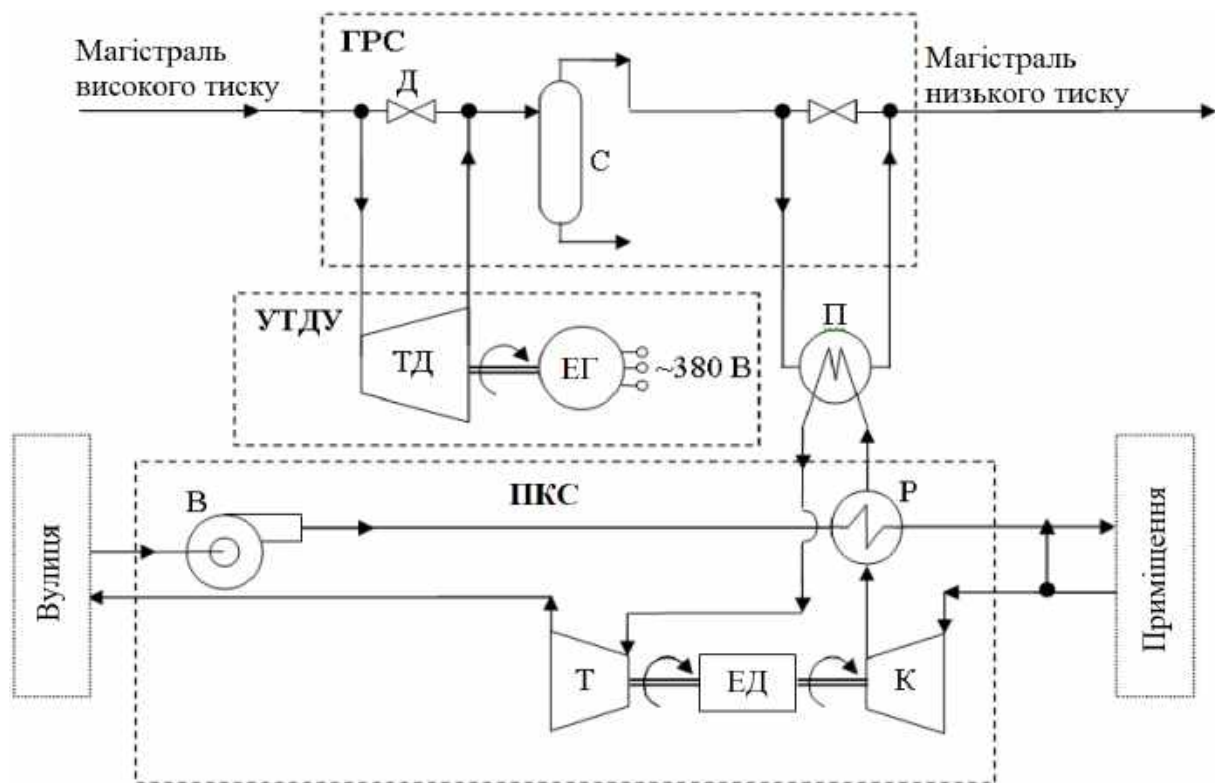


Рисунок 9.6 – Спрощена схема УТДУ з ПКС для встановлення на ГРС у режимі підігріву приміщення: Д – дроселювальний пристрій; С – сепаратор; В – вентилятор; ЕГ – електрогенератор; П – підігрівач газу; Р – рекуператор; ЕД – електродвигун

ПГ із магістралі високого тиску надходить у ТД, в якому розширюється і тим самим виробляє механічну енергію, яка перетворюється на електричну в електрогенераторі ЕГ. У процесі розширення газу в ТД випадає конденсат, який у С відокремлюється. Сухий газ прямує в підігрівач П, в якому підігрівается до температури вище 0 °С і прямує в магістраль низького тиску. У свою чергу, вентилятор ПКС подає повітря з атмосфери у рекуперативний теплообмінник Р, в якому він підігрівается і потім прямує для нагрівання приміщення. Далі повітря з приміщення подається на К, в якому стискається з одночасним підвищенням температури, а потім у рекуператорі Р віддає своє

тепло атмосферному повітря. Частково віддавши своє тепло, повітря подається для підігрівання природного газу у підігрівачі. З підігрівача повітря прямує в Т, в якій розширюється до атмосферного тиску та викидається в атмосферу.

Для регулювання температури повітря, що подається в приміщення, і кратності циркуляції повітря в схему введено лінію рециркуляції.

За розрахунками В. П. Сарапіна (тут і далі по тексту) для параметрів ГРС у смт Каланчак при температурі повітря $T_n = -25\text{ }^\circ\text{C}$ електрична потужність, що споживається електродвигуном ПКС, становить $166,3 - 64,3 = 102,0\text{ кВт}$ (різниця між потужністю К та Т). Враховуючи цю потужність та електричну потужність на привід вентилятора ПКС $9,7\text{ кВт}$, нескладно визначити, що електричної потужності УТДУ достатньо: $112,5\text{ кВт} \approx 102,0 + 9,7\text{ кВт}$.

Влітку ПКС можна перевести на охолодження приміщення (рисунок 9.7), надлишкову електроенергію, що виробляється УТДУ, використовувати на власні потреби або направляти в електричну мережу.

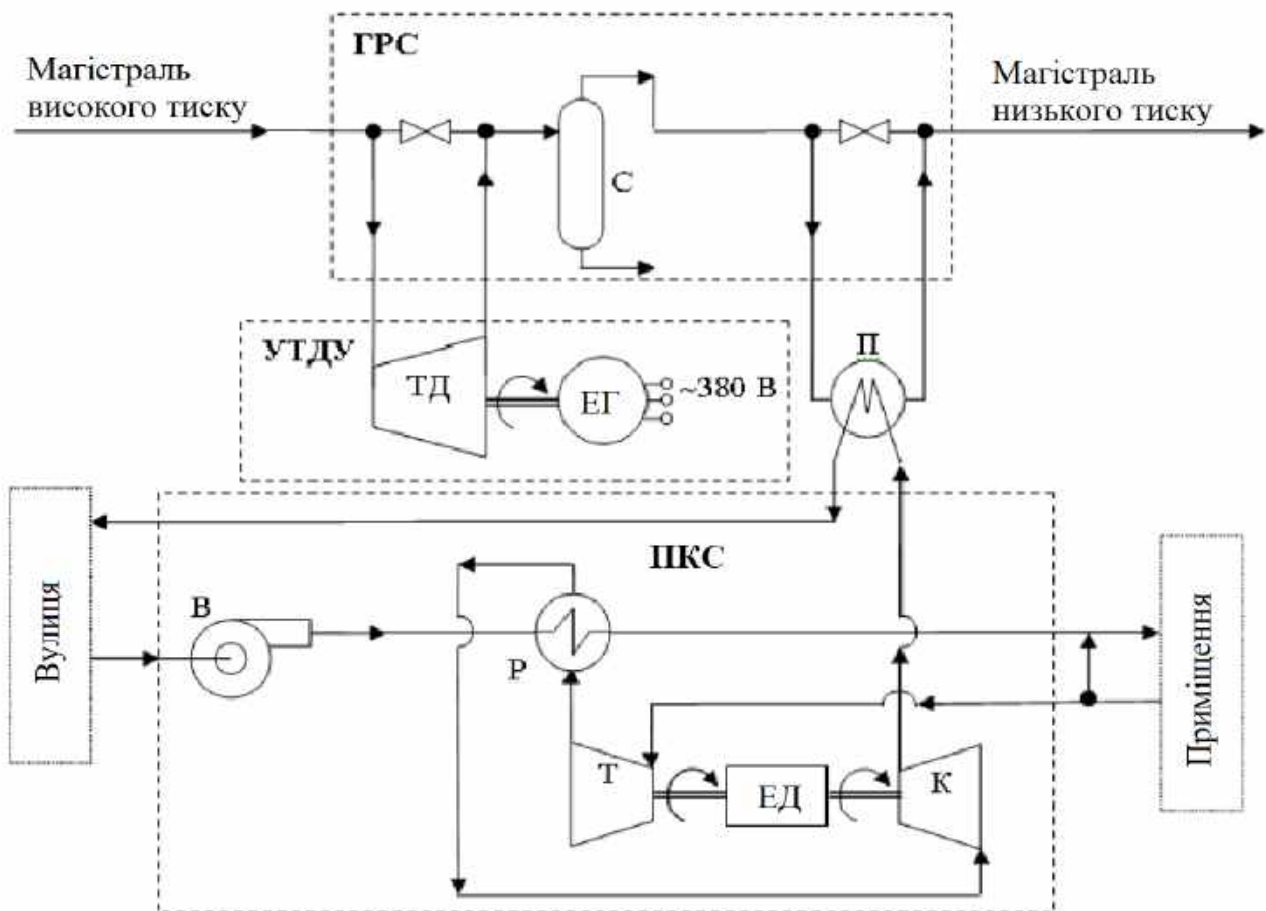


Рисунок 9.7 – Спрощена схема УТДУ з ПКС для встановлення на ГРС у режимі охолодження приміщення

Для охолодження приміщення влітку необхідно 22,5 кВт холоду з подачею повітря із температурою 11 °С. Температура повітря, що подається, регулюється рециркуляційним потоком. Споживання електроенергії ПКС становитиме 31 кВт, за рівних умов щодо ПГ потужність УТДУ становитиме 112,5 кВт. Вироблена надлишкова кількість електроенергії в режимі охолодження приміщення становитиме $112,5 - 31 = 81,5$ кВт, яку можна використовувати на власні потреби або віддавати в мережу. Чим ближче температура повітря навколишнього середовища до температури повітря в приміщенні (22 °С), тим більш можливим є отримання електроенергії. При температурі повітря навколишнього середовища $T_n = 22$ °С ПКС переходить у режим провітрювання приміщення, теплова енергія витрачається тільки на підігрівання ПГ після УТДУ.

Для випадку, коли немає необхідності підігрівати або охолоджувати приміщення, а лише використовувати підігрівання ПГ після УТДУ пропонується схема, яка наведена на рисунку 9.8.

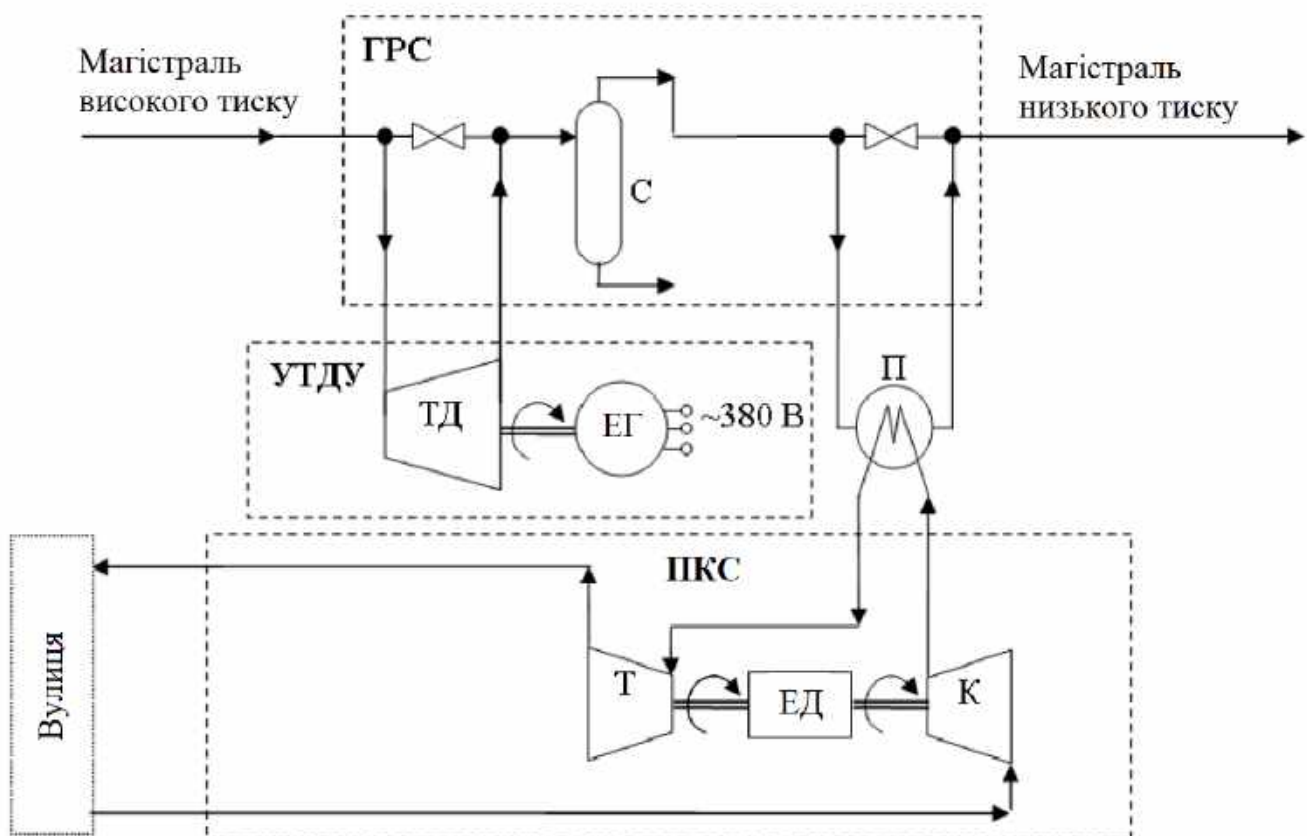


Рисунок 9.8 – Спрощена схема УТДУ з ПКС для встановлення на ГРС у режимі підігрівання природного газу

При температурі навколишнього середовища мінус 25 °С необхідна додаткова потужність електродвигуна 41,9 кВт, при цьому УТДУ дозволяє отримати 100 кВт, тому корисна потужність становить 58,1 кВт. При температурах повітря вище 20 °С енергія витрачається тільки для прокачування теплоносія через підігрівач, тому немає необхідності істотно підвищувати тиск повітря компресором (при температурі повітря 25 °С необхідна потужність для підігрівання ПГ становить 10 кВт).

9.4 Турбодетандерна утилізаційна установка для споживачів, які використовують природний газ із різним тиском

На ГРС і ГРП для доставки газу до споживачів проводиться зниження з **вхідного тиску** для **ГРС 7,5...4,0 МПа** і для **ГРП 1,2 МПа** до тиску в розподільній мережі. Попередньо було зазначено, якщо цей процес здійснювати за допомогою дроселювальних пристроїв, то втрачається велика кількість потенціальної енергії газу, на стиснення якого використовувалася енергія на КС.

Енергетичний потенціал **ГРС** України перевищує **300 МВт**, а **ГРП** – більше **3000 МВт**. До відома: потужність нагнітачів на КС України перевищує 5400 МВт.

Особливості роботи ГРС і ГРП:

- Тиск газу на виході з ГРС постійний протягом року, в ГРП – змінюється і залежить від споживання.
- В ГРС зазвичай тільки один вихідний потік, а на ГРП є кілька вихідних потоків з різним тиском, обґрунтовані різними споживачами природного газу з тиском газу 0,6; 0,3 і 0,005 МПа (надмірне).

Звичайна УТДУ не може видавати три значення тиску на виході і тому в ній газ розширюється тільки до першого відбору з найбільшим значенням $P = 0,6$ МПа (надмірне). Установлення ще двох ТД з подальшим зниженням тиску до необхідних значень призводить до збільшення матеріальних витрат і, як наслідок, до зростання терміну окупності проекту. Разом з тим при роботі тільки одного ТД з розширенням газу до 0,6 МПа (надмірне) втрачається велика кількість енергетичного потенціалу стисненого газу. Тому для використання повного потенціалу стисненого газу був запропонований такий підхід: застосування багатоступінчастого ТД осьового типу з двома відборами, з поворотними СА для забезпечення максимальної ефективної роботи в широкому діапазоні режимів. Принципову схему зображено на рисунку 9.9.

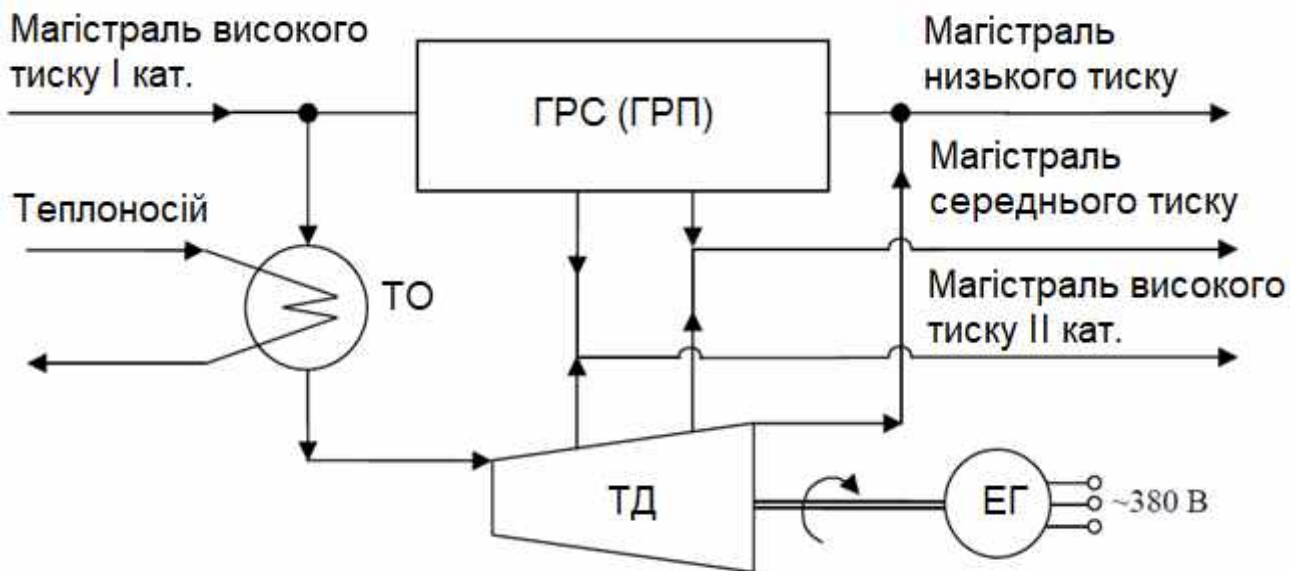


Рисунок 9.9 – Утилізаційна турбодетандерна установка для споживачів, які використовують природний газ з різним тиском

Природний газ з магістралі високого тиску I кат. (порядку 1,2 МПа (надмірне)) нагрівається в ТО і подається в ТД, де, розширюючись в декількох ступенях першого відсіку, виконує корисну роботу. Потім частина газу з потоку відбирається з тиском 0,6 МПа (надлишковий) в магістраль високого тиску II кат., а частина, що залишилася, розширюється в наступних ступенях другого відсіку ТД до тиску 0,3 МПа (надлишковий). Далі частина газу відбирається в магістраль середнього тиску, а частина, що залишилася, розширюється в інших ступенях третього відсіку ТД до тиску 0,005 МПа (надлишковий) і відправляється в магістраль низького тиску.

Приблизне оцінювання кількості газу, що відбирається від загальної витрати газу: для магістралі високого тиску II кат. – 10...15 %, для магістралі середнього тиску – 25...30 % і решта 65...55 % направляється в магістраль низького тиску.

Приклад. Для ГРС з витратою 10 кг/с і надлишковим тиском на вході 1,2 МПа при звичайній схемі (розширення тільки до 0,6 МПа) потужність становитиме 940 кВт, для вдосконаленої схеми з багатоступінчастим ТД – 2600 кВт (в 2,76 рази більше). Окупність такої установки – близько 4–5 років залежно від розподілу навантаження протягом року і від джерела тепла, необхідного для підігрівання газу на вході в ТД, щоб на виході не допустити негативної температури газу.

Основні терміни та поняття: утилізаційні турбодетандерні установки, призначення УТДУ, принципові схеми УТДУ, особливості роботи ГРС і ГРП.

Контрольні запитання

1. Нарисуйте класичну схему УТДУ на ГРС.
2. Який принцип роботи схеми УТДУ з зовнішнім джерелом тепла?
3. Опишіть принцип роботи схеми УТДУ з автономним джерелом тепла.
4. Опишіть принцип роботи схеми УТДУ для спільного отримання електроенергії і холоду.
5. Який принцип роботи схеми енергоутилізаційного комплексу з ГТД?
6. Який принцип роботи схеми з багатоступінчастим ТД на газорозподільних пунктах?

Література

1. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompessornyh%20stancij.pdf>).
2. Степанец, А. А. Энегосберегающие турбодетандерные установки / А. А. Степанец. – М. : ООО «Недра-Бизнесцентр», 1999. – 258 с.
3. Сарапин, В. П. Совершенствование эксплуатационных характеристик турбодетандерных установок, работающих в системах транспорта природного газа: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.16 / Сарапин В. П. – Харьков, 2016. – 128 с.

Лекція № 10 Енергоутилізаційні турбодетандерні установки. Ч. 2

План

10.1 Утилізаційна установка для вироблення електроенергії і зріджених газів.

10.2 Схема використання ТДА в комбінованому циклі на газотранспортній компресорній станції.

10.3 Технологічні схеми оброблення природного газу при його видобуванні з використанням турбодетандерного агрегату.

10.1 Утилізаційна установка для вироблення електроенергії і зріджених газів

Утилізаційна ТД установка для вироблення електроенергії і зріджених газів – рідких метану, кисню, азоту, аргону (рисунок 10.1). Зазвичай для цього вже давно існують автономні установки, хоча вони громіздкі і складні в конструктивному плані. Розглянемо приклад оригінального рішення, розробленого компанією АТ "Кріокор": **УТДУ в енергокріогенному комплексі**.

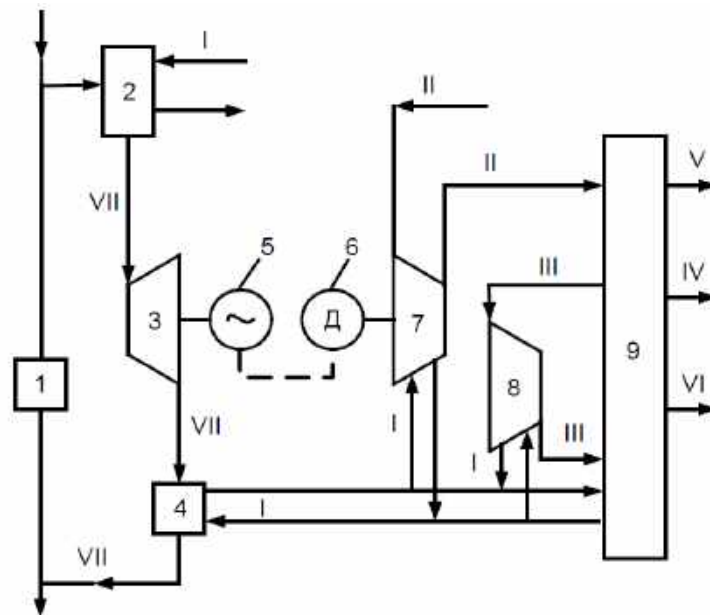


Рисунок 10.1 – Принципова схема енергокріогенного комплексу: 1 – ГРС; 2 – ТО (підігрівання газу); 3 – ТДА; 4 – ТО (газ охолоджується і підігріває проміжний теплоносій); 5 – електрогенератор; 6 – електродвигун; 7 – компресор повітряний; 8 – компресор циркуляційний; 9 – установка розділення повітря; I – проміжний теплоносій; II – атмосферне повітря; III – газоподібний азот; IV – рідкий азот; V – рідкий кисень; VI – рідкий аргон; VII – природний газ

Таке обладнання призначено для отримання рідких кисню, азоту та аргону.

Взагалі це звичайна повітророзподільна установка. Однак для її енергоживлення і отримання холоду на рівні $t = -10 \dots -15 \text{ }^\circ\text{C}$ уведено в схему ТДА 3 типу ДГА-5000 (рисунок 10.2). При підключенні в установку двох ДГА-5000 енергетичний комплекс забезпечує вироблення на рік близько 20 тис. т рідких кисню та азоту та близько 1 тис. т рідкого аргону.

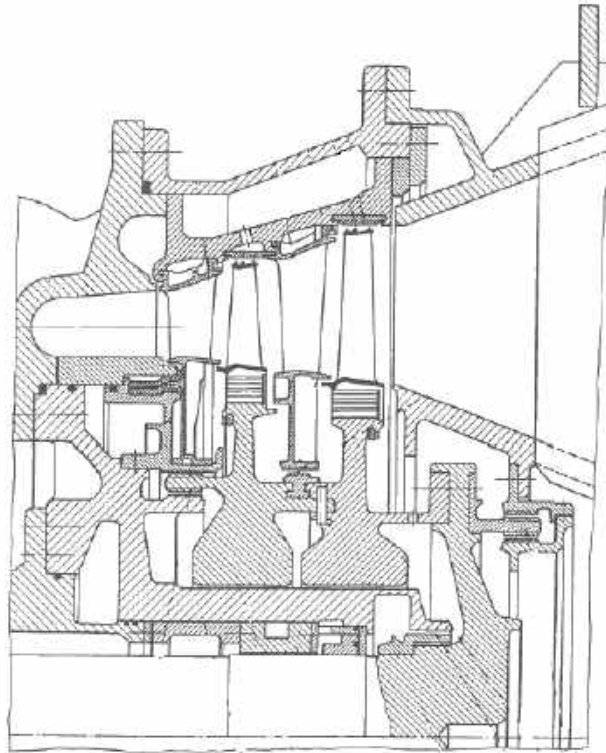


Рисунок 10.2 – Поздовжній розріз турбодетандера ДГА-5000 (без лівої опори)

Зв'язок між УТД і криогенною установкою відбувається через елементи 2, 3 та 4.

10.2 Схема використання турбодетандерного агрегату в комбінованому циклі на газотранспортній компресорній станції

На газотурбінних КС можливе підвищення ефективності утилізаційних установок завдяки використанню енергетичних циклів на висококиплячих теплоносіях (цикл Ренкіна).

Розглянемо схему, де ТДА використовується в **комбінованому циклі на газотурбінній КС** (рисунок 10.3). Тут реалізовано цикл Ренкіна на пропані.

балансу між Т і К в ТДА, а отже, і температури конденсації в сепараторі С-2, що призводить до зменшення якості газу.

Тому запропоновано схему (рисунок 10.5), в якій на лінії низькотемпературного газу встановлено ДКС, що дозволяє збільшити тиск до необхідного (вхід в ТО).

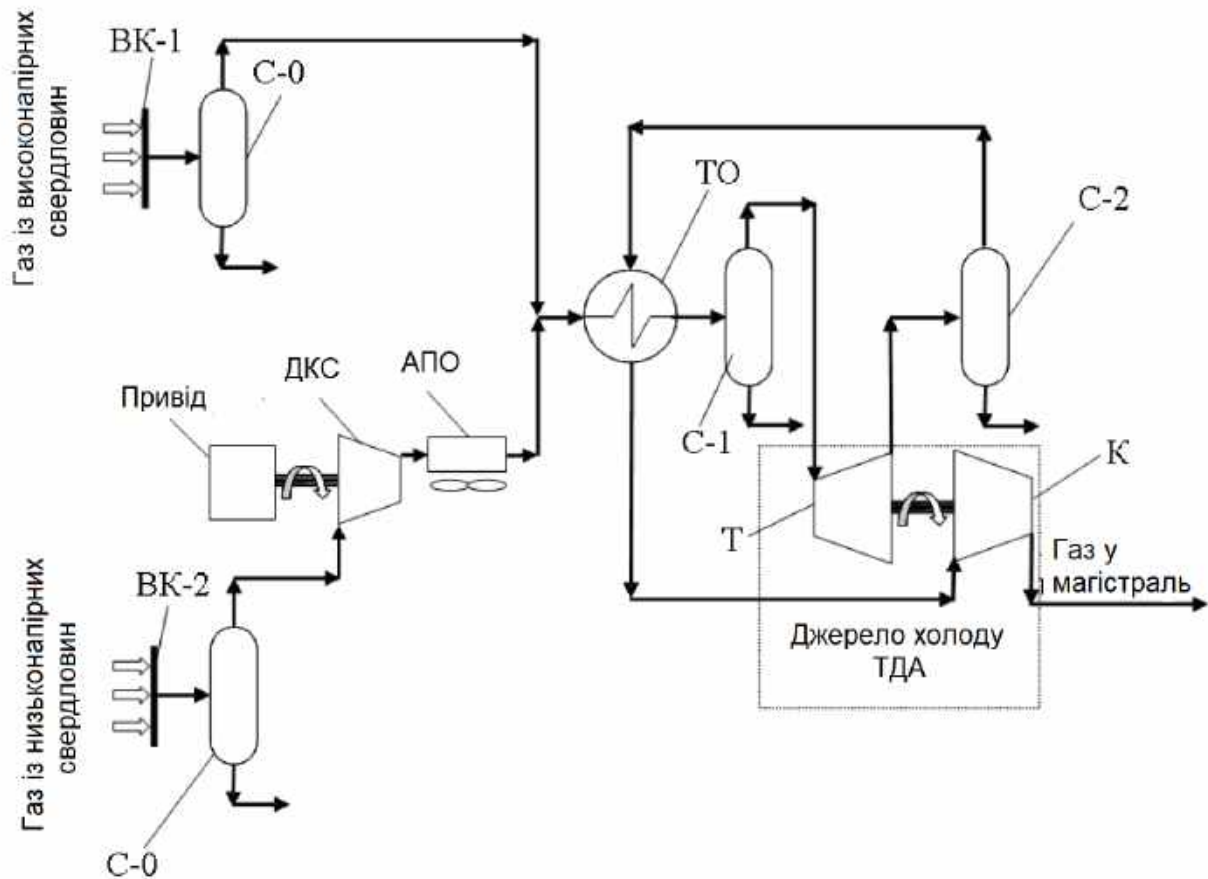


Рисунок 10.5 – Технологічна схема з використанням ТДА та дотискного компресора: ВК-1, ВК-2 – вхідні колектори високого та низького тиску; С-0, С-1, С-2 – сепаратори попереднього, вторинного очищення та низько-температурний; ДКС – дотискна компресорна станція з приводом; АПО – апарат повітряного охолодження; ТО – рекуперативний теплообмінник; ТДА – турбодетандерний агрегат, що складається з турбодетандера Т і компресора К

Недолік цієї схеми: збільшення витрат (вартості).

Тому запропоновано нову схему (рисунок 10.6), в якій замість ДКС встановлено додатковий ТДА, турбіна якого підключена в лінію високо-напірних свердловин, а сам компресор знаходиться на лінії низьконапірних свердло-

вин. При використанні такої схеми завдяки наявному енергетичному потенціалу свердловин високого тиску (знімається робота з Т) відбувається стиснення газу з низьконапірних свердловин. Така модифікація схеми дозволяє суттєво збільшити видобуток газу на родовищі, що має високонапірні і низьконапірні свердловини.

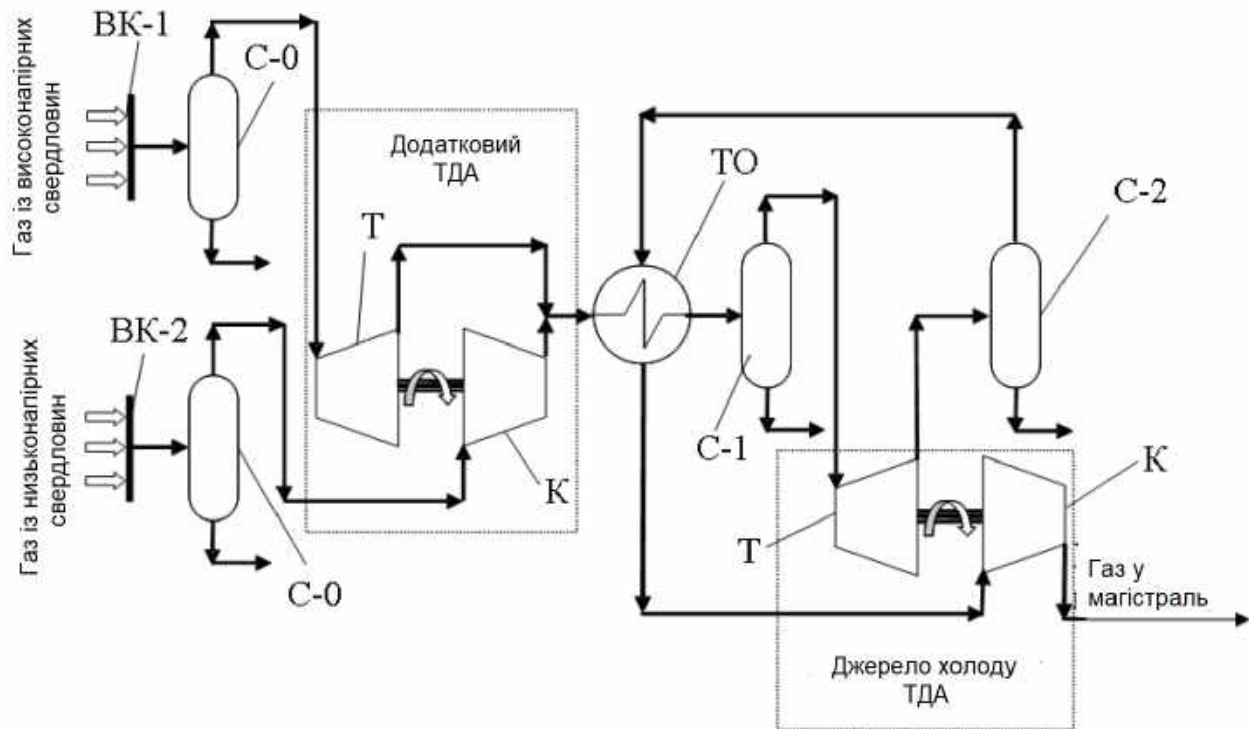


Рисунок 10.6 – Технологічна схема НТС з використанням додаткового ТДА: ВК-1, ВК-2 – вхідні колектори високого та низького тиску; С-0, С-1, С-2 – сепаратори попереднього, вторинного очищення та низькотемпературний; ДКС – дотискна компресорна станція з приводом; АПО – апарат повітряного охолодження; ТО – рекуперативний теплообмінник; ТДА – турбодетандерний агрегат, що складається з турбодетандера Т і компресора К

При цьому вихідна температура газу, що надходить в рекуперативний ТО після змішування обох потоків, нижче температури газу, з якою він виходить зі свердловин, що спрощує конструкцію ТО і зменшує витрати, необхідні для досягнення точки роси в низькотемпературному сепараторі.

Використання розглянутої схеми може збільшити видобуток газу більше, ніж на 50 %. За попередніми оцінками термін окупності пропонованого технічного рішення становить від 2 до 3 років залежно від продуктивності свердловин.

Існують також інші схеми, в яких використовуються УТДА:

- ТД є приводом насоса, який подає воду в канали лопаток соплового апарата СА ГТД;
- підігрівання паливного газу, наддув ущільнень, охолодження елементів ГТД, охолодження мастила для підшипників і т. п.

Основні терміни та поняття: утилізаційні турбодетандерні установки (УТДУ), призначення УТДУ.

Контрольні запитання

1. Опишіть принцип роботи та основні елементи схеми УТДУ для вироблення електроенергії і зріджених газів.
2. Опишіть принцип роботи та основні елементи схеми використання ТДА в комбінованому циклі на газотранспортній компресорній станції.
3. Опишіть принцип роботи та основні елементи технологічної схеми з використанням ТДА з підмішуванням газу з низьконапірних свердловин.
4. Опишіть принцип роботи та основні елементи технологічної схеми з використанням ТДА і дотискного компресора.
5. Опишіть принцип роботи та основні елементи технологічної схеми НТС з використанням додаткового ТДА.

Література

1. Степанец, А. А. Энегосберегающие турбодетандерные установки / А. А. Степанец. – М. : ООО «Недра-Бизнесцентр», 1999. – 258 с.
2. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с. (URL:<https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2006/Turbodetandery%20i%20oborudovanie%20kompresornyh%20stancij.pdf>).
3. Сарапин, В. П. Совершенствование эксплуатационных характеристик турбодетандерных установок, работающих в системах транспорта природного газа: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.16 / Сарапин В. П. – Харьков, 2016. – 128 с.

Тема III КОМПРЕСОРНЕ ОБЛАДНАННЯ ПРОМИСЛОВИХ СТАНЦІЙ ТА ТРАНЗИТНИХ ЛАНОК

Лекція № 11 Компримуюче обладнання компресорних станцій. Нагнітачі природного газу

План

11.1 Призначення компресорних станцій.

11.2 Відцентрові нагнітачі та їх класифікація.

11.3 Особливості конструкції та робочих процесів у відцентрових нагнітачах.

11.4 Принцип дії відцентрових нагнітачів.

Україна є країною з розвиненою газотранспортною системою (ГТС), другою за величиною в Європі і однією з найбільших у світі. Як відомо, через Україну до Європи транспортується приблизно 90 % експорту російського газу (120...140 млрд м³/рік). Цьому сприяє географічне положення України в районі перетину трьох регіонів – Євроатлантичного, Євроазіатського та Ісламського.

Українські магістральні газопроводи з'єднані з 13 підземними сховищами газу. Загальна протяжність ГТС становить 37,6 тис. км, у тому числі довжина магістральних газопроводів – 22,2 тис. км. ГТС містить 81 компресорну станцію (КС) з 765 газоперекачувальними агрегатами загальною потужністю 5,6 млн кВт. Загальний об'єм споживання газу промисловими і комунально-побутовими споживачами України становить близько 100 млрд м³/рік. Надійні поставки природного газу – це одне з основних питань забезпечення економічної безпеки держави.

11.1 Призначення компресорних станцій

Важливим елементом газотранспортної системи є **компресорна станція. Призначення КС** – підтримання необхідного тиску газу в трубопроводі.

На магістральних газопроводах розрізняють **три основних типи КС**: головні компресорні станції, лінійні компресорні станції та дотискні компресорні станції.

Головні компресорні станції (ГКС) встановлюються безпосередньо за напрямком руху газу після газового родовища. У міру видобутку газу відбувається спадання тиску в родовищі до рівня, коли транспортувати його в необхідній кількості без компримування вже неможливо. Тому для під-

тримки необхідного тиску і витрати будуються головні компресорні станції. Призначенням ГКС є створення необхідного тиску технологічного газу для його подальшого транспортування в магістральних газопроводах. Принциповою відмінністю ГКС від лінійних станцій є високий ступінь стиснення на станції, що забезпечується послідовною роботою кількох ГПА з відцентровими нагнітачами або поршневыми газомотокомпресорами. На ГКС підвищені вимоги до якості підготовки технологічного газу.

Лінійні компресорні станції встановлюються на магістральних газопроводах зазвичай через 100–150 км. Призначенням КС є компримування природного газу, який надходить до станції, з тиску на вході до тиску на виході, які обумовлені проєктними даними. Таким чином, забезпечується постійна задана витрата газу в магістральному газопроводі. Найчастіше лінійні газопроводи мають тиск $p = 5,5$ МПа і $p = 7,5$ МПа.

Дотискні компресорні станції встановлюються на підземних сховищах газу. Призначенням ДКС є подача газу в підземне сховище газу від магістрального газопроводу і відбір природного газу з підземного сховища (зазвичай, в зимовий період часу) для подальшої подачі його в магістральний газопровід або безпосередньо споживачам газу. ДКС будуються також на газовому родовищі при спаданні пластового тиску нижче тиску в магістральному трубопроводі. Відмінною особливістю ДКС від лінійних КС є високий ступінь стиснення (2 – 4), поліпшена підготовка технологічного газу (осушувачі, сепаратори, пиловловлювачі), що надходить з підземного сховища для його очищення від механічних домішок і вологи, що виноситься з газом.

Основним компонентом КС є ГПА . Призначення: стиснення природного газу до необхідного тиску і подачі в газопровід для подальшого транспортування.

Як елемент стискального обладнання ГПА КС магістральних газопроводів використовується нагнітач/компресор. Нагнітачі (Н) бувають різних типів: поршневі, осьові і відцентрові.

Найбільшого поширення в нашій країні і за кордоном отримали ГПА, що містять ВЦН ПГ, приводом яких є ГТД або електродвигуни.

11.2 Відцентрові нагнітачі та їх класифікація

Відцентровий нагнітач (компресор) – це лопаткова машина, в якій механічна енергія приводу використовується для збільшення потенціальної і кінетичної енергії газу.

Особливість: використання відцентрового ефекту для підвищення тиску газу. При заданому напорі всі відцентрові машини потребують менших частот обертання, ніж осьові.

Класифікація ВЦН:

- **за ступенем підвищення тиску:**

1) вентилятори/насоси: $\pi_n^* \leq 1,15$ (вентилятори, повітродувки, димососи і т. д.);

2) нагнітачі: $\pi_n^* = 1,1 \dots 2,2$;

3) компресори: $\pi_n^* \geq 2,2$. Оскільки ВЦН є компримуючими машинами на більш високий ступінь стиснення, то в промислових установках їх часто забезпечують проміжними охолоджувачами для зниження споживаної потужності (рисунок 11.1);

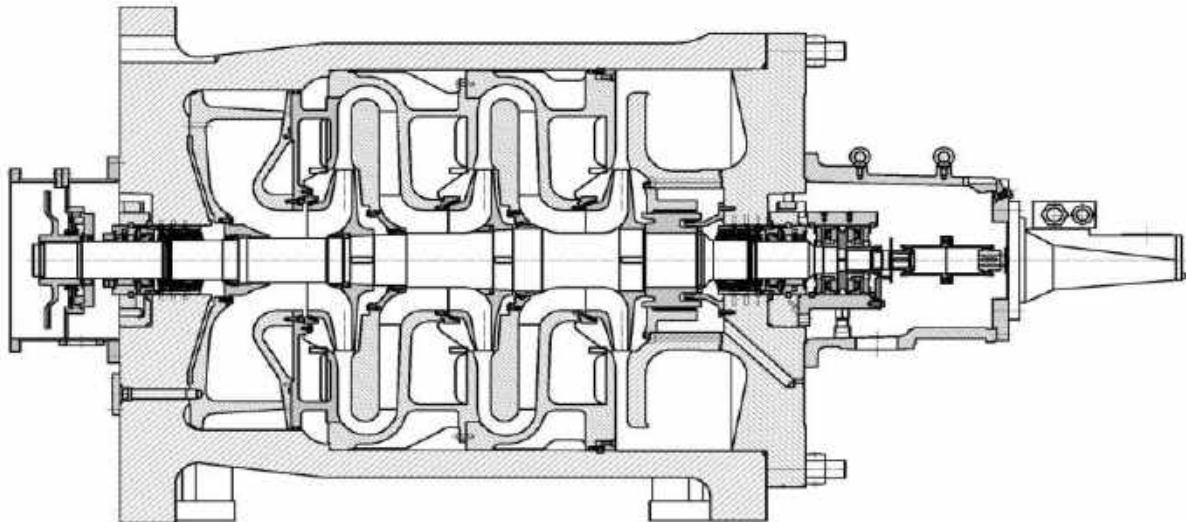


Рисунок 11.1 – Триступінчастий відцентровий нагнітач

- **за кількістю ступенів:**

1) одноступінчасті;

2) багаступінчасті.

Нагнітачі ПГ виконують переважно одноступінчастими при $\pi_n^* = 1,2 \dots 1,4$ або двоступінчастими при $\pi_n^* = 1,4 \dots 1,7$. При більшому ступені стиснення π_n^* необхідні три або чотири ступені компресора.

На лінійних КС, розташованих на трасі магістрального газопроводу, зазвичай вистачає $\pi_{КС}^* = 1,3 \dots 1,6$. Для вітчизняних газопроводів поширеним є ступінь стиснення 1,44. Зараз для цього використовуються двоступінчасті ВЦН. При цьому стандартні тиски вітчизняних газопроводів – 7,5 і 5,5 МПа.

На ДКС (це головні споруди газопроводів) використовуються ВЦН на менші тиски: 4,1 і 2,4 МПа та ін.

Багатоступінчасті машини поділяють за типами корпусів:

1) корпус з горизонтальним рознімом, який полегшує збирання компресора, але при високому тиску (понад 6 МПа) виникають проблеми з ущільненням розніму (рисунок 11.2);

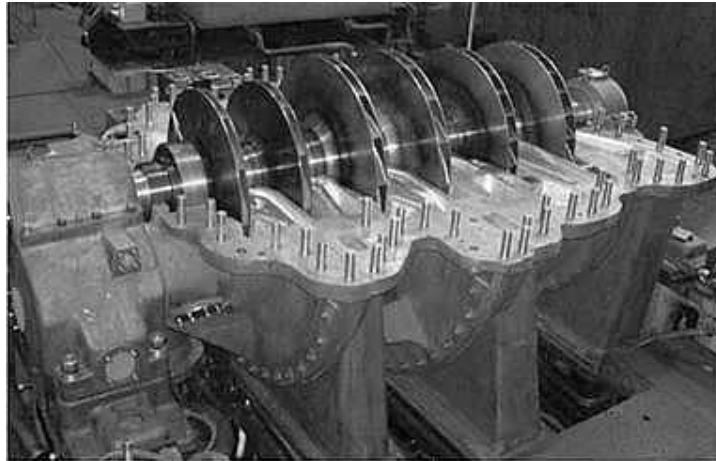


Рисунок 11.2 – Багатоступінчастий відцентровий нагнітач з горизонтальним рознімом

2) "барель" – цілісний корпус з одним або двома вертикальними рознімами (рисунок 11.3).

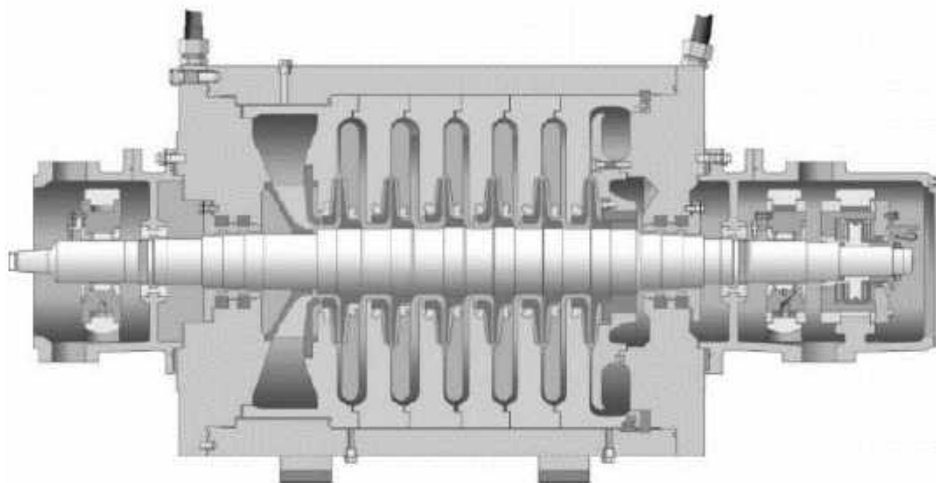


Рисунок 11.3 – Багатоступінчастий відцентровий нагнітач з вертикальними рознімами

11.3 Особливості конструкції та робочих процесів у відцентрових нагнітачах

ВЦН складається з вхідного патрубку, одного або групи ступенів і вихідного патрубка.

У загальному випадку відцентровий компресорний ступінь складається з вхідної системи (вхідна ділянка), робочого колеса – основного елемента ступеня і вихідної системи, яка містить безлопатковий (БЛД) або лопатковий дифузор і вихідний пристрій.

За конструкцією ступені бувають двох типів: *проміжні* і *кінцеві*.

Якщо ВЦН багатоступінчастий, то всі ступені, крім останнього, будуть проміжними, останній же ступінь або єдиний в одноступінчастому ВЦН – кінцевим.

Розглянемо газодинамічні схеми таких ступенів і основні їх елементи (рисунок 11.4).

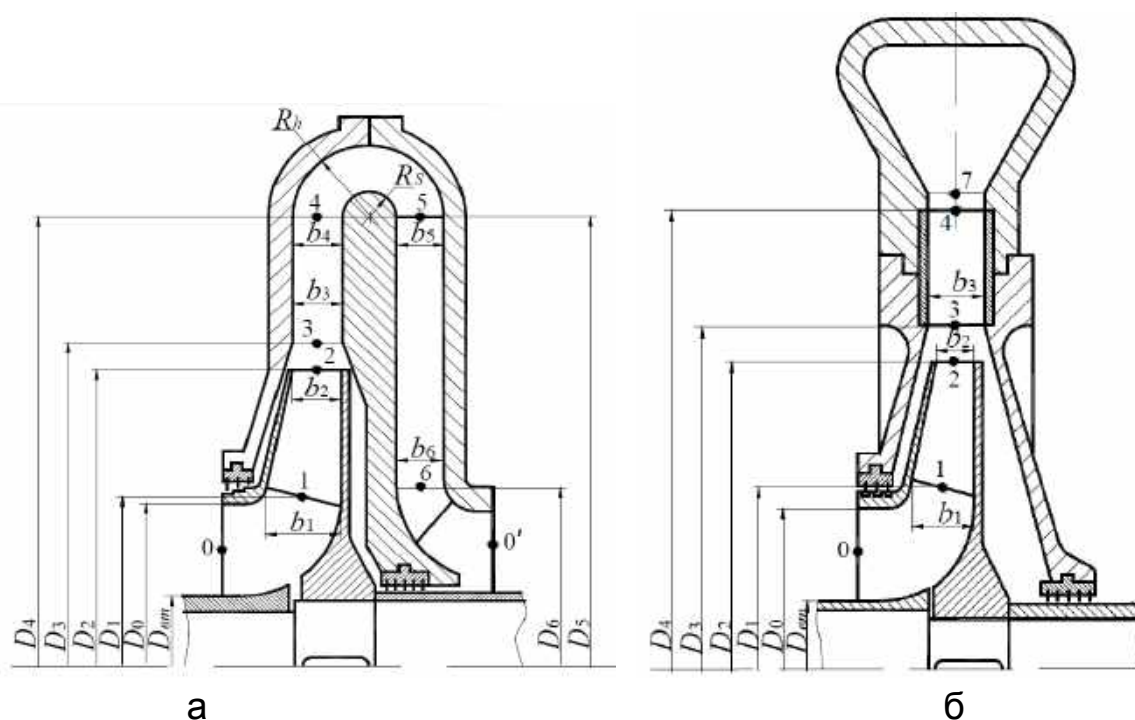


Рисунок 11.4 – Схеми відцентрових ступенів:
а – проміжний; б – кінцевий

У проміжному ступені багатоступінчастої машини (див. рисунок 11.4, а) за дифузором розташовується **зворотний направляючий апарат (ЗНА)** і криволінійні канали між ними. Він призначений для підведення робочого тіла до колеса наступного ступеня.

У кінцевому ступені (див. рисунок 11.4, б) відразу ж за РК або ж за дифузором розташовується **вихідний пристрій** – збірна камера (равлик), за допомогою якої потік виводиться за межі корпусу машини.

Відзначимо **основні контрольні перерізи**, що розділяють проточну частину відцентрового ступеня на окремі **елементи**:

- підобласть 0-1 "К" – канал перед робочим колесом;
- підобласть 1-2 "РК" – відцентрове робоче колесо;
- підобласть 2-3 "ЩД" – щілинний дифузор;
- підобласть 3-4 "БЛД" – безлопатковий дифузор (або "ЛД");
- підобласть 4-5 "КОЛ" – поворотне коліно;
- підобласть 5-6 "ЗНА" – зворотний направляючий апарат;
- підобласть 6-0 "К" – канал.

Радіальний переріз 0 відповідає входу в робоче колесо ВЦН. Переріз 1 збігається з вхідними кромками лопаток РК, а переріз 2 – з вихідними кромками лопаток РК. Перерізи 3 і 4 збігаються зі входом і виходом потоку з решітки профілів ЛД або умовно обмежують БЛД в радіальному напрямку. Перерізи 5 і 6 відповідають входу і виходу з лопаткової решітки ЗНА. У радіальному перерізі 0 умовно закінчується проміжний ступінь і починається наступний ступінь багатоступінчастого ВЦН. У кінцевому ступені відцентрового нагнітача переріз 7 відповідає входу в вихідний пристрій (равлика або збірної камери).

11.4 Принцип дії відцентрових нагнітачів

Від турбіни або приводу до РК підводиться механічна енергія. Тут вона перетворюється на потенціальну і кінетичну енергію робочого тіла, збільшуються його тиск і швидкість. Це перетворення енергії здійснюється в результаті аеродинамічної взаємодії потоку газу з обертовими лопатками РК, що мають дифузорну форму міжлопаткових каналів.

Незалежно від конструкції ступеня за РК завжди розташована **безлопаткова ділянка – щілинний дифузор**. Він призначений для стиснення та згладжування нерівномірності потоку на вході в ЛД або БЛД.

У самих же **дифузорах** велика частина кінетичної енергії потоку, що отримана з колеса, перетворюється на потенціальну, швидкість газу зменшується, а тиск збільшується.

У проміжному ступені в **ЗНА** потік повертається у бік осі машини і далі надходить у наступне за напрямком руху газу РК.

Перебіг потоку в елементах проточної частини відцентрового ступеня є складним. Він характеризується значним поворотом потоку з осьового напрямку до радіального; наявністю позитивного градієнта тиску в напрямку, протилежному течії; примежових шарів на поверхнях, що обмежують проточну частину, і поверхнях лопаток у зазорі між РК і корпусом і взаємодією цих шарів, що є причиною появи втрат тиску, які перевищують втрати в осьових компресорах. Це ускладнює отримання ефективних конструкцій, особливо за наявності конструктивних обмежень, і потребує проведення циклу дослідних робіт, які спираються на методи розрахункового аналізу і фізичного експерименту.

Основні терміни та поняття: призначення компресорної станції, головні компресорні станції, лінійні компресорні станції, дотискні компресорні станції, відцентровий нагнітач (компресор), зворотний направляючий апарат, вихідний пристрій, щілинний дифузор.

Контрольні запитання

1. Яке призначення компресорної станції?
2. Назвіть типи компресорних станцій.
3. Яке призначення газоперекачувальних агрегатів і нагнітачів ПГ?
4. Охарактеризуйте відцентрові нагнітачі і їх типи.
5. Назвіть особливості конструкції відцентрових нагнітачів.
6. Який принцип дії відцентрових нагнітачів?

Література

1. Буслик, Л. Н. Газотурбинные установки для энергетики и транспорта газа. Устройство и системы : учеб. пособие / Л. Н. Буслик. – Харьков : ИПП «Контраст», 2013. – 152 с. (URL: https://library.khai.edu/library/fulltexts/metod/Buslik_Gazoterbinnie_Ustanobki.pdf).
2. Барышева, Е. С. Проектирование ступени центробежного нагнетателя : учеб. пособие / Е. С. Барышева, К. В. Фесенко. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2012. – 56 с. (URL: https://library.khai.edu/library/fulltexts/metod/Barishev_Proektirovanie.pdf).
3. Волов, А. Г. Оборудование газоперекачивающих агрегатов и энергетических установок : справ. пособие / А. Г. Волов, И. Ф. Кравченко, К. В. Фесенко. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2008. – 65с. (URL: <https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2008/Oborudovanie%20gazoperekachivajuschih%20agregatov%20i%20energeticheskikh%20ustanovok.pdf>).

Лекція № 12 Основні характерні параметри відцентрових нагнітачів, їх вхідні пристрої та типи робочих коліс

План

12.1 Кінематичні та газодинамічні параметри нагнітачів.

12.2 Основні геометричні (конструктивні) параметри ступеня нагнітачів.

12.3 Вхідні пристрої нагнітачів, їх переваги та недоліки.

12.4 Типи робочих коліс відцентрових нагнітачів.

12.1 Кінематичні та газодинамічні параметри нагнітачів

Характерними газодинамічними та кінематичними параметрами ВЦН є:

1) масова продуктивність G – маса газу, що проходить в одиницю часу через переріз вхідного патрубку;

2) об'ємна продуктивність $Q = G/\rho_n$, де ρ_n – густина газу за параметрами стану на вході вхідного патрубку;

3) ступінь стиснення $\varepsilon = P_k/P_n$;

4) напір H , створений машиною;

5) ККД ізоентропний η_s і політропний η_p ;

6) колова швидкість на виході з РК U_2 ;

7) коефіцієнт витрати $\varphi_{r2} = \frac{C}{U_2^{r2}}$;

8) умовний коефіцієнт витрати $\Phi_0 = \frac{4Q}{\pi D_2^2 U_2}$ та ін.

За цим коефіцієнтом витрати ступеня класифікують:

– на маловитратні – $\Phi_p < 0,045$;

– середньовитратні – $\Phi_p = 0,08 \dots 0,045$;

– високовитратні – $\Phi_p > 0,08$;

9) коефіцієнт напору $\psi = \frac{H}{U_2^2}$:

– низьконапірні – $\psi < 0,45$;

– середньонапірні – $0,45 \leq \psi \leq 0,55$;

– з підвищеним напором – $0,55 \leq \psi \leq 0,65$;

– високонапірні – $\psi > 0,65$;

10) розрахункова частота обертання (n). Висока частота обертання нагнітача поліпшує техніко-економічні показники: зменшує масу і розміри, збільшує внутрішній ККД. Для приводу нагнітача, яким є силова турбіна ГТД, ліпшою є помірний n , оскільки у неї вище об'ємна витрата, ніж у ВЦН. Якщо ж збільшити n , то зростають втрати з вихідною швидкістю. Тому критерієм вибору n є **коефіцієнт швидкохідності**

$$n_s = \frac{nQ^{0.5}}{H^{0.75}}, \quad (12.1)$$

де n – частота обертання; Q – об'ємна витрата; H – напір ступеня нагнітача.

Для помірного напору вибирають $n_s = 1000 \dots 1200$. Це відповідає радіальним ступеням. Зазвичай проєктувальники вибирають мінімальні коефіцієнти швидкохідності ($n_s > 1500$ – швидкохідні; $n_s < 1000$ – тихохідні).

12.2 Основні геометричні (конструктивні) параметри ступеня нагнітачів

Характерними геометричними параметрами ВЦН є (рисунок 11.4):

1) діаметри:

переріз **0–0**: D_0 – діаметр периферії; d_0 – діаметр втулки, який уточнюється під час розрахунку на міцність і критичну частоту обертання ротора; $d_0 = (0,2 \dots 0,36) D_2$;

переріз **1–1**: D_1 – діаметр входу на лопатки РК – середній діаметр між вхідними кромками РК; втулкове відношення $D_1/D_2 = 0,42 \dots 0,65$;

переріз **2–2**: D_2 – діаметр виходу з РК – вибирається виходячи з наявної частоти обертання і заданого напору;

переріз **3–3**: D_3 – діаметр входу в БЛД або ЛД;

переріз **4–4**: D_4 – діаметр виходу з БЛД або ЛД;

переріз **5–5**: D_5 – діаметр входу в ЗНА;

переріз **6–6**: D_6 – діаметр виходу з ЗНА;

переріз **0'–0'**: $d_{0'}$ – діаметр втулки; $D_{0'}$ – діаметр периферії на виході із проміжного ступеня;

2) ширина: $b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6$ – ширина відповідних перерізів;

3) конструктивні кути лопаткових вінців:

РК: $\beta_{л1}$ та $\beta_{л2}$ – геометричні кути на вході і виході з лопаток РК;

ЛД: $\alpha_{л3}$ та $\alpha_{л4}$ – геометричні кути на вході і виході з лопаток ЛД;

ЗНА: $\alpha_{л5}$ та $\alpha_{л6}$ – геометричні кути на вході і виході з лопаток ЗНА;

4) відносні параметри: ширина, діаметри – всі параметри зводяться/відносяться до основного діаметра ступеня D_2 :

$$\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}, \bar{b}_3 = \frac{b_3}{D_2}; \bar{D}_3 = \frac{D_3}{D_2} \text{ і т. д.};$$

5) кількість лопаток: $Z_{л\text{рк}}$, $Z_{л\text{лд}}$.

12.3 Вхідні пристрої нагнітачів, їх переваги та недоліки

Характерні схеми вхідних пристроїв подано на рисунку 12.1.

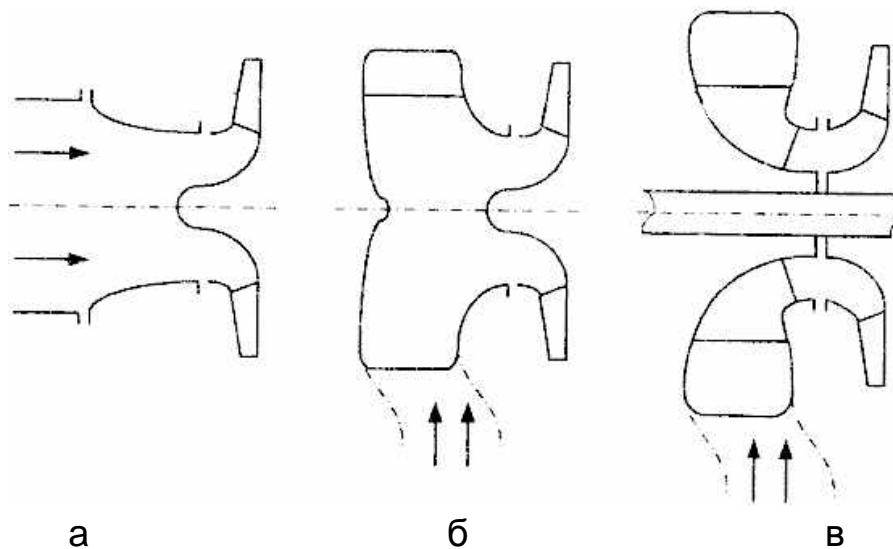


Рисунок 12.1 – Характерні схеми вхідних пристроїв: а – осьове підведення газу; б – бічне підведення газу і консольне розташування РК; в – РК з міжлопатковим ротором

Нижче стисло наведено порівняльний аналіз вхідних пристроїв нагнітачів:

– **осьове підведення газу** – мінімальні гідравлічні втрати, максимальна рівномірність потоку на вході; неможливість забезпечення закручення потоку на вході; найчастіше використовується в одноступінчастих ВЦН, неможливість установа для середніх ступенів багатоступінчастих нагнітачів (рисунок 12.1, а);

– **бічне підведення газу і консольне розташування РК**, що являє собою досить просторий патрубок з конфузornoю частиною, часто по осі підведення встановлюють роздільне ребро для запобігання можливому закручуванню потоку; трохи більші значення гідравлічних втрат; неможливість установа для середніх ступенів багатоступінчастих нагнітачів;

– **РК з міжлопатковим ротором** – найбільші гідравлічні втрати, можливість установлення НА, що дозволяє створювати помірне закручування потоку на вході, рівномірність параметрів потоку; зручність використання другого і наступних ступенів.

12.4 Типи робочих коліс відцентрових нагнітачів

Робоче колесо – основний елемент ступеня. Типи РК, які застосовуються у відцентрових компресорних машинах, дуже різноманітні як за аеродинамічною схемою, так і за конструктивним оформленням.

За **формою меридіонального контуру** лопатки РК поділяють:

а) на **радіальні** – лопатки займають лише радіальну частину, тому мають просту конструкцію, дозволяють створювати помірний напір (рисунок 12.2, а). Застосування: наземне насосо- і компресоробудування;

б) **вісерадіальні** – вони мають осьову ділянку (рисунок 12.2, б), що дозволяє підготувати і підвести потік до радіальної частини з мінімальними втратами, забезпечуючи при цьому необхідне закручування і попереднє стиснення. Наявність осьової ділянки приводить до збільшення напору і витрати потоку, а також зниження втрат в ступені порівняно зі ступенем, що має РК радіального типу. Однак такі типи РК мають більш вузький діапазон робочих режимів. Для збільшення пропускної здатності вісерадіального робочого колеса використовуються укорочені проміжні лопатки (сплітери) (рисунок 12.2, в). Застосування: високовитратні наземні компресори і відцентрові компресори або відцентрові ступені авіаційних двигунів;

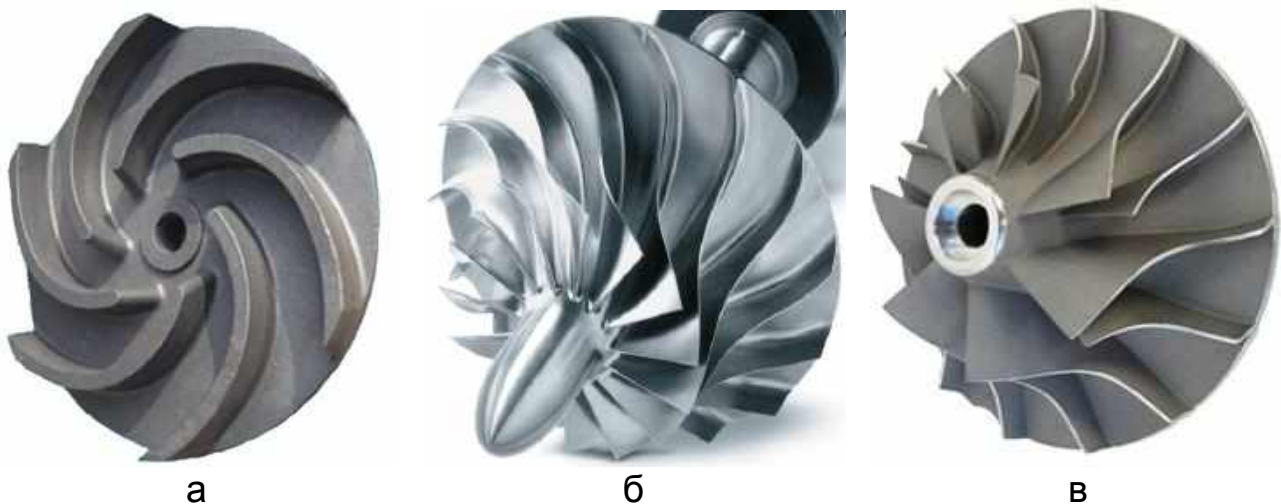


Рисунок 12.2 – Типи робочих коліс відцентрових нагнітачів:
а – радіальні; б – вісерадіальні; в – колесо з проміжними лопатками

За конструктивними ознаками:

а) на **відкриті** (без покривного диска, рисунок 12.3, а) – не має обмежувальних обертових поверхонь з торців лопаток. Проста конструкція. Їх застосовують рідко через великі втрати від перетікання газу через торці лопаток і впливу середовища в зазорі між робочим колесом і корпусом ВЦН на потік в міжлопатковому каналі колеса. Застосування: вентиляторобудування;

б) **закриті** (з покривним диском, рисунок 12.3, б) – лопатки з двох торців прикріплюються до дисків, тому немає перетікань газу через торці, потік газу в робочому колесі ізольований від впливу середовища в зазорі між РК і корпусом, отже, закриті РК є найбільш економічними. Але при цьому вони більш складні у виготовленні і мають меншу частоту обертання, що відповідає умовам міцності. РК закритого типу найбільш поширені в стаціонарному компресоробудуванні;

в) **напіввідкриті** (рисунок 12.3, в) – забезпечують високу надійність при великих колових швидкостях і досить високий ККД. Їх зазвичай використовують у вісерадіальних РК для отримання більш високого напору. Застосовують їх у відцентрових компресорах і в кінцевих ступенях вісерадіальних компресорів транспортних ГТД, в агрегатах наддуву двигунів внутрішнього згоряння, в сучасних нагнітачах природного газу і так далі.

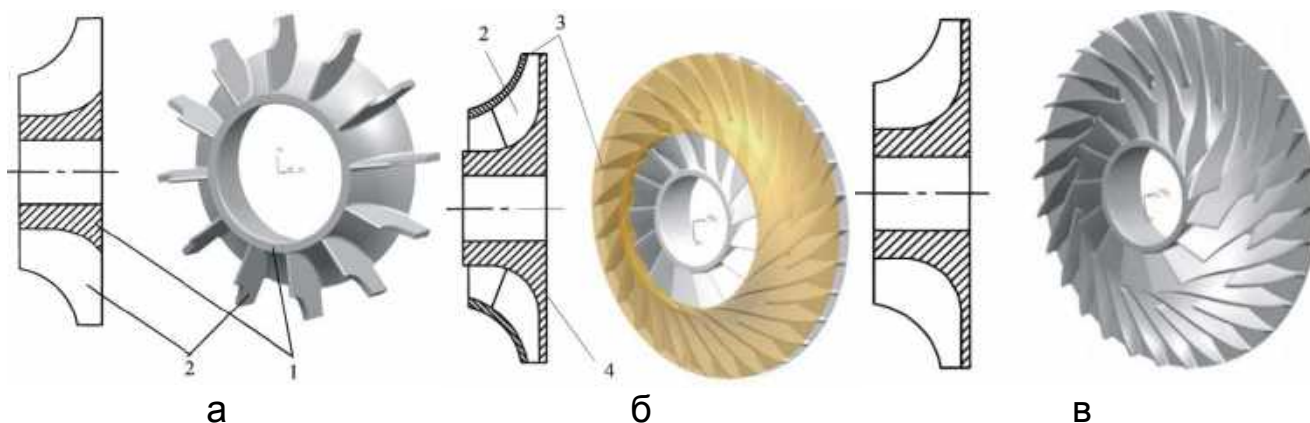


Рисунок 12.3 – Типи робочих коліс:

- а – відкритого типу; б – закритого типу; в – напіввідкритого типу;
1 – втулка; 2 – робочі лопатки; 3 – покривний диск; 4 – основний диск

За вихідним кутом існують різні форми лопаток (важливий параметр, що визначає напірні характеристики РК):

а) **лопатки, загнуті по обертанню** ($\beta_{2л} > 90$ град; рисунок 12.4, г);

б) **лопатки, загнуті проти обертання** ($\beta_{2л} < 90$ град; рисунок 12.4, в);

в) лопатки, що мають радіальний вихід ($\beta_{2л} = 90$ град; рисунок 12.4, б).

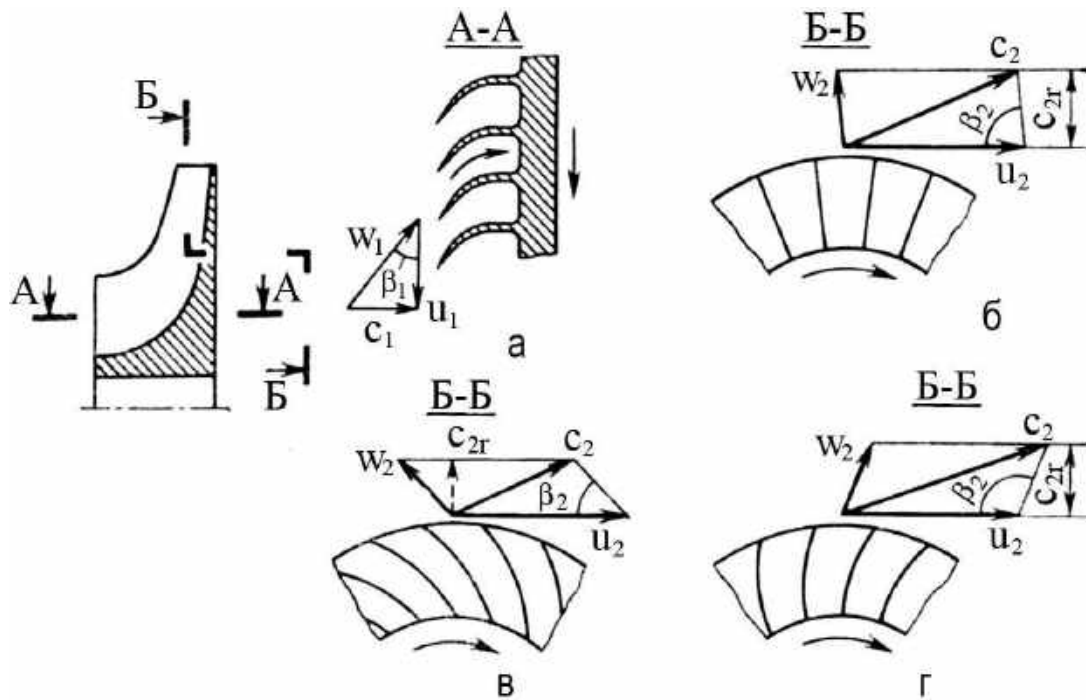


Рисунок 12.4 – Форми лопаток робочих коліс: а – вхід у колесо; б – радіальні; в – лопатки, загнуті проти обертання; г – лопатки, загнуті за обертанням

Розглянемо залежність коефіцієнта теоретичного напору $\psi_r = \frac{L^*}{U_2^2}$ від

коефіцієнта витрати газу на виході з робочого колеса $\varphi_{r2} = \frac{C_{r2}}{U_2}$ для різних геометричних кутів на виході з РК (рисунок 12.5).

Видно, що чим більше кут $\beta_{л2}$, тим більше теоретичний напір, а при зменшенні кута $\beta_{л2}$ зменшується площа на виході і дифузорність міжлопаткового каналу, тобто РК стає більш реактивним і, отже, економічним, тобто має більш пологі напірну характеристику.

Насправді, в РК з кутом виходу $\beta_{л2} = 22...33$ град втрати енергії мінімальні, але й напір найменший. Їх називають робочими колесами **насосного типу**. Ступінь їх реактивності

$$\rho = \frac{\int_1^2 \left(\frac{dP}{\rho} \right)_s}{H_T} = 1 - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2H_T} = 1 - \frac{C_{u2}^2 - C_{u1}^2}{2H_T} - \frac{C_{r2}^2 - C_{r1}^2}{2H_T} \quad (12.2)$$

близька до $\rho = 0,75...0,70$.

Середнє положення займають РК **компресорного типу** з кутом $\beta_{л2} = 35...55$ град, які можуть створити більший напір при дещо меншій економічності. Їх ступінь реактивності – **0,65...0,60**.

При значенні кута виходу лопаток $\beta_{л2} = 90$ град напір РК ще вище, але і втрати енергії більші, ніж у колесах компресорного та насосного типів.

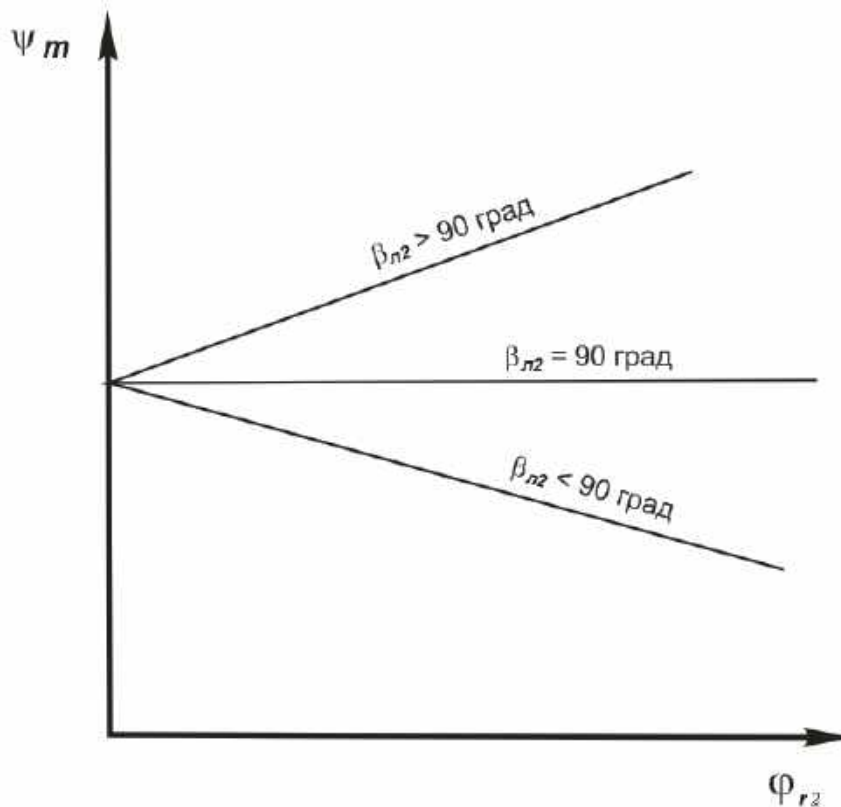


Рисунок 12.5 – Напірні характеристики

Робочі колеса з лопатками, загнутими у бік обертання ($\beta_{2л} > 90$ град), застосовують переважно у вентиляторобудуванні. Ці колеса відрізняються високим значенням φ_{r2} і порівняно великими значеннями абсолютної швидкості на виході з колеса. Внаслідок низького ступеня реактивності основний процес створення статичного тиску в машинах із такими колесами відбувається внаслідок дифузорного ефекту в нерухомих елементах проточної частини. Це є причиною дуже невисокого ККД машин з такими РК.

У сучасних компресорних ступенях ВЦН найбільш широко використовуються закриті РК з $\beta_{л2} < 90$ град. Це дозволяє підвищити ефективність як самого колеса, так і ступеня в цілому, а також поліпшити його газодинамічну стійкість при деякому зниженні ступеня підвищення тиску.

Основні терміни та поняття: газодинамічні параметри відцентрових нагнітачів, кінематичні параметри відцентрових нагнітачів, коефіцієнт швидкості, геометричні параметри відцентрових нагнітачів, типи робочих коліс за формою меридіонального контуру, типи робочих коліс за конструктивними ознаками, типи робочих коліс за вихідним кутом.

Контрольні запитання

1. Назвіть основні характерні параметри відцентрових нагнітачів.
2. Назвіть основні геометричні параметри відцентрових нагнітачів.
3. Охарактеризуйте вхідні пристрої нагнітачів, назвіть їх переваги та недоліки.
4. Охарактеризуйте робочі колеса нагнітачів і їх типи.
5. Наведіть класифікацію робочих коліс.
5. Назвіть переваги та недоліки різних типів робочих коліс.

Література

1. Барышева, Е. С. Проектирование ступени центробежного нагнетателя : учеб. пособие / Е. С. Барышева, К. В. Фесенко. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2012. – 56 с. (URL: https://library.khai.edu/library/fulltexts/metod/Barishev_Proektirovanie.pdf).
2. Буслик, Л. Н. Газотурбинные установки для энергетики и транспорта газа. Устройство и системы : учеб. пособие / Л. Н. Буслик. – Харьков : ИПП «Контраст», 2013. – 152 с. (URL: https://library.khai.edu/library/fulltexts/metod/Buslik_Gazoterbinnie_Ustanobki.pdf).
3. Волов, А. Г. Оборудование газоперекачивающих агрегатов и энергетических установок : справ. пособие / А. Г. Волов, И. Ф. Кравченко, К. В. Фесенко. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2008. – 65с. (URL: <https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2008/Oborudovanie%20gazoperekachivajuschih%20agregatov%20i%20energeticheskikh%20ustanovok.pdf>).
4. Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / А. П. Мороз, И. И. Мальцуров, К. Г. Арустамов и др. – М. : Недра, 1979. – 229 с.
5. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services // American Petroleum Institute. 1220 street, Northwest Washington, API Std 617: 2002. (URL: <http://musco.ir/wp-content/uploads/2020/05/API-Std-617.pdf>).

Лекція № 13 Вихідна система відцентрових нагнітачів

План

13.1 Дифузори нагнітачів, види, переваги та недоліки.

13.2 Вихідна система нагнітача.

13.1 Дифузори нагнітачів, види, переваги та недоліки

Важливим елементом відцентрового ступеня є **дифузор**. Він призначений для перетворення кінетичної енергії потоку газу на виході з РК на потенціальну енергію тиску.

За конструкцією дифузори бувають лопатковими, безлопатковими, канальними і трубчастими.

У промислових ВЦН застосовуються **лопаткові** і **безлопаткові** дифузори.

Безлопатковий дифузор має найпростішу геометричну форму – це **кільцевий канал**, утворений плоскими паралельними стінками корпусу з відстанню між ними, що дорівнює ширині РК на виході b_2 або дещо більшою (рисунок 13.1).

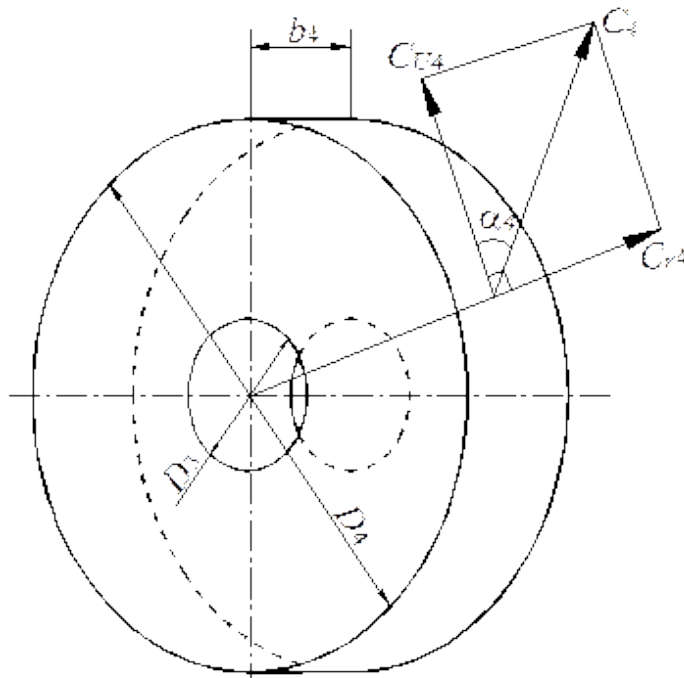


Рисунок 13.1 – Схема безлопаткового дифузора

В БЛД гальмування відбувається внаслідок збільшення площі прохідного перерізу через збільшення радіуса $\frac{F_4}{F_3} = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot b_4}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3}$, оскільки $D_4 > D_3$, отже, навіть при $b_4 = b_3$ відбувається зменшення швидкості ($C_4 < C_3$) і збільшення тиску ($P_4 > P_3$).

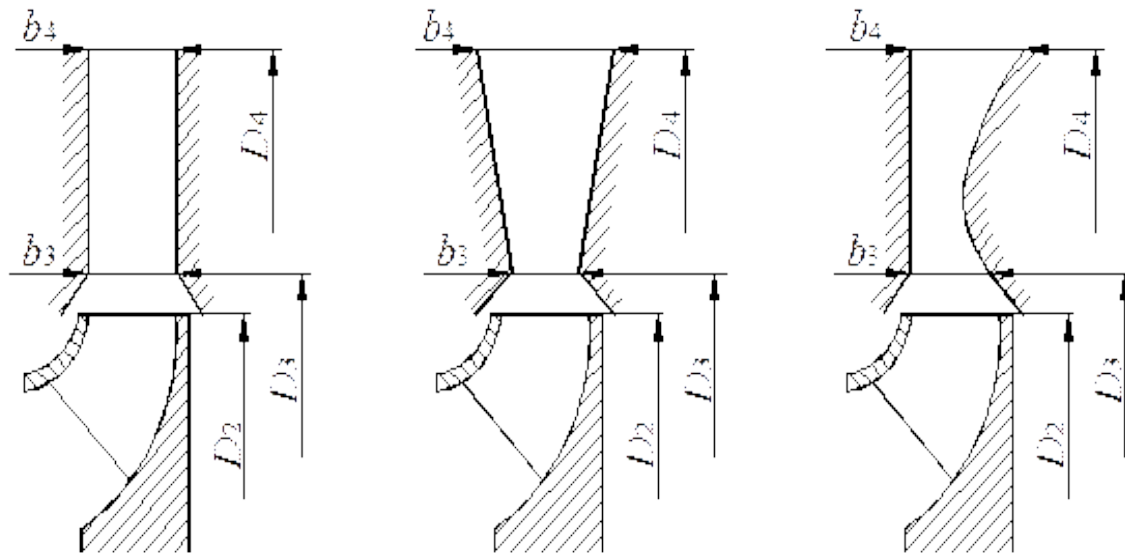


Рисунок 13.2 – Конструкція безлопаткових дифузорів в меридіональній площині

У меридіональній площині конструкції БЛД відрізняються співвідношенням ширини каналу на виході b_4 і ширини на вході b_3 (рисунок 13.2). Найбільшого поширення набули БЛД з паралельними стінками ($b_3 = b_4$), це підвищує технологічність виготовлення статорів (деталей корпусу) і збирання. Дифузори з $b_4 > b_3$ є малоефективними через різке зниження кутів α та ймовірності відриву потоку зі стінок каналу, а БЛД з $b_4 < b_3$ мають великі за інших рівних умов габарити. Іноді використовуються безлопаткові дифузори зі **змінною** за радіусом шириною.

Якщо вважати, що в БЛД потік газу є ідеальним нестисливим середовищем, то при постійній ширині проточної частини він підпорядковується закону збереження циркуляції ($c_u r = \text{const}$), а це означає, що **траєкторія руху частинок газу в БЛД є логарифмічною спіраллю** з постійним кутом нахилу вектора швидкості в кожній точці проточної частини до тангенціального напрямку α (рисунок 13.3):

$$\text{tg} \alpha = \frac{c_r}{c_u} = \text{const.} \quad (13.1)$$

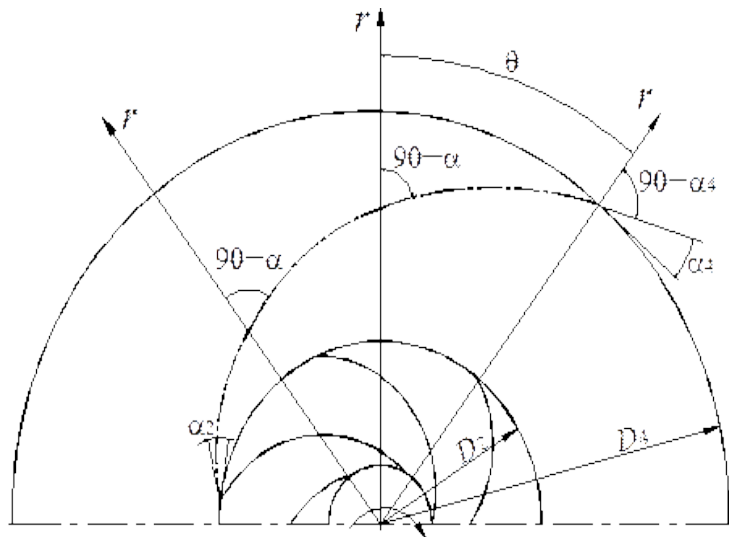


Рисунок 13.3 – Траєкторія руху газу в безлопатковому дифузори

Для досягнення значного стиснення газу потрібні великі радіальні розміри БЛД, оскільки зменшення швидкості визначається лише збільшенням радіуса при приблизно постійному значенні кута α . Якщо кут α_2 малий, то газ при переміщенні на більші радіуси проходить досить великий шлях по спіралі, що призводить до значних втрат.

Лопатковий дифузор (ЛД) являє собою кільцеву дифузорну решітку профілів, встановлену між паралельними стінками корпусу.

ЛД має безлопаткову ділянку невеликої довжини (перерізи 2 і 3 на рисунку 13.4), так званий **щілинний дифузор (ЩД)**, який являє собою конструктивно необхідний зазор між РК і ЛД і має форму кільцевої щілини, утвореної плоскими стінками корпусу компресора. У **ЩД** відбувається вирівнювання параметрів потоку, що має нерівномірний характер на виході з РК. Це сприятливо позначається як на роботі ЛД, так і на роботі РК.

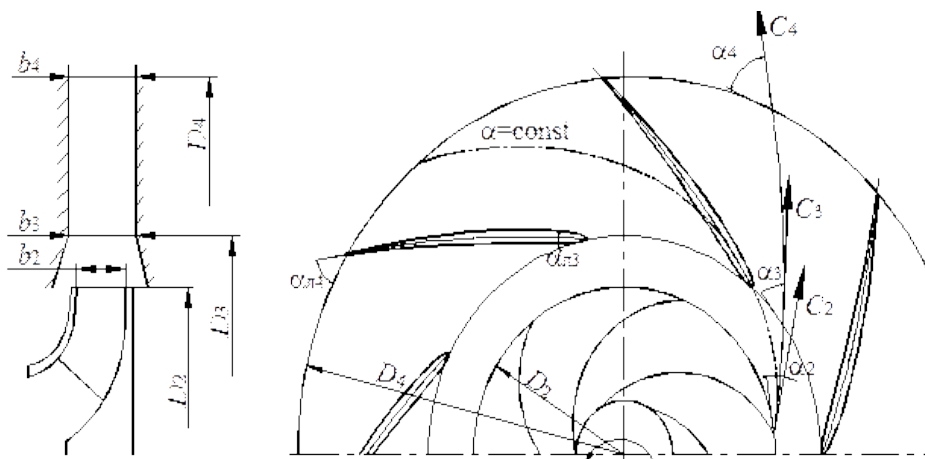


Рисунок 13.4 – Схема потоку в лопатковому дифузори

Застосування лопаток в дифузорі дозволяє при однаковому зниженні швидкості газу через збільшення радіуса, як і в БЛД, додатково знизити швидкість внаслідок примусового повороту потоку в радіальному напрямку. В результаті цього ЛД дозволяє стиснути газ при менших радіальних розмірах і на більш короткому шляху газу в межах дифузора.

Значного поширення набули однорядні одноярусні лопаткові решітки ЛД, утворені або пластинами, або аеродинамічними профілями (рисунок 13.5). Застосування двоярусних і дворядних решіток профілів ЛД сприяє поліпшенню умов обтікання початкової ділянки решітки, що приводить до збільшення ефективності і розширення зони роботи дифузора.

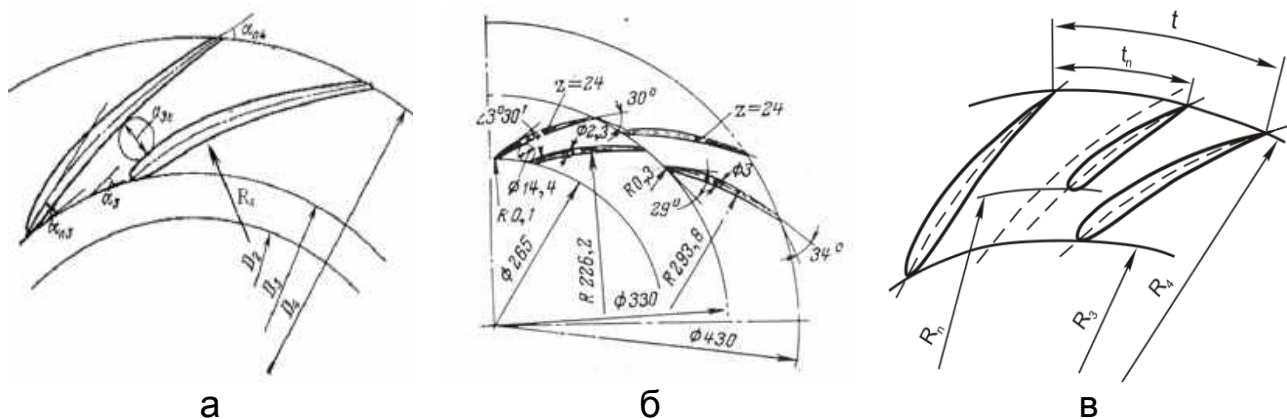


Рисунок 13.5 – Схеми решіток лопаткових дифузорів:
а – однорядна, одноярусна; б – дворядна; в – двоярусна

Доцільність застосування лопаткового або безлопаткового дифузора в ступені ВЦН визначається багатьма факторами: величиною кута α_2 , умовами роботи компресора, вимогами технічного завдання до габаритів ВЦН і його надійності.

БЛД зазвичай рекомендують застосовувати при значеннях кутів $\alpha_2 \geq 20$ град. В інших випадках для зниження втрат тертя необхідно застосовувати ЛД, які дозволяють при менших радіальних розмірах отримати більше уповільнення потоку.

Тому вибір типу дифузора визначається кутом α_2 :

- $\alpha_2 \geq 20 \dots 25$ град – БЛД;
- $\alpha_2 < 20 \dots 25$ град – ЛД.

При експлуатації відцентрового нагнітача в широкому діапазоні робочих режимів більш обґрунтованим є застосування ступенів з БЛД, оскільки вони мають більш пологою характеристику, тобто забезпечується більш пологий характер кривих напору і ККД залежно від витрати, тобто ККД БЛД

мало змінюється зі зміненням режиму роботи ВЦН, що є дуже важливим для відцентрових нагнітачів, які часто працюють на режимах, що відрізняються від розрахункового. Оскільки лопаткова решітка ЛД є більш чутливою до змінення умов перебігу потоку при змінненні витрати, характеристики ступенів з ЛД зазвичай вужче, ніж з БЛД.

У разі якщо відцентровий нагнітач працює у вузькому діапазоні за витратою, тобто поблизу розрахункової точки (точки максимального ККД), то застосування ступенів з ЛД є кращим, оскільки ККД у цьому випадку буде вище на 2...4 %, ніж при використанні БЛД.

Переваги БЛД:

- надійність, простота і дешевизна конструкції;
- забезпечує меншу динамічну дію на РК;
- полого характеристика;
- широкий діапазон робочих режимів.

Основний недолік БЛД: великі габаритні розміри (згідно з законом вільного вихору $\frac{C_3}{C_4} = \frac{D_4}{D_3}$).

Переваги ЛД:

- висока напірність ступеня з ЛД;
- рівномірність поля параметрів потоку на виході з ЛД;
- невеликі габаритні розміри $\left(\frac{D_4}{D_3} \approx 1.2 \dots 1.4 \right)$.

Недоліки ЛД:

- складна форма проточної частини, треба профілювати лопатки;
- погіршується характеристика на нерозрахункових режимах роботи;
- при малих α_2 можливе запирання ЛД.

13.2 Вихідна система нагнітача

Зворотний направляючий апарат проміжного ступеня ВЦН складається з вісесиметричного поворотного коліна (перерізів 4 і 5), лопаткової решітки, частіше однорядної і одноярусної, з лопатками або постійної товщини, або утворених аеродинамічними профілями (перерізи 5 і 6) і вісесиметричного вихідного кільцевого коліна (перерізи 6 і 0'). Графічне порівняння двох типів ЗНА подано на рисунку 13.6.

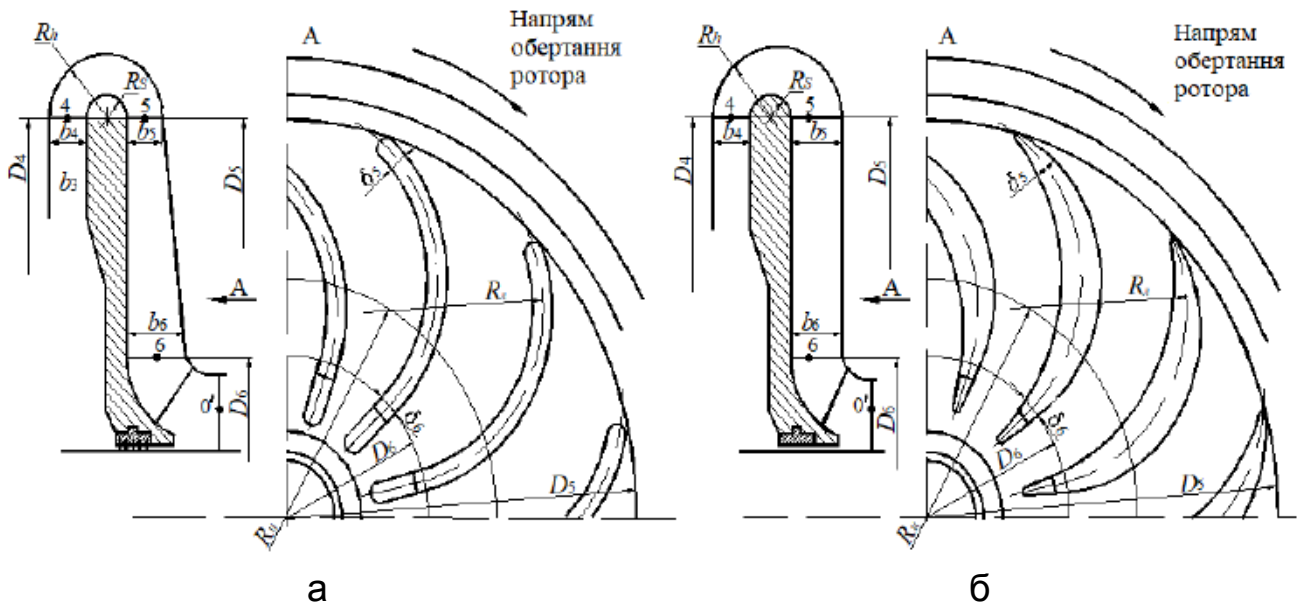


Рисунок 13.6 – Конструктивні співвідношення зворотного направляючого апарата і поворотного коліна:
 а – ЗНА з лопатками постійної товщини;
 б – ЗНА з лопатками змінної товщини

Призначення поворотного коліна – для змінення напрямку газу в меридіональній площині на 180° для плавного його підведення до зворотного направляючого апарата. Поворотне коліно найчастіше являє собою безлопатковий кільцевий канал.

ЗНА в стаціонарних багатоступінчастих компресорах призначено для розвороту газу в радіальній площині після поворотного коліна і підведення з найменшими втратами потоку газу до входу в наступний ступінь з наданням йому осевого напрямку. Тому закрутка потоку на виході з ЗНА має дорівнювати нулю: $C_{u6} = 0$, для чого кут установлення лопаток в перерізі 6-6 $\alpha_{n6} \approx \alpha_6 = 90^\circ$.

За дифузором останнього ступеня ВЦН розташовується **вихідний пристрій**: або кільцева збірна камера, або спіральна камера (равлик) для підведення газу в трубопровід з найменшими втратами.

Вихідні пристрої призначено для збирання газу на виході зі ступеня й відведення його в нагнітальний патрубок до споживача. Вихідні пристрої виконуються у вигляді равликів і збірних камер.

Равлик являє собою спіралеподібний канал зі змінним за кутом розвороту радіусом зовнішньої або внутрішньої поверхні.

За розташуванням прохідного перерізу відносно осі симетрії каналу в меридіональній площині вони поділяються на симетричні (рисунок 13.7) і несиметричні (рисунок 13.8). Застосовуються такі форми прохідного перерізу равліків: круглі, грушеподібні, трапецієподібні і прямокутні (див. рисунок 13.7).

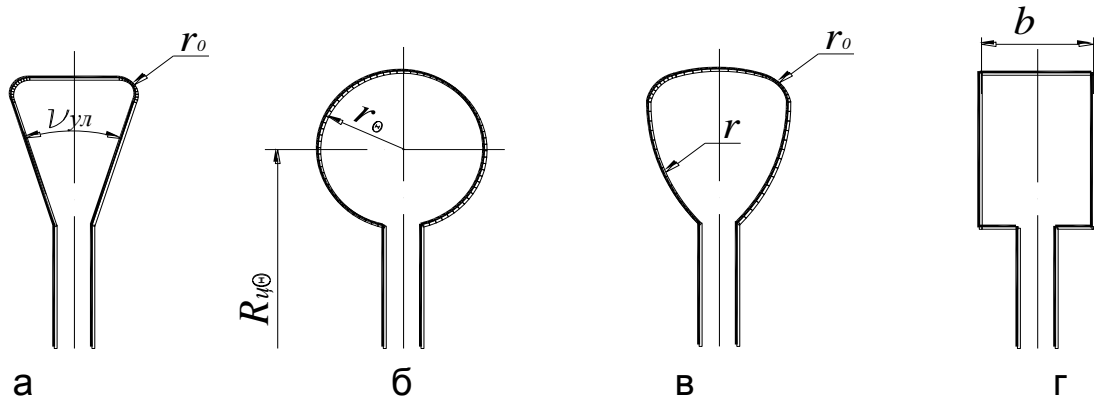


Рисунок 13.7 – Симетричні форми равліків:
а – трапецієподібна; б – кругла; в – грушеподібна; г – прямокутна

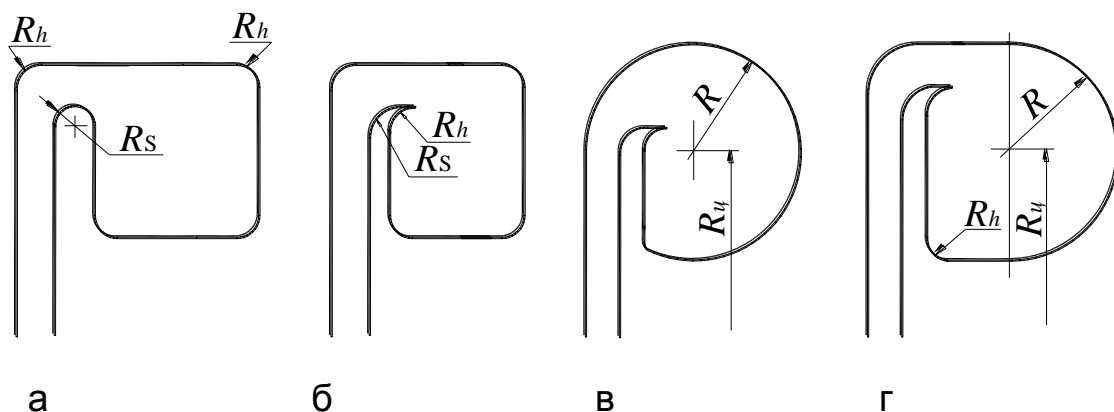


Рисунок 13.8 – Несиметричні форми равліків:
а – квадратна; б – прямокутна; в – кругла; г – комбінована

Симетричні равліки мають змінний за кутом розвороту зовнішній радіус, а несиметричні – внутрішній.

Основні терміни та поняття: дифузор, безлопатковий дифузор, траєкторія руху частинок газу в безлопатковому дифузори, лопатковий дифузор, щілинний дифузор, зворотний направляючий апарат, поворотне коліно, вихідний пристрій, равлік.

Контрольні запитання

1. Яке призначення дифузора?
2. Назвіть види дифузорів відцентрових нагнітачів, їх переваги та недоліки.
3. Яка траєкторія руху газу в безлопатковому дифузорі?
3. Назвіть типи решіток лопаткових дифузорів.
4. Яке призначення вихідних пристроїв відцентрових нагнітачів?

Література

1. Барышева, Е. С. Проектирование ступени центробежного нагнетателя : учеб. пособие / Е. С. Барышева, К. В. Фесенко. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2012. – 56 с. (URL: https://library.khai.edu/library/fulltexts/metod/Barishev_Proektirovanie.pdf).
2. Буслик, Л. Н. Газотурбинные установки для энергетики и транспорта газа. Устройство и системы : учеб. пособие / Л. Н. Буслик. – Харьков : ИПП «Контраст», 2013. – 152 с. (URL: https://library.khai.edu/library/fulltexts/metod/Buslik_Gazoterbinnie_Ustanobki.pdf).
3. Волов, А. Г. Оборудование газоперекачивающих агрегатов и энергетических установок : справ. пособие / А. Г. Волов, И. Ф. Кравченко, К. В. Фесенко. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2008. – 65 с. (URL: <https://library.khai.edu/library/fulltexts/m2008/Oborudovanie%20gazoperekachivajuschih%20agregatov%20i%20energeticheskikh%20ustanovok.pdf>).
4. Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / А. П. Мороз, И. И. Мальцуров, К. Г. Арустамов и др. – М. : Недра, 1979. – 229 с.

Лекція № 14 Характеристики нагнітачів природного газу

План

14.1 Характеристики нагнітачів, їх визначення і види.

14.2 Комплекс зведення.

14.1 Характеристики нагнітачів, їх визначення і види

Характеристика нагнітача – це залежність потужності, ступеня стиснення (або π_k^*) і ККД від об'ємної витрати, зведеної об'ємної витрати Q або умовного коефіцієнта витрати.

Характеристика дозволяє аналізувати **розташування робочої точки, границі стійкості**, області робочих режимів, зони максимальних ККД.

Для ВЦН важливою характеристикою є пологість ККД залежно від витрати газу.

Такі характеристики можна отримати з достатньою точністю при випробуваннях на повітрі. Потім вони перераховуються на необхідне робоче тіло. Якщо π_k^* є великим, то всі вимоги теорії подібності виконати складно.

При проведенні випробувань на повітрі, базуючись на рівності чисел Маха:

- номінальна частота обертання

$$n_{\text{п}} = n_{\text{г}} \sqrt{\frac{k_{\text{п}} z_{\text{п}} R_{\text{п}} T_{\text{п}}}{k_{\text{г}} z_{\text{г}} R_{\text{г}} T_{\text{г}}}}; \quad (14.1)$$

де індекси «п» і «г» означають відповідно повітря і газ;

- номінальна об'ємна витрата

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{г}} \sqrt{\frac{k_{\text{п}} z_{\text{п}} R_{\text{п}} T_{\text{п}}}{k_{\text{г}} z_{\text{г}} R_{\text{г}} T_{\text{г}}}}; \quad (14.2)$$

- внутрішня потужність, що споживається нагнітачем,

$$N_{\text{п}} = N_{\text{г}} \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{г}}}. \quad (14.3)$$

Характеристика знімається уздовж лінії $n = \text{const}$, потужність змінюють за допомогою дроселя. За результатами випробувань будується залежність π_k^* , ККД і внутрішньої споживаної потужності N_i від об'ємної витрати.

Ізоентропичний ККД визначають за формулою

$$\eta_s^* = \frac{H_s}{H} = \frac{T_1^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_2^* - T_1^*} = \frac{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{T_2^*/T_1^* - 1}, \quad (14.4)$$

де T_1^* і T_2^* , К, – температура на вході і на виході.

Політропичний ККД визначають за формулою

$$\eta_n^* = \frac{k-1}{k} \frac{\lg(P_2^*/P_1^*)}{\lg(T_2^*/T_1^*)}. \quad (14.5)$$

Під час експлуатації ВЦН найчастіше використовуються **універсальні** або **зведені характеристики**.

Універсальні характеристики справедливі для будь-якого робочого тіла, якщо знати його фізичні константи. Приклад універсальної характеристики нагнітача Н-16-76, справедливої для газу с константами: $R = 508,2 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $k = 1,31$; $z = 0,9$, подано на рисунку 14.1. Температура газу на вході $T_1 = 288 \text{ К}$.

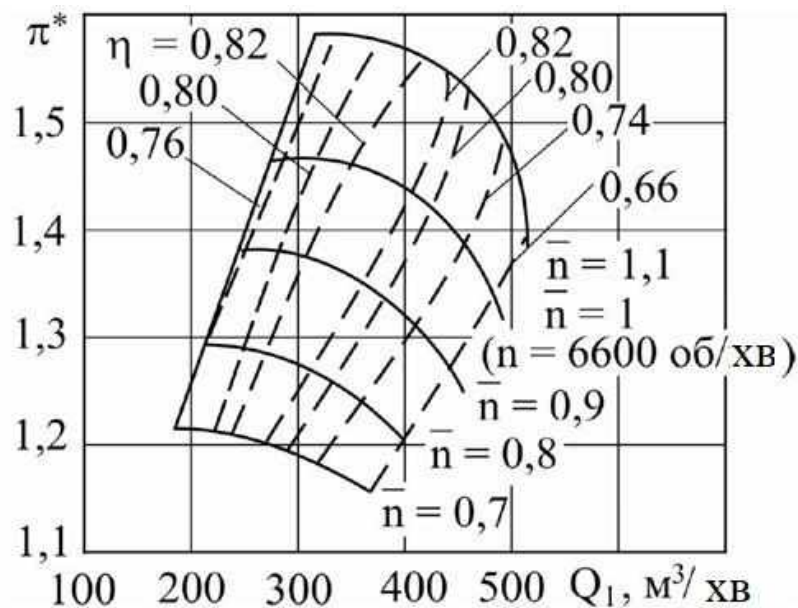


Рисунок 14.1 – Універсальна характеристика нагнітача Н-16-76

У зведеній характеристиці нагнітача горизонтальна вісь – зведена об'ємна продуктивність $Q_{\text{НВ}}$ або зведена комерційна продуктивність $(Q_{\text{к}})_{\text{НВ}}$, по вертикальній осі – π^* , ККД політропічний і потужність у форматі (N_i/ρ_0) . Характеристика справедлива для певних умов.

Приклад (рисунок 14.2): характеристика нагнітача Н-300-1,23. Умови: $R_{\text{НВ}} = 490,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $z_{\text{НВ}} = 0.91$; $T_{1\text{НВ}} = 288 \text{ К}$; $n_0 = 6150 \text{ об/хв}$.

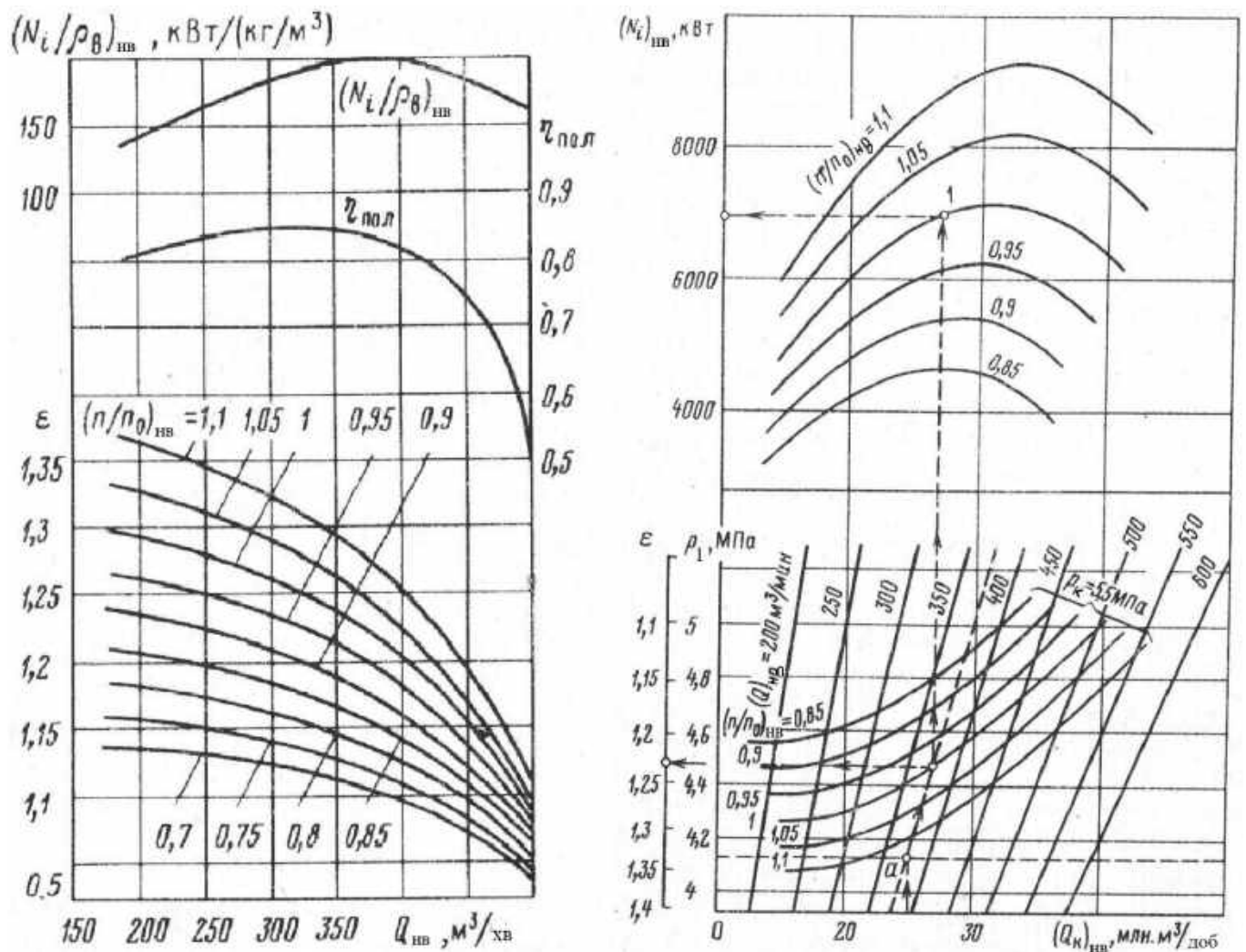


Рисунок 14.2 – Зведені характеристики нагнітача Н-300-1,23

Найбільшого поширення набуло використання саме зведених характеристик. Для диспетчерської служби зручними є саме характеристики, побудовані залежно від комерційної продуктивності.

14.2 Комплекс зведення

Розглянемо використання комплексного зведення на прикладі зведеної характеристики нагнітача Н-300-1,23 залежно від комерційної продуктивності.

Під комерційною продуктивністю розуміють його об'ємні витрати, зведені до нормальних умов:

$$Q_k = \frac{G}{\rho_n} = \frac{GRT_n}{p_n} = \frac{GR_n T_n}{\Delta p_n}, \quad (14.6)$$

де G – масова витрата газу; ρ_n – густина газу за нормальних умов; $\Delta = p_r / p_n$ – відношення густини газу до повітря.

Об'ємна продуктивність на вході у нагнітач та комерційна продуктивність пов'язані співвідношенням

$$Q_1 \rho_1 = \frac{Q_k \rho_n}{60 \cdot 24}, \quad (14.7)$$

де Q_1 , м³/хв, – об'ємна продуктивність на вході у нагнітач; ρ_1 , кг/м³, – густина газу на вході; 60 і 24 – коефіцієнти перерахунку часу.

Ці характеристики будують залежно від з'єднання нагнітачів із зазначенням тиску газу на вході та виході зазвичай для останнього у групі нагнітача (див. рисунок 14.2).

Розрахунок режимів роботи виконують у такій послідовності: обчислюють зведену відносну частоту обертання

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{нв} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{z_{нв} T_{1нв} R_{нв}}{z T_1 R}}, \quad (14.8)$$

потім визначають зведену комерційну витрату газу

$$(Q_k)_{нв} = Q_k \sqrt{\frac{z T_1 R}{z_{нв} T_{1нв} R_{нв}}}. \quad (14.9)$$

За відомим вхідним тиском p_1 і знайденим значенням $(Q_k)_{нв}$ визначають вихідну точку відліку «а». Від цієї точки піднімаємось по лінії зведеної про-

дуктивності до перетину з необхідною лінією $\left(\frac{n}{n_0}\right)_{нв}$. За шкалою визначають відповідний ступінь стиснення, а переходячи у верхню частину графіків рисунка 14.2 на перетині з потрібною лінією $\left(\frac{n}{n_0}\right)_{нв}$, визначають зведену внутрішню потужність $(N_i)_{нв}$.

Фактична потужність нагнітача N_i визначається співвідношенням

$$N_i = (N_i)_{нв} \frac{p_1}{p_k} \sqrt{\frac{z T_1 R}{z_{нв} T_{1нв} R_{нв}}}, \quad (14.10)$$

де p_1 – тиск газу на вході в нагнітач; p_k – номінальний тиск газу на виході (5,5 або 7,5 МПа).

Для перерахунку характеристик нагнітача з проміжної частоти обертання застосовують такі формули:

$$Q_{пр} = Q \frac{n_0}{n}; \quad (14.11)$$

$$\left[\frac{N_i}{p_1}\right]_{пр} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \frac{N_i}{p_1}. \quad (14.12)$$

Необхідно пам'ятати, що при визначенні характеристик нагнітача треба враховувати сукупність всіх пристроїв, під'єднаних до нагнітача на вході та виході (характеристика мережі).

Основні терміни та поняття: характеристика нагнітача, універсальна характеристика нагнітача, зведена характеристика нагнітача.

Контрольні запитання

1. Дайте визначення характеристики нагнітача.
2. Назвіть види характеристик нагнітача.
3. Що таке безрозмірний комплекс зведеної об'ємної продуктивності?
4. Що таке безрозмірний комплекс зведеної комерційної продуктивності?
5. Що таке безрозмірний комплекс споживаної потужності?

Література

1. Буслик, Л. Н. Газотурбинные установки для энергетики и транспорта газа. Устройство и системы : учеб. пособие / Л. Н. Буслик. – Харьков : ИПП «Контраст», 2013. – 152 с. (URL: https://library.khai.edu/library/fulltexts/metod/Buslik_Gazoterbinnie_Ustanobki.pdf).

2. Поршаков, Б. П. Газотурбинные установки : учеб. для вузов / Б. П. Поршаков. – М. : Недра, 1992. – 238 с.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций : учеб. пособие. В 2 ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с.
2. Степанова, Г. С. Фазовые превращения углеводородных смесей газоконденсатных месторождений / Г. С. Степанова. – М. : Недра, 1974. – 224 с.
3. Язык, А. В. Системы и средства охлаждения природного газа / А. В. Язык. – М. : Недра, 1986. – 200 с.
4. Стрекалов, А. В. Определение основных физических свойств реальных газов / А. В. Стрекалов, Д. Н. Глумов // *Территория нефтегаз*. – 2010. – № 12. – С. 50 – 55.
5. Епифанова, В. И. Компрессорные и расширительные турбомашини радиального типа / В.И. Епифанова. – М. : МВТУ им. Баумана, 1996. – 650 с.
6. Зарянкин, А. Е. Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Е. Зарянкин, А. Н. Шерстюк. – М. : Машгиз, 1963. – 248 с.
7. Язык, А. В. Турбодетандеры в системах промысловой подготовки газа / А. В. Язык. – М : Недра, 1977. – 173 с.
8. Епифанова, В. И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры. / В. И. Епифанова. – М. : Машиностроение, 1974. – 446 с.
9. Волков, М. М. Справочник работника газовой промышленности / М. М. Волков, А. Л. Михеев, К. А. Конев. – 2-е изд., доп. и перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 279 с.
10. Степанец, А. А. Энергосберегающие турбодетандерные установки / А. А. Степанец. – М. : ООО «Недра-Бизнесцентр», 1999. – 258 с.
11. Сарапин, В. П. Совершенствование эксплуатационных характеристик турбодетандерных установок, работающих в системах транспорта природного газа: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.16 / Сарапин В. П. – Харьков, 2016. – 128 с.
12. Буслик, Л. Н. Газотурбинные установки для энергетики и транспорта газа. Устройство и системы : учеб. пособие / Л. Н. Буслик. – Харьков : ИПП «Контраст», 2013. – 152 с.
13. Барышева, Е. С. Проектирование ступени центробежного нагнетателя : учеб. пособие / Е. С. Барышева, К. В. Фесенко. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2012. – 56 с.

14. Волов, А. Г. Оборудование газоперекачивающих агрегатов и энергетических установок : справ. пособие / А. Г. Волов, И. Ф. Кравченко, К. В. Фесенко. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2008. – 65с.

15. Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / А. П. Мороз, И. И. Мальцуров, К. Г. Арустамов и др. – М. : Недра, 1979. – 229 с.

16. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services // American Petroleum Institute. 1220 street, Northwest Washington, API Std 617: 2002.

17. Поршаков, Б. П. Газотурбинные установки: учеб. для вузов / Б. П. Поршаков. – М. : Недра, 1992. – 238 с.

Навчальне видання

Шевченко Михайло Анатолійович

**ТУРБОДЕТАНДЕРИ, КОМПРЕСОРИ
І ОБЛАДНАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ**

Редактор Н. М. Сікульська

Зв. план, 2023

Підписано до видання 20.12.2023

Ум. друк. арк. 7,1. Обл.-вид. арк. 8. Електронний ресурс

Видавець і виготовлювач

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Видавничий центр «ХАІ»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного ресурсу видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001