

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**



**Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В.,
Гайдук С.В., Грудка Б.Г.**

**ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ
СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

**Навчальний посібник
до практичних занять
та самостійної роботи**

Одеса – 2018

Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В, Гайдук С.В., Грудка Б.Г.
Холодильні машини спеціального призначення: посібник до практичних занять та самостійної роботи. – Одеська національна академія харчових технологій, 2018 – 45 с.

Навчальний посібник призначено вивченню студентами дисципліни «Холодильні машини спеціального призначення», виконанню практичних завдань при самостійній роботі .

Навчальний посібник призначено для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування».

Рецензент: Дорошенко О.В., д.т.н., професор Одеської національної академії харчових технологій

Розглянуто та рекомендовано до видання на засіданні кафедри
кріогенної техніки
Протокол № __ від _____ 20__ р.

Завідувач кафедри

Симоненко Ю.М.

Розглянуто та рекомендовано до видання на засіданні Ради зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування».
Протокол № __ від _____ 20__ р.

Голова Ради

Хмельнюк М.Г.

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ КУРСУ	4
ТЕМА 1. ДІАГРАМА БЕНКЕ ЯК ХАРАКТЕРИСТИКА ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ДІЙСНОГО СЕРІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА	5
Теоретична частина	5
Практична частина	8
ТЕМА 2. КОМПЛЕКТАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ (ТЕПЛОВОГО НАСОСА) СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ СЕРІЙНИМ ОБЛАДНАННЯМ, ЩО ВИПУСКАЄТЬСЯ СВІТОВОЮ ПРОМИСЛОВІСТЮ	12
Теоретична частина	12
Практична частина	20
ТЕМА 3 СХЕМИ І ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН З ДІОКСИДОМ ВУГЛЕЦЮ В ЯКОСТІ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛІВ	23
Теоретична частина	23
Практична частина	27
ТЕМА 4. СУМІШІ РОБОЧИХ РЕЧОВИН ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ З СУМІШАМИ. ДІАГРАМА СТАНІВ «ЕНТАЛЬПІЯ-КОНЦЕНТРАЦІЯ» ДЛЯ ВОДОАМІАЧНОГО РОЗЧИНУ	28
Теоретична частина	28
Практична частина	36
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	45

ЗАВДАННЯ КУРСУ

«Холодильні машини спеціального призначення» є заключною дисципліною професійної підготовки студентів, яка створює базу для виконання магістерської кваліфікаційної роботи і безпосередньо для практичної діяльності випускників на виробництві.

Мета дисципліни – придбання студентами знань про сучасні холодильні машини, теплові насоси і робочі речовини для їх функціонування.

Курс «Холодильні машини спеціального призначення» є логічним продовженням курсів «Теоретичні основи холодильної техніки» і «Холодильні машини». В курсі студенти вивчають наступні теми:

1. Основні характеристики холодильних машин. Залежність їх від температури навколишнього середовища, температури охолоджуваного об'єкта, типу робочої речовини. Рівновага систем «компресор-конденсатор» і «компресор-випарник». Принцип підбору основного обладнання для машин.

2. Схеми і цикли холодильних машин з діоксидом вуглецю в якості робочої речовини.

3. Суміші робочих речовин холодильних машин, теорія сумішей, термодинамічні процеси із сумішами. Схеми і цикли машин, що працюють із сумішами. Вибір складу суміші.

4. Теплові насоси. Низькотемпературні джерела тепла для теплових насосів. Робочі речовини для теплових насосів. Сучасні тенденції розвитку теплових насосів в світі.

В результаті вивчення курсу студент повинен *вміти*:

1. Виконати вибір схеми, циклу і робочої речовини машини відповідно до технічного завдання;

2. Провести теплотехнічний розрахунок проекрованої машини;

3. Укомплектувати розглянуту машину сучасним холодильним обладнанням.

ТЕМА 1. ДІАГРАМА БЕНКЕ ЯК ХАРАКТЕРИСТИКА ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ДІЙСНОГО СЕРІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

Теоретична частина

Основні критерії для побудови діаграми Бенке.

Розглянемо вимоги, що пред'являються до робочих речовин, виконання яких забезпечить надійну і економну експлуатацію холодильного обладнання (найбільш важливо – компресора):

- **Тиск кипіння.** Бажаним є дотримання умови $p_o \geq 0,1 \text{ МПа}$, що дозволить уникнути підсосу повітря в машину при можливому короткочасному порушенні герметичності елементів або трубопроводів.

Діапазон $0,1 \text{ МПа} \leq p_o \leq 0,5 \dots 0,7 \text{ МПа}$ рекомендується, виходячи з практики експлуатації компресорів. Верхня межа визначається допустимим тиском в картері компресора ($p_o = p_{\text{кар}}$), пов'язаним з роботою оливнонасоса і всмоктувальних клапанів. Умова $p_o > 0,1 \text{ МПа}$ не є суворою вимогою;

- **тиск конденсації.** Для сучасного серійно випускаемого устаткування (компресорів і теплообмінних апаратів) максимальний тиск обмежений значенням $2,5 \text{ МПа}$, отже, $p_k < 2,5 \text{ МПа}$. При $p_k > 2,5 \text{ МПа}$ необхідно використовувати спеціальні типи компресорів і теплообмінного обладнання, адаптовані до умов роботи при підвищеному тиску;

- **різниця тисків** при одноступеневому стисненні становить $(p_k - p_o) < 1,6 \text{ МПа}$, що визначається умовами міцності механізму руху серійно випускаємих компресорів. Порушення цієї умови вимагає застосування спеціального типу компресорів;

- **відношення тисків** в одноступеневому компресорі $p_k / p_o \leq 7 \dots 8$ (в деяких випадках $p_k / p_o \leq 9 \dots 12$) визначається об'ємною і енергетичною ефективністю компресора. Якщо дотримання цієї умови неможливо, то слід змінити цикл холодильної машини.

У практиці сучасного холодильного (теплонасосного) машинобудування з'явилися конструкції компресорів, в тому числі і поршневих, в яких можливо реалізувати одноступеневе стиснення при $p_k / p_o \leq 20...22$, однак таке обладнання проводиться не всіма фірмами-виробниками.

- **температура нагнітання** в компресорі визначається якістю оливи, що застосовується в суміші з робочою речовиною. Вона не повинна перевищувати температуру коксування оливи. У практиці експлуатації сучасних компресорів $T_{наг} = 90...140\text{ }^{\circ}\text{C}$

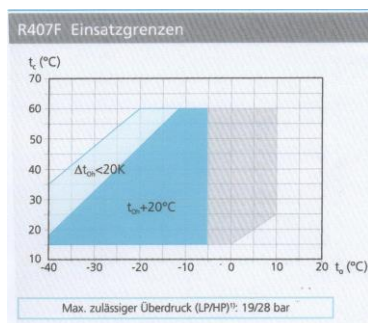
- **температура всмоктування** в компресорі передбачає наявність перегріву $\Delta T_{вс} = 5...20\text{ }^{\circ}\text{C}$ або може бути задана конкретним значенням. Температури всмоктування і нагнітання пов'язані $T_{наг} = f(T_{вс})$. Перегриви, які допускаються, визначає фірма-виробник.

- **Мінімальна різниця температур** $(T_k - T_o) = 10...15\text{ }^{\circ}\text{C}$ визначається умовами роботи приладів автоматики.

Таким чином, вибір робочої речовини передбачає наявність у інженера-проектувальника інформації про потенційне обладнання, що застосовується в проектуваній машині.

Перші чотири вимоги відносяться до холодильного (теплонасосного) обладнання, що випускається серійно. Якщо відповідно до технічного завдання машина повинна працювати з заданою робочою речовиною, а серійного компресора для нього немає, то все обладнання повинно бути спеціально спроектовано і замовлено фірмі-виробнику як спецзамовлення. Вочевидь, що вартість такого обладнання незрівнянно вище обладнання, що випускається серійно.

Графічною інтерпретацією вищеописаних обмежень є діаграма, запропонована К. Бенке ще в 1966 році, яка, однак, знайшла широке застосування в рекламній продукції фірм-виробників холодильних компресорів порівняно недавно. На рис.1 представлена діаграма Бенке для компресора марки HG56E фірми GEA Wock на різних робочих речовинах.



Neu designedes 6-Zylinder Gehäuse für höchste Effizienz und Laufruhe



Länge (cm)	Breite (cm)	Höhe (cm)
-12,5	0	+3,5

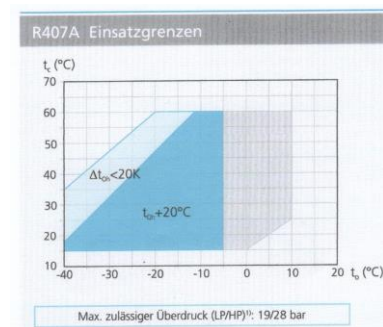
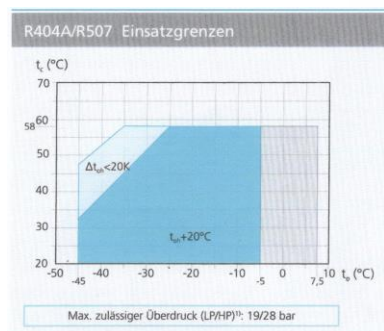
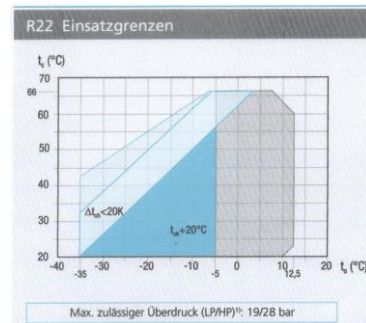


Рис.1. Характеристики працездатності серійного компресора на різних робочих речовинах

Практична частина

Завдання 1. Побудова діаграми Бенке

Діаграма побудована в координатах «температура конденсації – температура кипіння» ($T_K - T_o$).

Працездатна зона одноступеневого компресора конкретної конструкції, конкретної фірми-виробника для певної робочої речовини обмежена ламаною лінією **1EF3NM1** наступними умовами (рис.2):

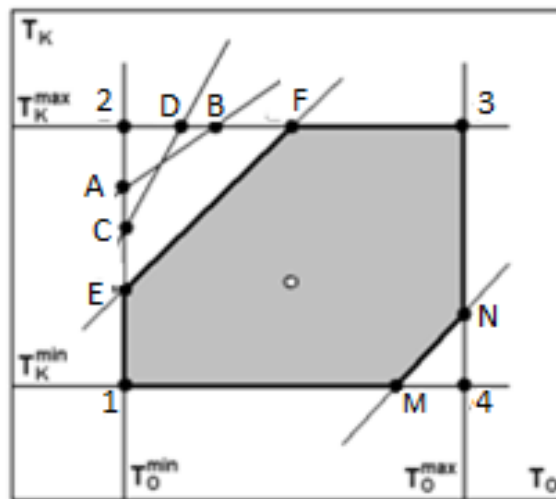


Рис.2.Схема побудови діаграми

Побудову діаграми роблять по відомим обмеженням:

1234 – температурні межі раціональної роботи компресора

$1(T_K^{\min}, T_o^{\min}), 2(T_K^{\max}, T_o^{\min}), 3(T_K^{\max}, T_o^{\max}), 4(T_K^{\min}, T_o^{\max})$

AB – обмеження по максимальній різниці тиску ($p_K - p_o = \max$);

CD – обмеження максимального ступеня стиснення ($p_K/p_o = \max$);

EF – обмеження максимальної температури нагнітання ($T_2 = \max$);

MN – обмеження мінімальної різниці температур ($T_K - T_o = \min$).

Температурні межі **1234** визначають по відомим обмеженням тисків кипіння і конденсації. Координати точок **A, B, C, D, E, F, M, N** відповідають конкретним обмеженням:

– Абсциси точок **A, C, E** – $T_o^{\min}(p_o^{\min})$, точки **N**–($T_o^{\max}(p_o^{\max})$)

– Ординати точок **D, F, B** – $T_K^{\max}(p_K^{\max})$, точки **M**–($T_K^{\min}(p_K^{\min})$)

– Ординати точок: **A** ($p_K^A = p_o^{\min} + (p_K - p_o)_{\max}; T_K^A = f(p_K^A)$);

C ($p_K^C = p_o^{\min} (p_K / p_o)_{\max}; T_K^C = f(p_K^C)$)

N ($T_K^N = T_o^{\max} + (T_K - T_o)_{\min}$)

E ($p_K^E, T_K^E = f(p_K^E)$) визначають при побудові циклу (рис.3.)

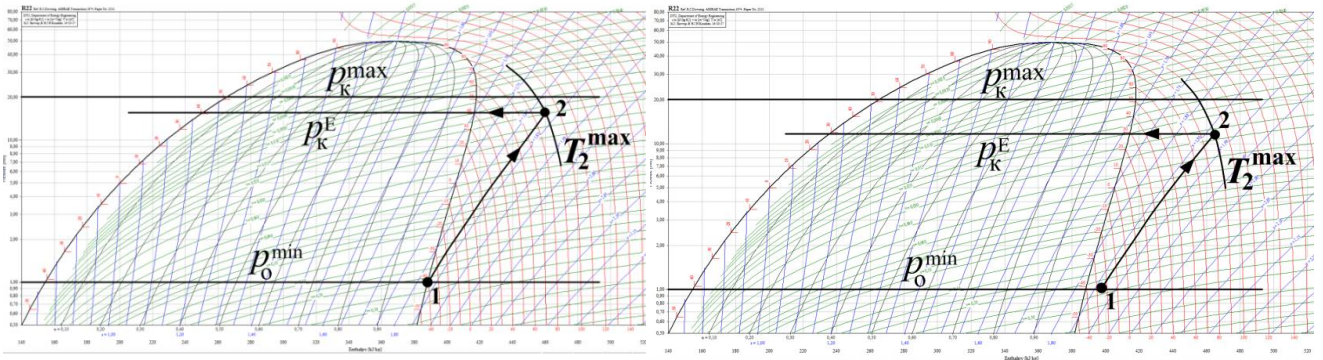


Рис.3. Визначення параметрів в точці **E** ($\Delta T_{\text{вс}} = 0, \Delta T_{\text{вс}} \neq 0$)

Абсциси точок: **B** ($p_o^B = p_K^{\max} - (p_K - p_o)_{\max}; T_o^B = f(p_o^B)$)

D ($p_o^D = p_K^{\max} / (p_K / p_o)_{\max}; T_o^D = f(p_o^D)$)

M ($T_o^M = T_o^{\max} - (T_K - T_o)_{\min}$)

F ($p_o^F, T_o^F = f(p_o^F)$) визначають при побудові циклу (рис.4)

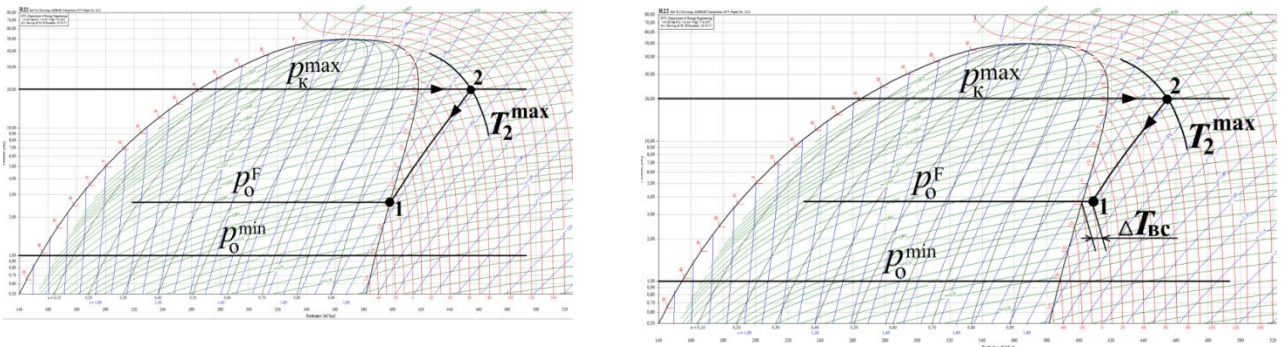


Рис.4. Визначення параметрів в точці **F** ($\Delta T_{\text{вс}} = 0, \Delta T_{\text{вс}} \neq 0$)

Будь-яка точка, що лежить в площині **1EF3NM1**, буде відповідати працездатному режиму функціонування холодильної машини (теплового насоса) на заданій робочій речовині.

Наведена на рис.2 схема носить узагальнений характер. Для дійсного компресора лінії обмежень можуть розташовуватися в іншому напрямку і під іншим кутом до осей. У деяких випадках обмеження можуть бути відсутні.

Таким чином, з усієї безлічі робочих речовин необхідно вибрати ту групу, яка задовольняла б умовам технічного проекту. Далі з цієї групи методом виключення з розглянутих вимог визначають одну робочу речовину, яке і буде використовуватися в проектованій холодильній машині (тепловому насосі).

Завдання 2. Визначення області працездатності серійного компресора

Умовою завдання є діаграма Бенке серійного компресора, наведена в каталозі фірми-виробника (рис.5)

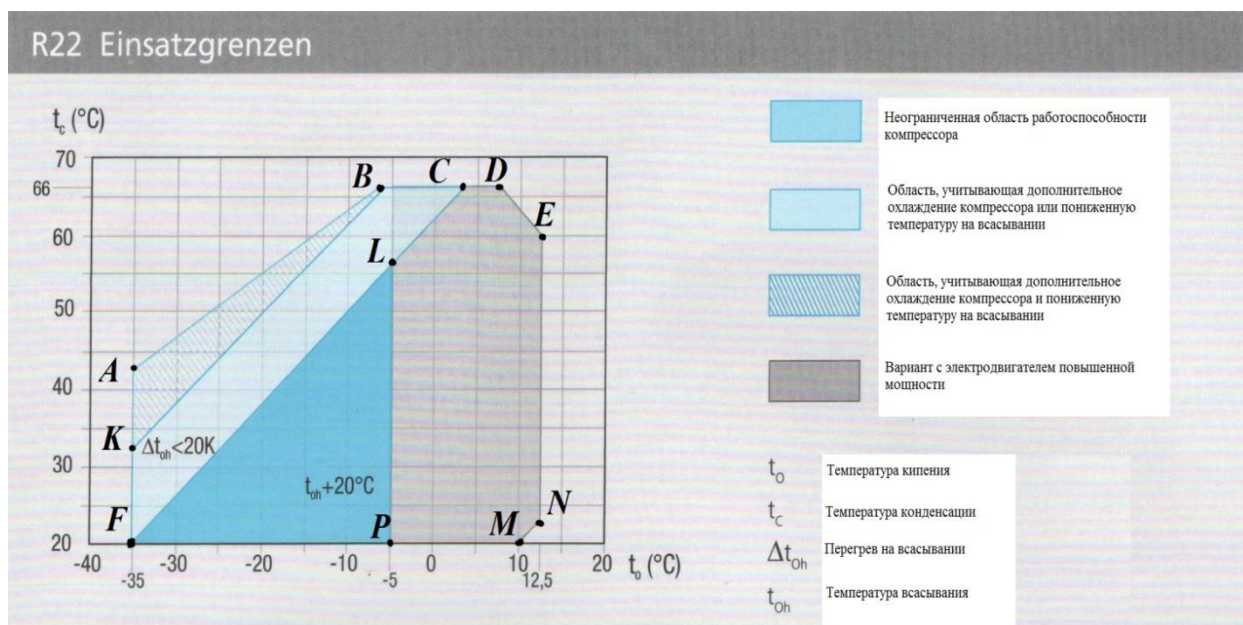


Рис.5. Зразок діаграми Бенке для серійного компресора

Завдання вирішується в порядку, зворотному рішенням першого завдання. Визначенню підлягають параметри в точках **A, B, C, D, E, F, K, L, V, N, P** (рис.5), що обмежують працездатність компресора ..

Результатом роботи є видача рекомендацій потенційному покупцеві холодильної машини спеціального призначення.

Робота виконується в аудиторії з продовженням в якості самостійної роботи. При цьому кожен студент отримує індивідуальне завдання з роздаткового матеріалу.

ТЕМА 2. КОМПЛЕКТАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ (ТЕПЛОВОГО НАСОСА) СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ СЕРІЙНИМ ОБЛАДНАННЯМ, ЩО ВИПУСКАЄТЬСЯ СВІТОВОЮ ПРОМИСЛОВІСТЮ

Теоретична частина

Численні показники холодильних машин і теплових насосів можуть бути описані за допомогою різних функцій. У більш вузькому поданні ці показники розуміють як зовнішні теплотехнічні характеристики.

Для теоретичних холодильних машин і теплових насосів зовнішні характеристики – це залежності холодопродуктивності Q_o , теплопродуктивності Q_{TH} , споживаної компресором потужності N_e і коефіцієнта перетворення COP від температур джерел тепла $T_{ОХЛ.ОБ.}$, $T_{НАГ.ОБ.}$, T_{CP} (охолоджуваного об'єкта ОХЛ.ОБ, навколишнього середовища СР, об'єкта, що нагрівається, НАГ.ОБ.).

Холодопродуктивність машини Q_o і споживана компресором потужність N_e є головними споживчими характеристиками, які наведені в каталогах фірм, що випускають холодильне обладнання.

Одноступенева холодильна машина являє собою комплекс конструктивних елементів (устаткування). Робота кожного елемента залежить від інших, і він сам впливає на інших (рис.6).

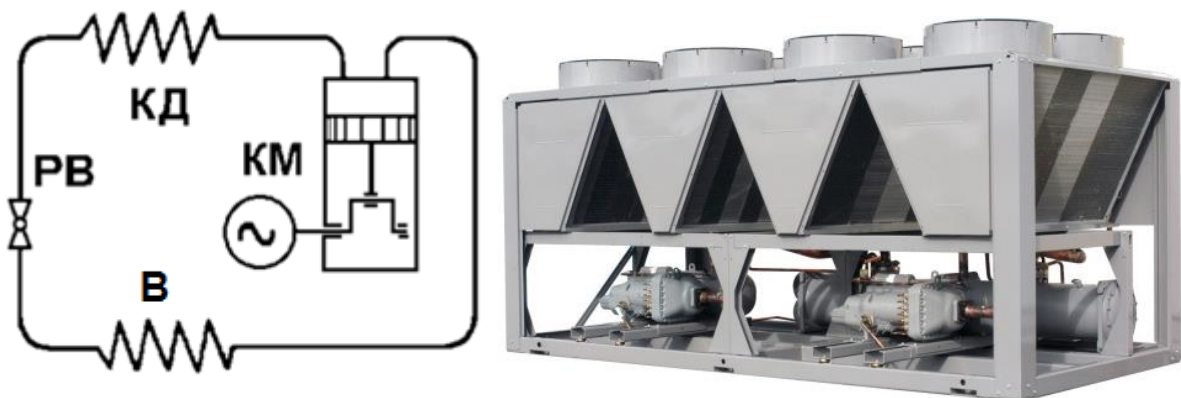


Рис. 6. Комплексна холодильна машина і її принципова схема

Всі елементи машини мають індивідуальні внутрішні характеристики, інформацію про які отримують розрахунковим або експериментальним шляхом. При об'єднанні в холодильну машину всі характеристики перестають бути незалежними і змінюються. Змінюються і параметри, в залежності від яких вони були визначені.

Неодмінні умови нормальної роботи холодильної машини – продуктивності компресора Q_O^K і випарника Q_O^B рівні, а продуктивність конденсатора Q_K – строго їм відповідає.

Однак температурний режим і холодопродуктивність машини змінюються навіть при постійній температурі в охолоджуваному об'єкті. Причиною є добові і річні коливання температури навколишнього середовища, характер процесу охолодження в об'єкті, нерівномірність завантаження об'єкта та ін. При цьому порушується відповідність між продуктивністю елементів машини, і для відновлення рівноваги необхідно регулювати режим роботи.

Комплектація машини спеціального призначення з окремих елементів обладнання різних фірм-виробників неможлива без спільного аналізу індивідуальних характеристик. Для вивчення аналізу характеристик елементів у складі повної холодильної машини їх представляють в графічній формі в одній системі координат. Точки перетину кривих є робочими точками, котрі характеризують рівновагу в роботі елементів.

Характеристика компресора описана відомим математичним виразом:

$$Q_O^K = V_h \lambda q_v = M_a q_o$$

При цьому $V_h = \text{const}$, $q_v = f(T_o, T_k)$, $\lambda = f(T_o, T_k)$ і $Q_O^K = f(T_o, T_k)$.

У графічному вигляді функцію Q_O^K зображують в системі координат $Q - T_o$ (рис.7).

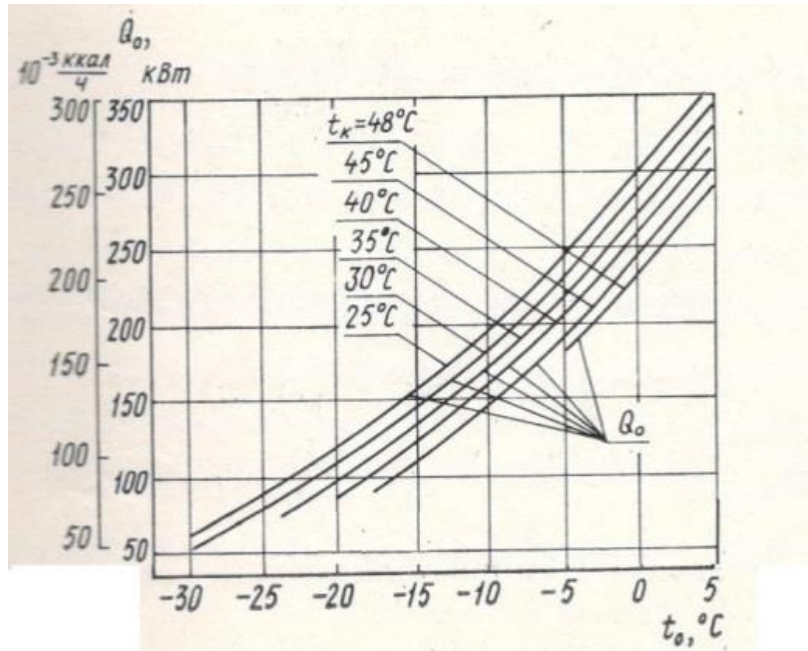


Рис.7. Холодопродуктивність в залежності від температури кипіння при різних температурах конденсації.

З ростом температури конденсації T_k росте тиск p_k , зменшуються q_v і λ . Таким чином при зростанні T_k і $T_o = \text{const}$ холодопродуктивність зменшується. Ефективна потужність компресора N_e представлена математичним виразом

$$N_e = \frac{V_h \lambda}{v_{ec}} w_a \eta_e = M_a w_a \eta_e$$

де w_a – питома адіабатне робота стиснення, η_e – ефективний ККД компресора. У графічному вигляді функція $N_e = f(T_o, T_k)$ має вигляд (рис.8)

У деяких випадках спостерігається режим максимальної потужності, а криві мають екстремум, відповідний умові $p_k / p_o \approx 3$.

Тепло, відведене в конденсаторі Q_k (теплопродуктивність теплового насоса Q_{TH}), виражається через холодопродуктивність Q_o^K і ефективну потужність N_e як

$$Q_k = Q_o^K + N_e = Q_o^K \frac{COP_{TH}}{COP_{XM}} = V_h \lambda q_v \frac{COP_{TH}}{COP_{XM}}$$

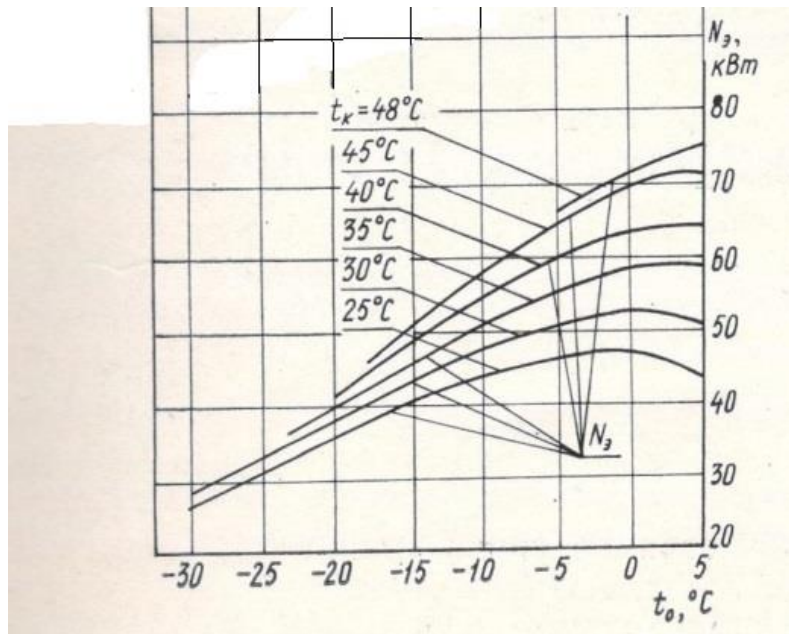


Рис.8. Ефективна потужність в залежності від температури кипіння при різних температурах конденсації

У графічному вигляді функцію Q_K представляють в залежності від температури конденсації T_K при фіксованих значеннях T_o (рис.9).

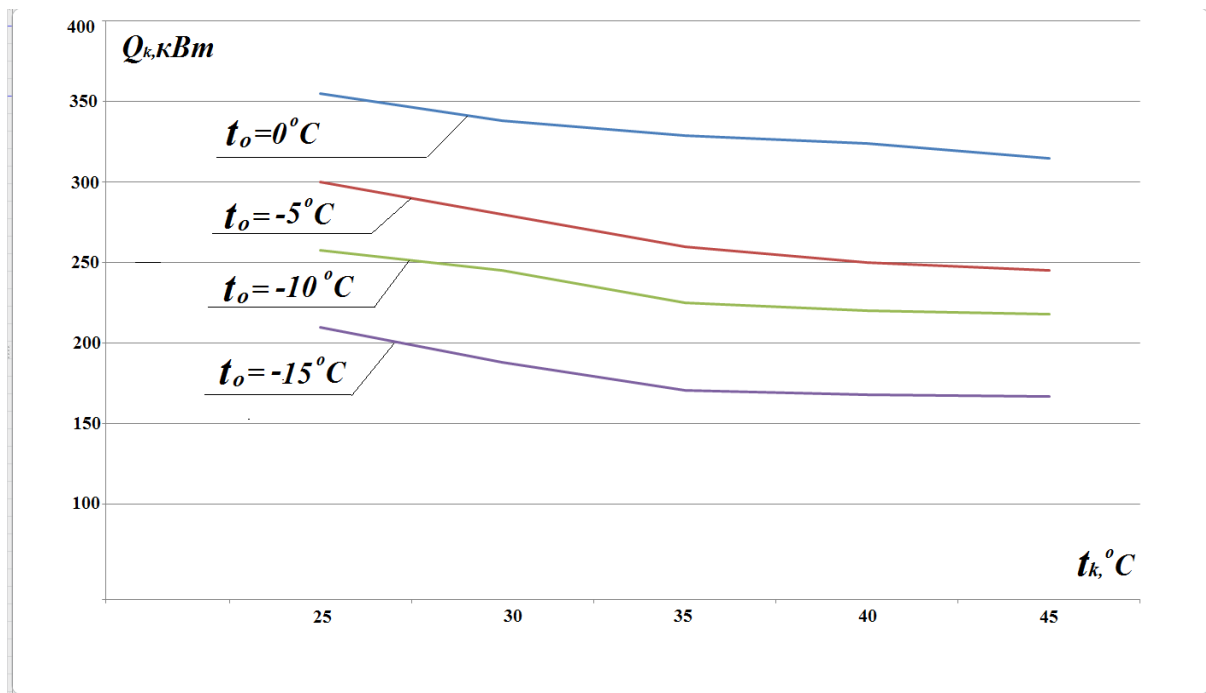


Рис.9. Теплове навантаження на конденсатор в залежності від температури конденсації при різних температурах кипіння

Характеристика випарника описана основним рівнянням теплопередавання:

$$Q_O^B = k_i F_i (T_{хнсп} - T_O) = k_i F_i \theta_m = q_i F_i,$$

де: індекс i вказує на розрахункову теплопередавальну поверхню.

У каталогах, як правило, приведена величина поверхні, що омивається холодоносієм.

У конкретної конструкції випарника при постійній швидкості холодоносія величину $k_i F_i$ (теплопрохідність) можна вважати постійною, тоді характеристика випарника в системі координат $Q - T_O$ зображена променем з початком на осі абсцис з координатою $T_{хнсп}$ під кутом α (рис.10.).

$$\operatorname{tg} \alpha = Q_O^B / \theta_m = (\mu_Q / \mu_T) k_i F_i,$$

де μ_Q, μ_T – відповідні масштаби.

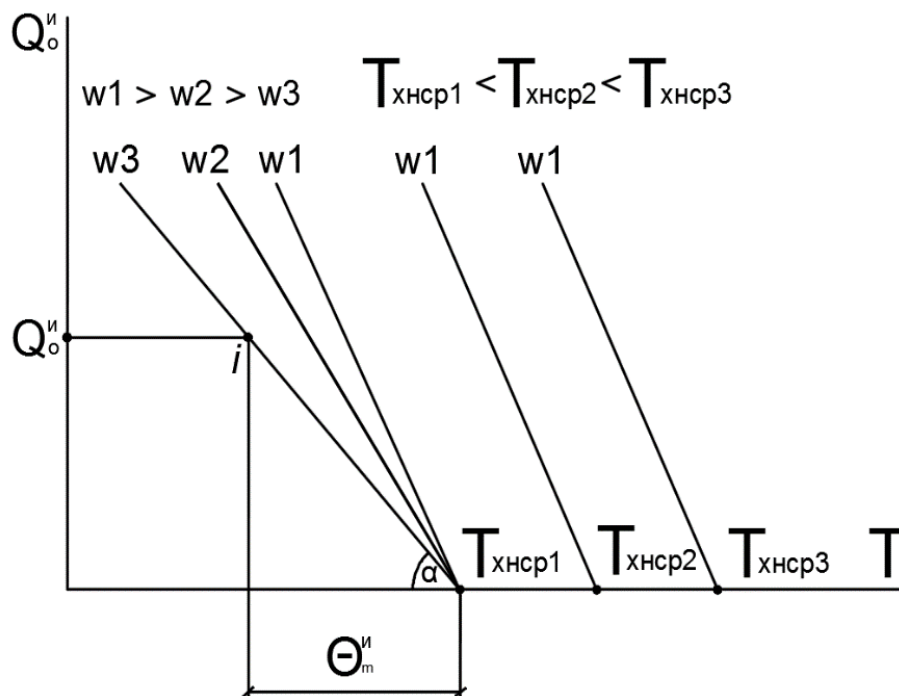


Рис. 10. Теплове навантаження на випарник в залежності від температурного напору

При збереженні постійної швидкості $w = \text{const}$ холодоносія і зміною його

температури $T_{хнсп} = var$ характеристика випарника представлена сімейством паралельних променів. При зміні швидкості $w = var$ і постійній температурі характеристика випарника є сімейством променів, що виходять з однієї точки, $tg\alpha = f(w)$

Характеристика конденсатора описана основним рівнянням теплопередавання

$$Q_K^{KOND} = k_i F_i (T_K - T_{тнсп}) = k_i F_i \theta_m = q_i F_i$$

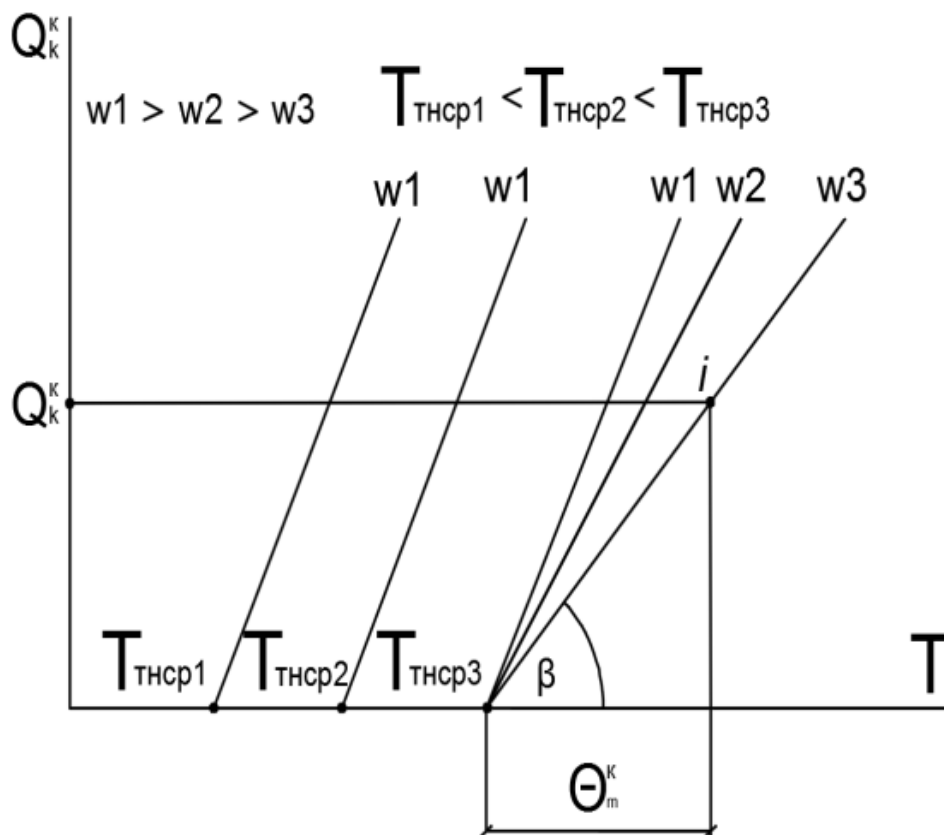


Рис. 11. Теплове навантаження на конденсатор в залежності від температурного напору

У конкретної конструкції конденсатора при постійній швидкості теплоносія величину $k_i F_i$ (теплопрохідність) можна вважати постійною, тоді характеристика конденсатора в системі координат $Q - T_K$ зображена променем з початком на осі абсцис з координатою $T_{тнсп}$ під кутом β (рис.11).

$$\operatorname{tg} \beta = Q_K^{\text{конд}} / \theta_m = (\mu_Q / \mu_T) k_i F_i,$$

де μ_Q, μ_T – відповідні масштаби

Наростання шару інею на випарнику або відкладання шару каменю на конденсаторі призводять до зменшення теплопрохідності апарату (рис.12), тангенси відповідних кутів зменшуються і промені змінюють свій нахил. При цьому ті ж теплові навантаження Q_O^B і $Q_K^{\text{конд}}$ можна відвести при більш низькій температурі кипіння T_O (рис.12) або при більш високій температурі конденсації T_K (Рис.12б).

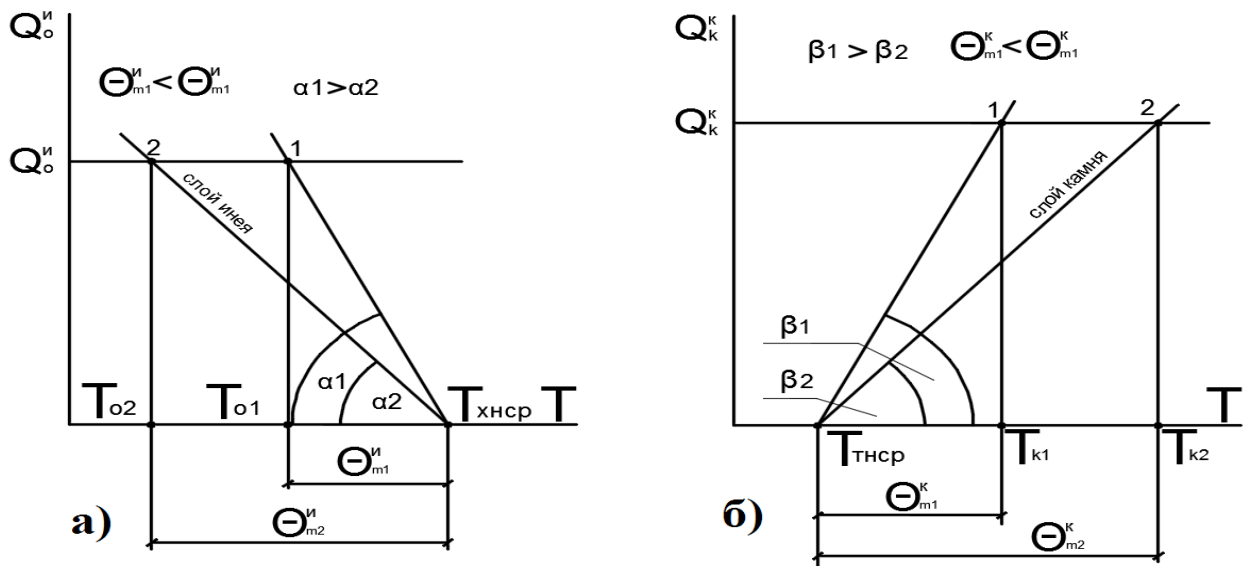


Рис.12. Характеристики теплообмінних апаратів з урахуванням забруднень:

а – відкладання інею на поверхні випарника

б – відкладання водяного каменю на поверхні конденсатора

Будь-які зміни температур T_O і T_K впливають на характеристики всіх елементів холодильної машини. Простежити цей вплив можна шляхом поєднання характеристик компресора і теплообмінних апаратів в одній системі координат.

Система «компресор-випарник» досягає рівноваги при рівності $Q_O^K = Q_O^B$ або

$$V_h \lambda q_v = k_i F_i \theta_m. \text{ Критерій рівноваги } P = \frac{k_i F_i \theta_m}{V_h \lambda q_v} = 1.$$

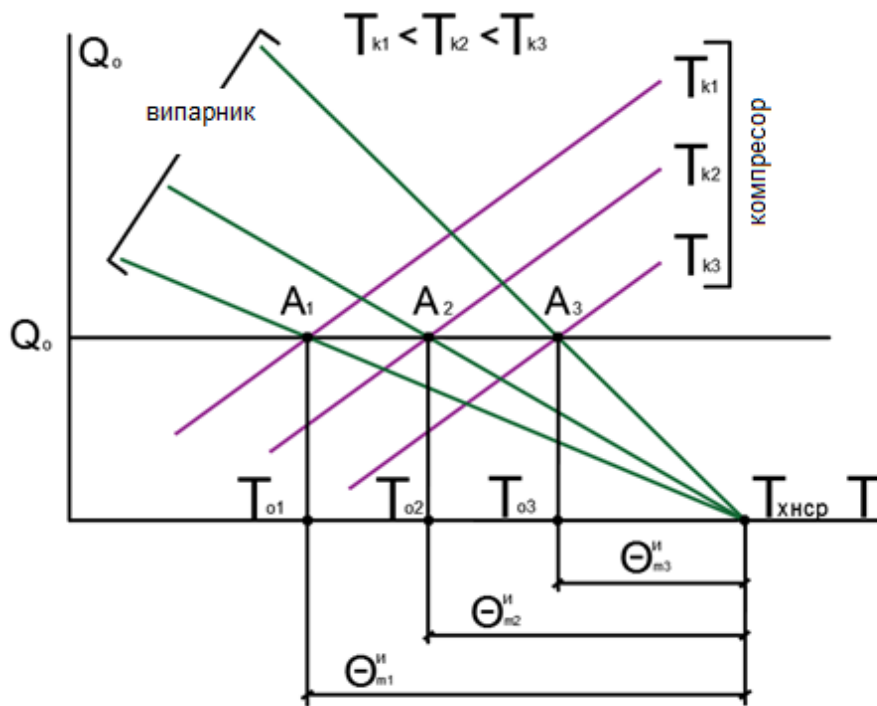


Рис. 13. Система рівноваги «компрессор-випарник»

Система «компрессор-конденсатор» досягає рівноваги при рівності $Q_K^K = Q_K^{KОНД}$ або $V_h \lambda q_v \frac{COP_{TH}}{COP_{XM}} = k_i F_i \theta_m$. Критерій рівноваги $P = \frac{k_i F_i \theta_m COP_{XM}}{V_h \lambda q_v COP_{TH}} = 1$

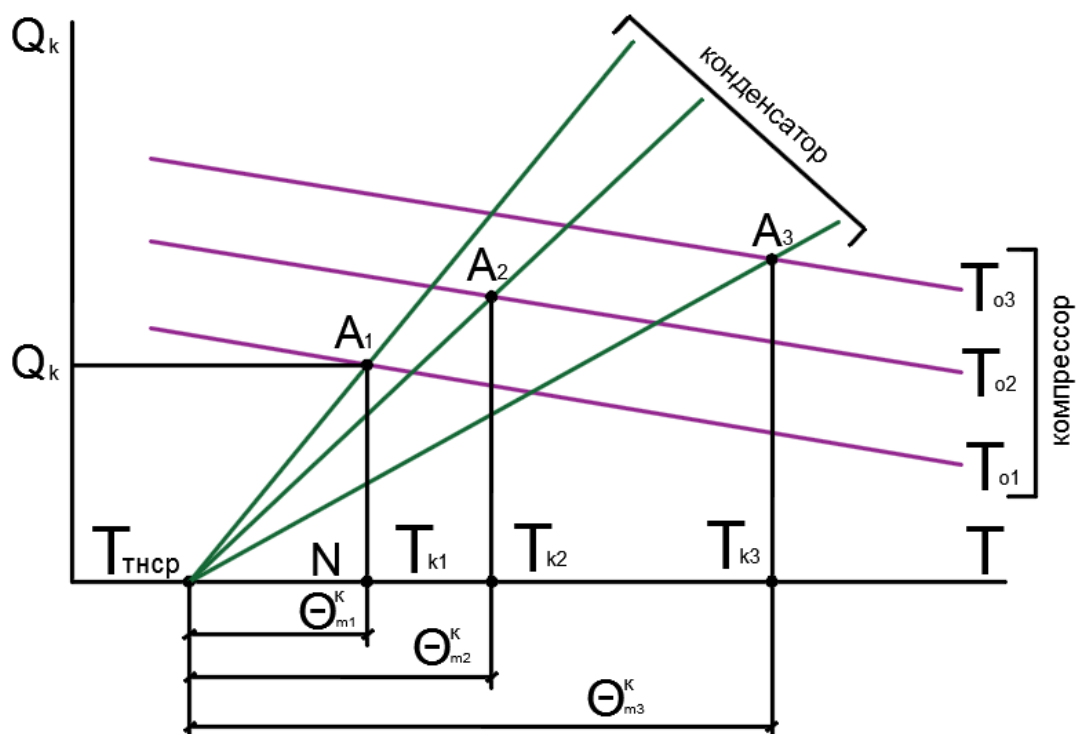


Рис. 14. Система рівноваги «компрессор-конденсатор»

Характеристики компресора і конденсатора в єдиній системі координат мають вигляд (рис.14)

Точки перетину характеристик А1, А2, А3 визначають рівновагу, за їх координатами підбирають конденсатор

Практична частина

Завдання вирішують на підставі вхідних даних: теплопритоки в охолоджуваній об'єкт Q_o , температура в охолоджуваному об'єкті і температура навколишнього середовища $T_{охл.об.}, T_{ср.}$. При цьому кожен студент отримує індивідуальне завдання з роздаткового матеріалу.

Завдання 1. Графічна побудова характеристик серійного компресора

Для побудови характеристик використовують дані серійного компресора, наведені в каталозі відповідної фірми-виробника (рис.15)

R22			Leistungsdaten											50 Hz	
Typ	Verfl. Temp. °C		Kälteleistung $\dot{Q}_o$ [W]								Leistungsaufnahme P_e [kW]				
			Verdampfungs­temperatur °C												
			12,5	10	7,5	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	
HG44e/475-4	30	Q	58200	53600	49100	45000	37500	30800	25100	20300	16100	12500	9390	6730	
		P	7,16	7,27	7,34	7,36	7,29	7,02	6,68	6,25	5,73	5,16	4,55	3,93	
HG44e/475-4 S	40	Q	52700	48300	44300	40500	33600	27400	22200	17800	14000	10700	7780	5280	
		P	9,17	9,15	9,08	8,97	8,66	8,19	7,63	6,99	6,29	5,54	4,78	4,02	
	50	Q	47000	43100	39300	35900	29600	24000	19300	15300	11800	8800			
		P	11,00	10,80	10,60	10,40	9,90	9,24	8,46	7,62	6,73	5,82			

Рис. 15. Каталог фірми-виробника (приклад)

У таблиці на рис.15 в якості зразка представлені характеристики: холодопродуктивність Q_o (Ват) і ефективна потужність компресора $N_e(P)$ (кВт)) в залежності від температури кипіння при трьох температурах конденсації. Для графічної побудови вибирають масштаби і роблять побудови трьох споживчих характеристик компресора $Q_o^K = f(T_o, T_k)$ $N_e = f(T_o, T_k)$ $Q_o^K = f(T_o, T_k)$ (Рис.16,17,18).

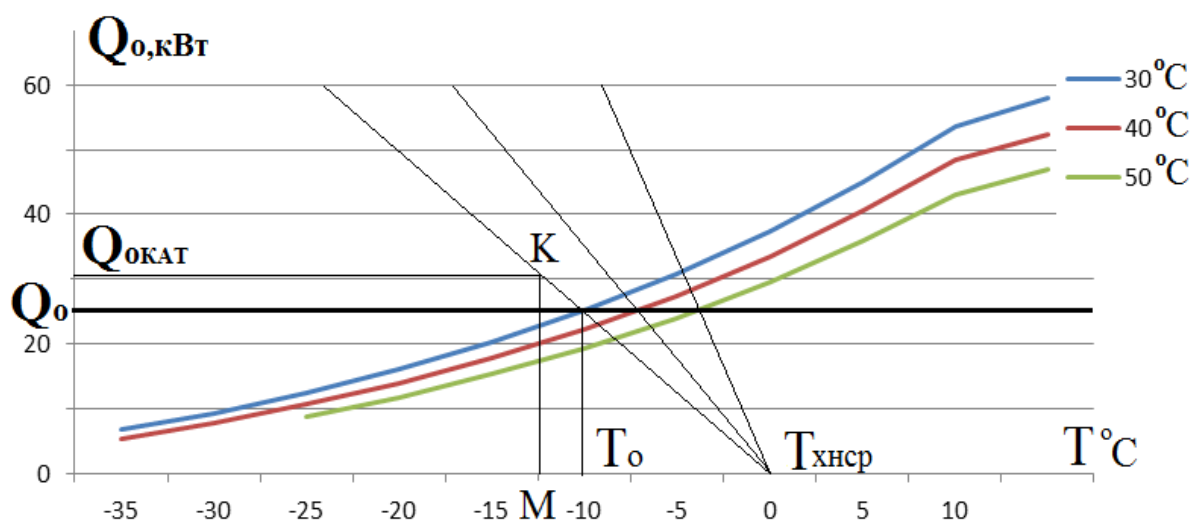


Рис.16. Побудова характеристики комплексу «компресор-випарник»

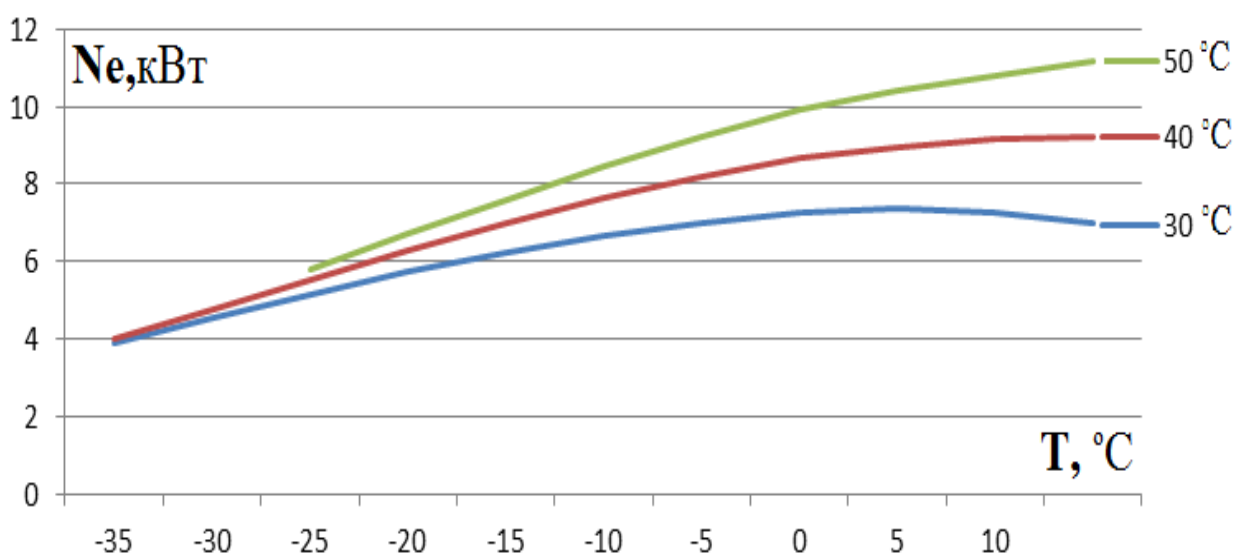


Рис.17. Побудова характеристики компресора $N_e = f(T_o, T_k)$

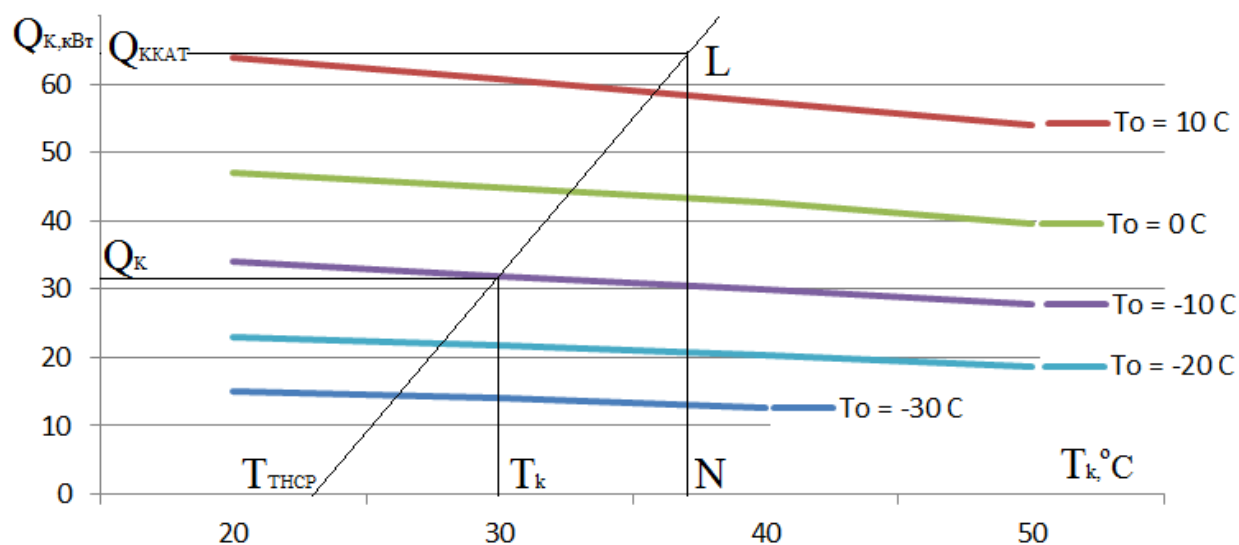


Рис.18. Побудова характеристики комплексу «компресор-конденсатор»

Завдання 2. Графічна побудова характеристик випарника і конденсатора

За вхідними даними холодопродуктивності, температури в охолоджуваному об'єкті і температури навколишнього середовища вибирають типи теплообмінних апаратів і температурні напори в них. На графік (рис.16) наносять два параметра Q_0 і $T_{хнсп}$. Промені А1, А2, А3 відповідають характеристиці випарника, а точки А – умова рівноваги системи при різних температурах конденсації. Точки А на графіку (рис.18) мають ті ж параметри і відповідне теплове навантаження. Промінь, проведений з точки з координатою $T_{хнсп}$ через точку А представляє характеристику конденсатора.

Завдання 3. Підбір теплообмінних апаратів з каталогів фірм-виробників.

На підставі попереднього вибору типу випарника і конденсатора з відповідних каталогів фірм-виробників визначають температурні напори $\theta_{мКАТ}$. Їх величини наносять на відповідні графіки, зберігаючи координати точок $T_{хнсп}$ і $T_{тнсп}$. З отриманих точок М і N відновлюють перпендикуляри до перетину з промінем – характеристикою апарату. Координати точок К і L відповідають серійним моделям обраних апаратів. Рішення завдання представлено на рис.16 і 18.

Робота виконується в аудиторії з продовженням в якості самостійної роботи.

Практичне виконання може бути як в ручному варіанті на міліметровці, так і комп'ютерною версією.

Результатом роботи є: отримання початкових даних про холодильне обладнання, що комплектує проектувану машину спеціального призначення, його масогабаритні, вартісні і експлуатаційні характеристики.

ТЕМА 3. СХЕМИ І ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН З ДІОКСИДОМ ВУГЛЕЦЮ В ЯКОСТІ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛІВ

Теоретична частина

Властивості CO₂ (R744) повинні бути позначені в порівнянні з існуючими альтернативами:

- велика об'ємна продуктивність і пов'язані з цим зменшені масогабаритні характеристики елементів машини;
- низька критична температура дозволяє працювати в надкритичній області без фазового переходу;
- коефіцієнт тепловіддавання на 60 ... 70% вище інших робочих речовин;
- низька вартість;
- добре відомі термодинамічні властивості;
- не вступає в реакцію з металами;
- добре розчиняється з поліетерною оливою;
- потенціал руйнування озонового шару ODP = 0
- потенціалу глобального потепління GWP = 1
- не горить.

Холодильні машини з діоксидом вуглецю працюють за одноступеневими, двоступеневими, каскадним циклом в надкритичній і двофазній областях.

Одноступеневі холодильні машини

Холодильні машини з надкритичним циклом використовують як середньо температурні. Працюють ефективно, якщо температура навколишнього середовища стабільна і вище критичної температури CO₂. При високій температурі кінця стиснення використовують додаткове охолодження компресора. При таких умовах можна використовувати компресори в теплових

насосах або утилізувати тепло перегріву.

Одноступеневі машини з надкритичним циклом працюють в транспортних системах кондиціонування повітря.

Двоступеневі холодильні машини

Машини використовують в супермаркетах для досягнення двох рівнів температур. Компресор нижнього ступеню працює як бустер з низьким ступенем стиснення, компресор верхнього ступеню – як звичайний одноступеневий компресор.

Каскадні установки

У каскадних установках R744 використовують як у верхньому, так і в нижньому каскаді. При використанні R744 в верхньому каскаді можна створювати низькотемпературні машини з вуглеводнями в нижньому каскаді до $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При використанні R744 в нижньому каскаді можна створювати високоефективні машини до $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Найбільш відомою і вивченою є каскадна машина з парою речовин R717 / R744 (аміак R717 – у верхньому каскаді ВК, діоксид вуглецю R744 – в нижньому каскаді НК). Термодинамічний аналіз складного циклу машини встановив, що перспективною галуззю використання є машини великої холодопродуктивності при температурах в охолоджуванних об'єктах $-50\ldots-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розглянуто каскадну машину з речовинами R744 / R290, з R744 в верхньому каскаді з циклом в надкритичній області. При цьому головними перевагами пари відзначені наступні фактори: обидві речовини натуральні, мають нульові значення ODP і близькі до нуля GWP, забезпечують температурний рівень $-60\ldots-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Є інформація про експериментальні дослідження каскадних машин з R125, R41, R32, R23 і азеотропними сумішами R170 / R23 і R170 / R116 в нижньому каскаді з температурами нижче $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Суміші розглянуті як альтернатива R508.

Відомо використання R744 одночасно в обох каскадах. ВК працює за надкритичним циклом, НК – за циклом в області температур нижче потрійної точки (*trans – triple cycle*). Дроселювання в НК здійснюється в двофазну зону «пара – тверде тіло» з осадженням сухого льоду всередині випарника.

Для реалізації циклів з високими робочими тисками сучасні фірми-виробники випускають спеціальне обладнання:

Компресори

- фірма «Emerson Climate Technologies» – компресори марки CopelandScroll™, холодопродуктивність до 27 кВт і робочі тиски до 43 бар;
- фірма «GEA Bock» – компресор марок HG34 CO2 T, RKX26, HG2CO2T холодопродуктивність до 100 кВт і робочі тиски до 150 бар;
- фірма «BITZER» – компресор серії ECOLINE, OCTAGON об'ємною продуктивністю до 99 м³/год і робочими тисками до 150 бар;
- фірма «Danfoss» – компресор серії «Green Compressor» холодопродуктивність до 25 кВт і робочі тиски до 120 бар;

Теплообмінні апарати:

- фірма «KochHeatTransfer» – кожухотрубний теплообмінник з витими трубами для спеціального призначення з максимальним робочим тиском до 1000 бар;
- фірма «Альфа Лаваль» – спіральний теплообмінник з максимальним робочим тиском до до 100 бар.

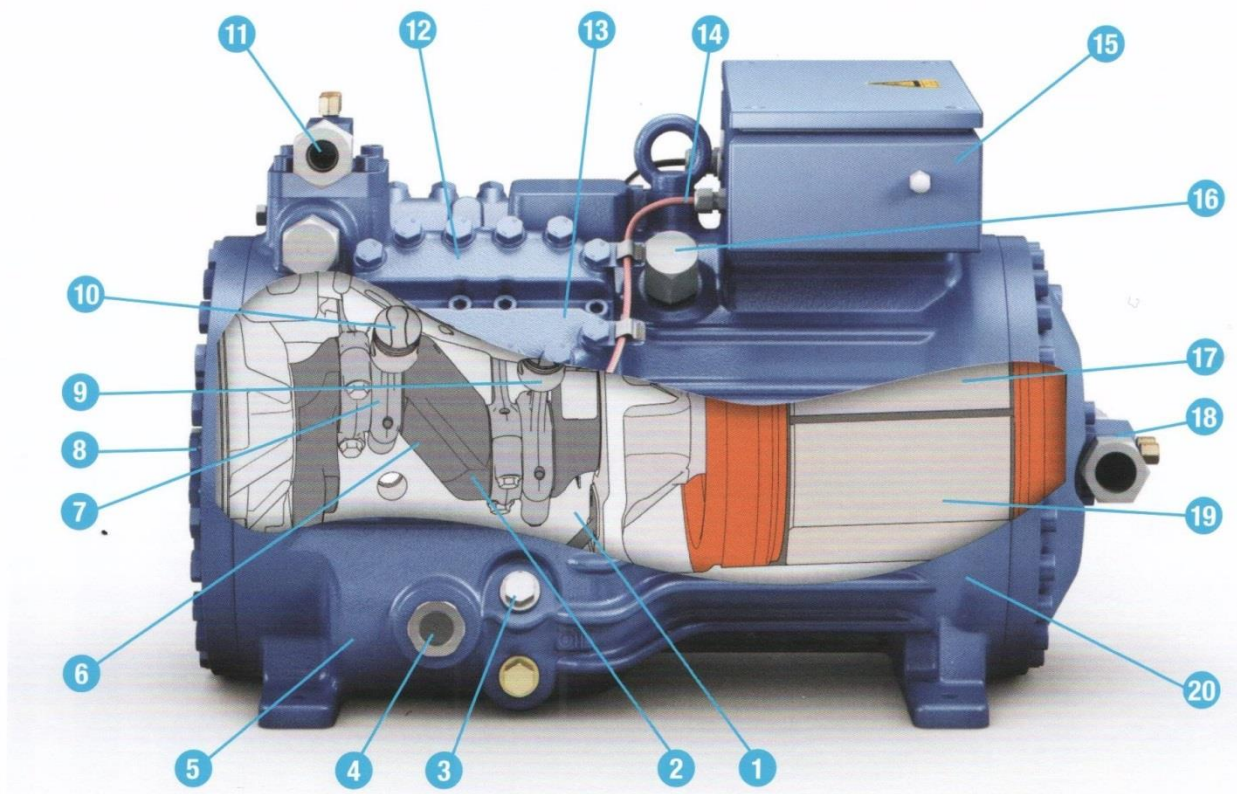


Рис.17. Компресор на R744 фірми BOCK

1. Область оливного туману 2. Свердління всередині валу для подавання оливи до шатунних підшипників 3. Пробка в системі оливи 4. Оглядове скло для контролю рівня оливи 5. Нагрівач для підігріву оливи в картері 6. Колінчастий вал 7. Шатун 8. Оливонасос 9. Ущільнювальні кільця 10. Поршень з поглибленням на днищі для розміщення всмоктувального клапана з метою зменшення мертвого простору 11. Нагнітальний патрубок 12. Верхня кришка циліндрів 13. Клапанна група 14. Реле контролю температур на всмоктуванні 15. Електронний захист двигуна 16. Запобіжний клапан 17. Всмоктувальна порожнину навколо електродвигуна з встановленим частотним перетворювачем 18. Всмоктувальний патрубок 19. Захист обмотки електродвигуна по температурі 20. Блок-картер

Блок-картер з високоміцного чавуну для діоксиду вуглецю.

Активні дослідження проводяться з R744 не тільки в холодильній техніці, а й в енергетиці. Реалізовано докритичний і надкритичний цикли Брайтона. Вони показали високу ефективність у порівнянні з циклами Ренкіна, дозволили збільшити кількість одержуваної енергії на 40%, а масогабаритні показники

зменшити на 30%.

З R744 був реалізований цикл для автомобільного кондиціонера з використанням тепла вихлопних газів (тепловикористальна холодильна машина).

Практична частина

У практичну частину роботи входять завдання розрахунку циклів з R 744 в надкритичній області. Вхідними параметрами є; холодопродуктивність кВт, температура кипіння, температура навколишнього середовища і робочий тиск в газовому охолоджувачі.

Завдання 1. Виконати тепловий розрахунок одноступеневої машини в надкритичній області.

Завдання 2. Виконати тепловий розрахунок каскадної холодильної машини з R744 в верхньому каскаді, R ... – в нижньому каскаді ..

Рішення завдання здійснюється відповідно до рекомендацій в роботах [3,4,5]. Робочу речовину, температуру кипіння і холодопродуктивність для нижнього каскаду кожен студент отримує як індивідуальне завдання. Температурний режим одноступеневої машини (завдання 1) можна використовувати в якості температурного режиму верхнього каскаду.

Робота виконується в аудиторії з продовженням в якості самостійної роботи.

4. СУМІШІ РОБОЧИХ РЕЧОВИН ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ З СУМІШАМИ. ДІАГРАМА СТАНІВ «ЕНТАЛЬПІЯ-КОНЦЕНТРАЦІЯ» ДЛЯ ВОДОАМІАЧНОГО РОЗЧИНУ

Теоретична частина

Суміші утворюються шляхом змішування однокомпонентних речовин.

У хімічній промисловості з сумішею отримують чисті речовини: поділяють нафту на фракції, випарюють розчини і т.д.

У холодильній техніці сумішами можуть бути робочі речовини, суміш робочої речовини з оливою, суміш робочої речовини з повітрям в конденсаторі і т.д.

Якісні показники:

- **гомогенні** (однорідні) суміші – у всіх частинах займаного об'єму мають однакові значення **густини $\rho_{см}$, температури $T_{см}$ і тиску $P_{см}$** . Всі газові суміші – гомогенні. Багато рідин і деякі тверді тіла можуть утворювати гомогенні суміші. Гомогенну суміш не можна розкласти на компоненти механічним шляхом (відстоюванням, фільтруванням або сепаруванням) ..
- **гетерогенні** (неоднорідні) суміші – в частинах займаного об'єму хоча б одна з умов не виконується. Рідини і тверді тіла утворюють гетерогенні суміші

Кількісний склад суміші – **концентрація**

Масова концентрація суміші **X** по одному з компонентів

$$X = X_1 = \frac{G_1}{G_1 + G_2} = \frac{G_1}{G_{см}}$$

$$X_2 = 1 - X_1 = \frac{G_2}{G_1 + G_2} = \frac{G_2}{G_{см}}$$

Мольна концентрація суміші **ψ** по одному з компонентів

$$\psi_2 = 1 - \psi = M_2 / M_{см}$$

$$\psi_1 = \psi = \frac{M_1}{M_1 + M_2} = \frac{G_1 / \mu_1}{G_1 / \mu_1 + G_2 / \mu_2} = \frac{M_1}{M_{см}}$$

Величини X і ψ пов'язані співвідношеннями

$$X_1 = \frac{\mu_1 \psi_1}{\mu_1 \psi_1 + \mu_2 \psi_2}$$

$$\psi_1 = \frac{X_1 / \mu_1}{X_1 / \mu_1 + X_2 / \mu_2}$$

Об'ємна концентрація газової суміші Y дорівнює мольній ψ концентрації.

Закони сумішей

Закон Дальтона

Парціальним тиском компонента називають то тиск, під яким знаходився б кожен компонент суміші, якби він займав весь об'єм суміші при температурі суміші.

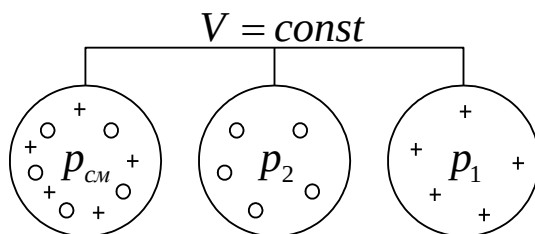
$$p_{cm} = p_1 + p_2$$

$$Y_2 = p_2 / p_{cm}$$

$$p_2 V = RT_{cm} / \mu_2$$

$$Y_1 = p_1 / p_{cm}$$

$$p_1 V = RT_{cm} / \mu_1$$



Правило фаз Гіббса.

Однокомпонентні робочі речовини можуть існувати в трьох фазах: газ, рідина і тверда речовина. Суміш робочих речовин також може знаходитися в різних фазах: газової суміші, розчину (рідкої суміші) і твердого розчину (кристалічної фази).

Стан речовини, що представляє суміш, характеризують термодинамічні параметри p , T , v , X . Вони називаються **ступенями свободи системи**.

Загальна кількість ступенів свободи, тобто кількість незалежних

параметрів, необхідних для опису стану речовини, визначається **правилом фаз Гіббса**

$$z = 2 + n - f$$

z – число ступенів свободи; n – кількість компонентів;

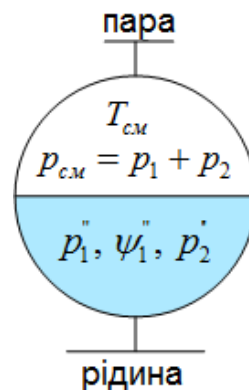
f – кількість одночасно існуючих фаз.

Закон Рауля

У стані рівноваги тиск пари кожного компонента ідеальної суміші залежить від температури і змісту компонента і пропорційно мольній частці цього компонента в рідині.

$$p_1 = p_1^* \psi_{1ж}, \quad p_2 = p_2^* \psi_{2ж},$$

$$p_{см} = p_1 + p_2 = p_1^* \psi_{1ж} + p_2^* (1 - \psi_{1ж})$$



Для заданої T склад пари

$$Y_1 = \psi_{1n} = p_1 / p_{см} = \frac{p_1^* \psi_{1ж}}{p_1^* \psi_{1ж} + p_2^* (1 - \psi_{1ж})}$$

$T_{см}$, p_1^* і p_2^* – тиски насичення чистих компонентів

Закон Генрі.

Розчинність газу в рідині залежить від властивостей газу і рідини і визначається температурою і парціальним тиском газу, що розчиняється в суміші

$$p_1 = \alpha X_{1ж}$$

p_1 – парціальний тиск газу в газовій суміші;

α – коефіцієнт пропорційності, що має розмірність тиску;

$X_{1ж}$ – масова концентрація даного компонента (компонента 1) в рідкій фазі.

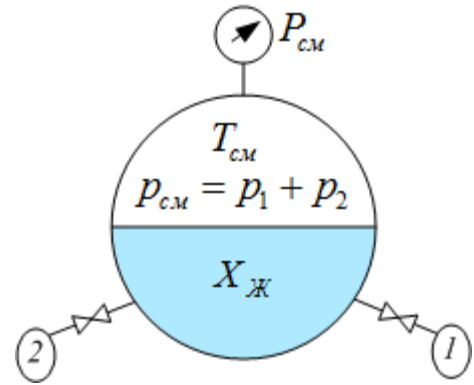
Закони Коновалова пов'язують характер зміни складу рівноважної рідкої і парової фаз бінарної суміші при зміні температури або тиску суміші.

Перший закон Коновалова

Пара, збагачена тим компонентом, при додаванні якого до рідини підвищується повний тиск пари.

Цей компонент називається **низкокиплячим (RL)**.

Парова фаза завжди багата низкокиплячим компонентом.

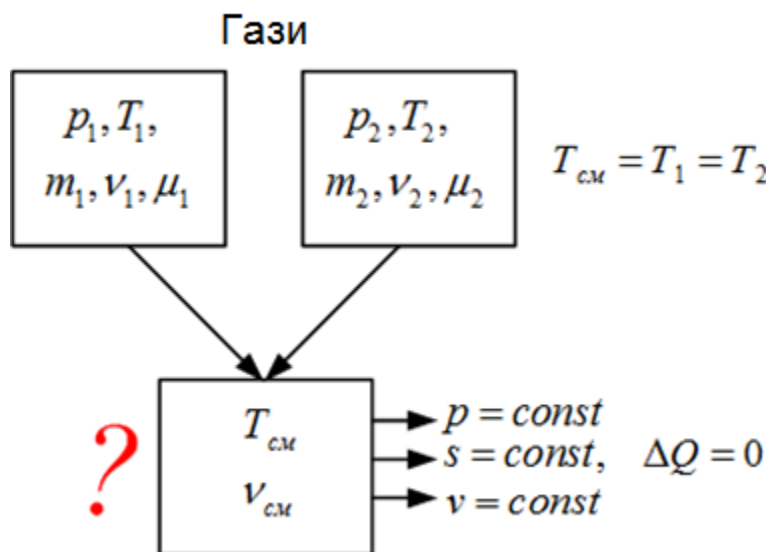


Третій закон Коновалова

При $T = \text{const}$ і $p = \text{const}$ зміна концентрації рідкого розчину і пари відбувається в одному напрямку

Здатність до змішування

Гази, деякі рідини і тверді тіла при змішуванні утворюють гомогенну суміш, розчиняючись необмежено один в одному.



Існують пари рідин, які змішуються частково до певних концентрацій, або повністю не змішуються.

Головне питання змішування: яку температуру і об'єм матиме суміш, якщо відомі якісний, кількісний склад і параметри кожного компонента і зовнішні умови процесу змішування.

При змішуванні рідин має місце зміна температури суміші. Температурний ефект при змішуванні (підвищення або зниження температури)

пояснюється поняттям **тепла змішування**.

Якщо після змішування суміш повинна мати ту ж температуру (ізотермічний процес змішування), що і вихідні компоненти, то необхідно в об'єм змішування підводити або відводити тепло, назване **ізотермічним теплом змішування**.

$$q_t = h_{cm} - [(1 - X)h_{RH} + X \cdot h_{RL}]$$

$q_t > 0$ суміш охолоджується – підведення тепла

$q_t = 0$ тепло змішування відсутнє

$q_t < 0$ суміш нагрівається – відведення тепла

До змішування об'єм

$$v_0 = (1 - m) \cdot v_1 + m \cdot v_2$$

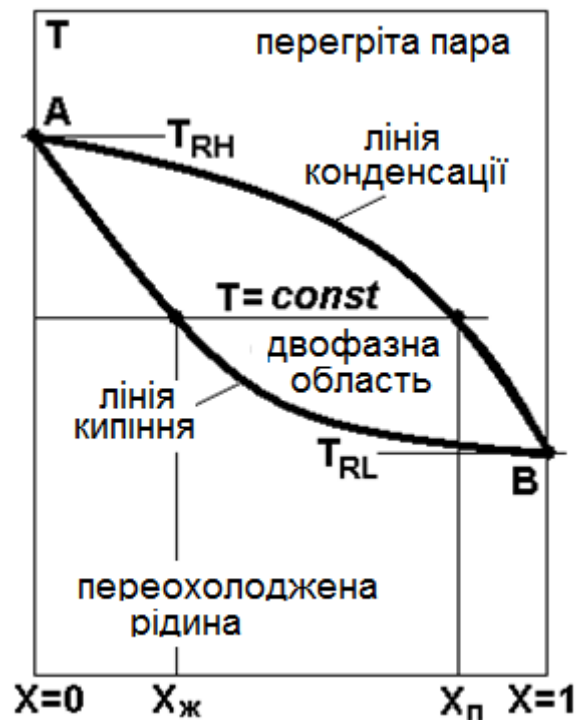
після змішування

$$v_{cm} \neq v_0$$

Загального правила немає –
потрібен експеримент

Рідини	
$(1 - m) \text{ кг}$	$m \text{ кг}$
v_1	v_2
T_{cm}	$1 \text{ кг} \quad v_{cm}$

?



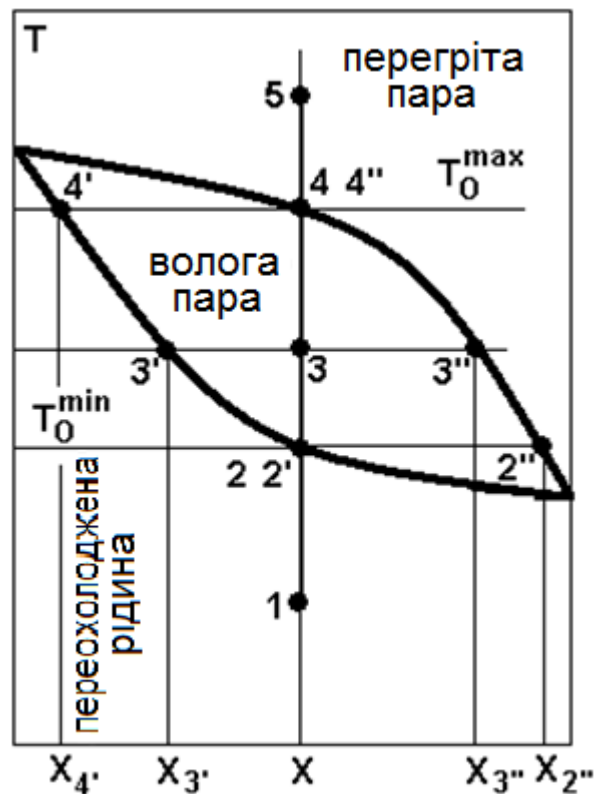
Діаграми станів сумішей

Стан насичення суміші визначено двома ступенями свободи T і X . У реальних машинах процеси тепло- і масообміну відбуваються при $p_{cm} = \text{const}$.

Бінарна суміш складається з двох чистих речовин, одна з яких висококипляча **RH**, друга **RL** – низькокипляча. Концентрація суміші X визначається по **RL** речовини, тобто $X = 0$ відповідає чистій **RH** (точка А), а $X = 1$ – чистій **RL** (точка В). Суміш має граничні температурами кипіння: максимальна – T_{RH} (при $X = 0$) і мінімальна T_R

$_L$ (при $X = 1$).

Процес кипіння суміші в діаграмі T - X



Процеси в діаграмі «температура-концентрація»

Точка 1 – переохолоджена рідина $\{T_1, p, X\}$.

Точка 2 – насичена рідина $\{T_2 = T_O^{\min}, p, X\}$, точки 2 і 2' збігаються, $X_{cm} = X_2$, рівноважній парі відповідає точка 2''' $\{T_2'' = T_O^{\min}, p, X_2''\}$.

Для **точки 3** в області вологої пари параметри $\{T_3, p, X\}$, стан рівноважної рідини визначається точкою $3'$ $\{T_3, p, X_{3'}\}$, рівноважної пари – точкою $3''$ $\{T_3, p, X_{3''}\}$.

Точка 4 – насичена пара $\{T_4 = T_O^{max}, p, X\}$, точки 4 и $4''$ збігаються, $X = X_{4''}$, рівноважна рідина відповідає точці $4'$ $\{T_4 = T_O^{max}, p, X_{4'}\}$. При підведенні тепла пара буде перегріватися при X , наприклад, до точки 5.

Для будь-якої концентрації суміші різницю температур $(T_O^{max} - T_O^{min})$ називають **температурним глайдом**.

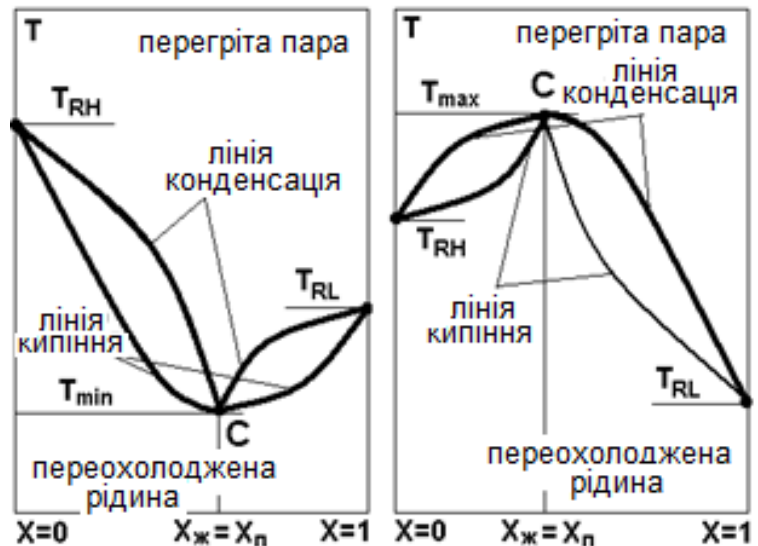
Суміші, для яких фазові переходи проходять при $p = const$ і $T \neq const$ отримали назву **неазеотропних**.

Азеотропні суміші

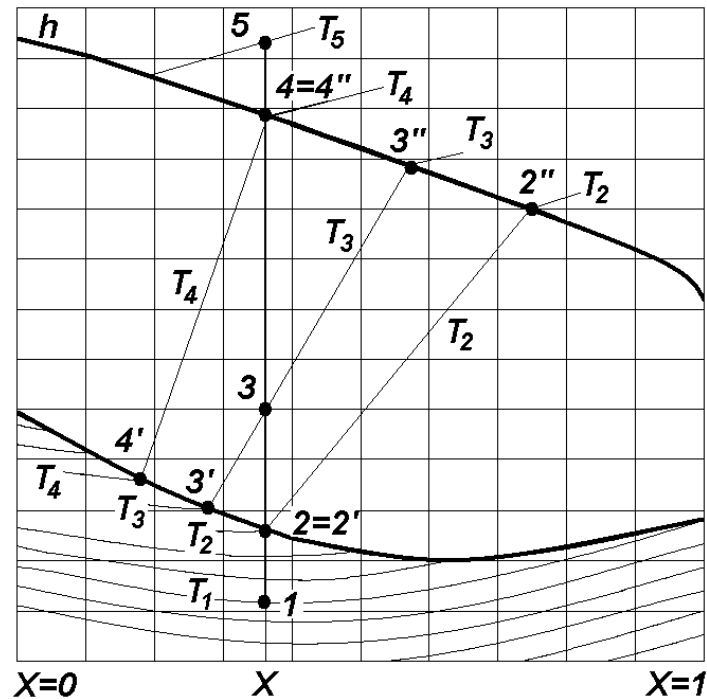
$T = const$ і $p = const$

$T_C > T_{RH}$ ($T_C = T_{max}$)

$T_C < T_{RL}$ ($T_C = T_{min}$)



Для вирішення інженерних завдань із розрахунку дійсних процесів з бінарними сумішами Р. Мольєром була запропонована об'ємна діаграма ***h-s-X***, що відобразила три закони природи для суміші: закону збереження маси, тобто сталість масового змісту (*X*), Першого (*h*) і Другого (*s*) законів термодинаміки.



Діаграма h-X.

Процеси з сумішшю ($X = \text{const}$) при підведенні / відведенні тепла

Для кожної ізотерми наносять відповідні $X_{\text{жс}}$ і X_n .

Таким чином в області вологої пари ізотерми мають нахил, кут якого змінний.

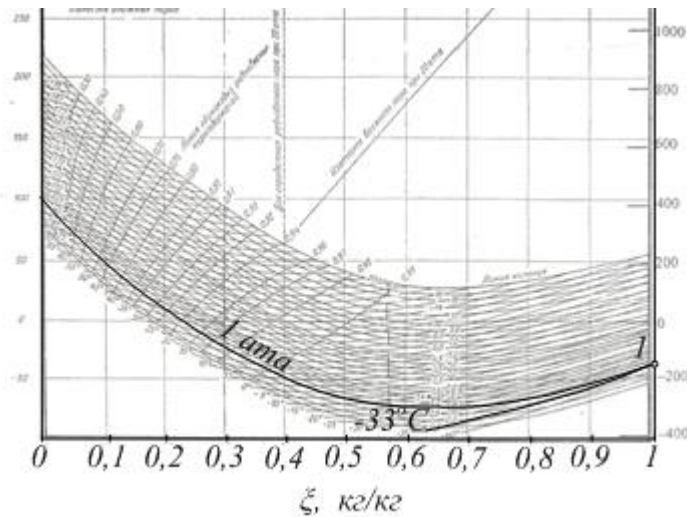
Ступінь сухості вологої пари

$$x = \frac{X - X_{\text{жс}}}{X_n - X_{\text{жс}}}$$

Практична частина

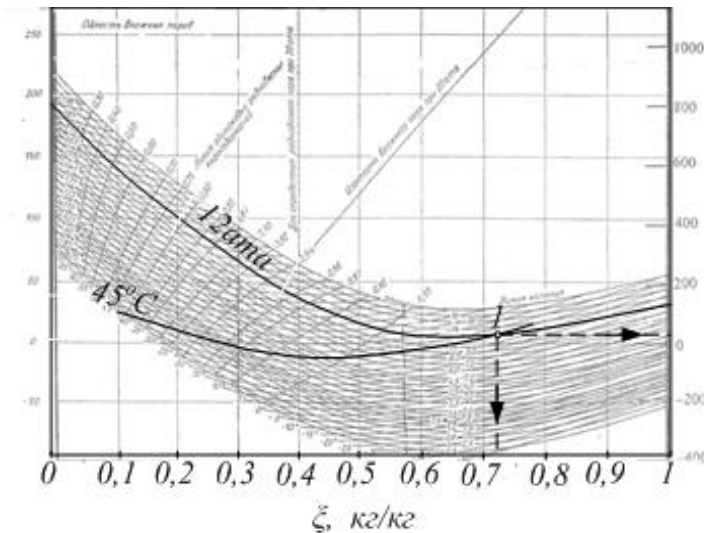
Рішення окремих завдань за допомогою діаграми $h - \xi(X)$. Рішення представлені в графічній формі

Завдання 1.



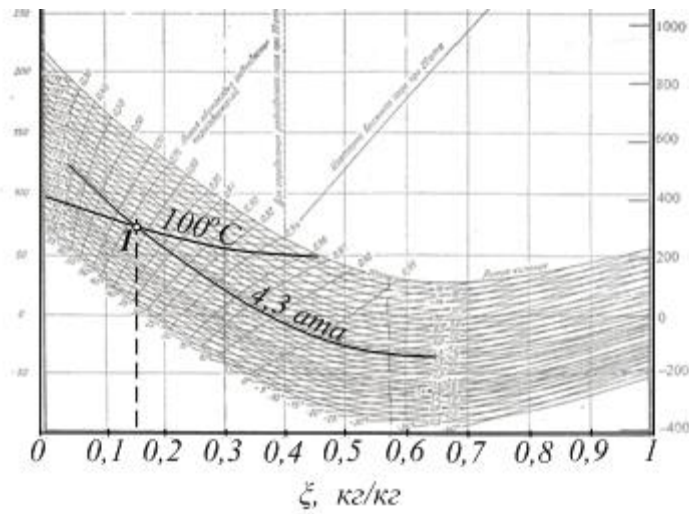
Визначити температуру насичення чистого аміаку при $p = 1,0$ бар.

Завдання 2.



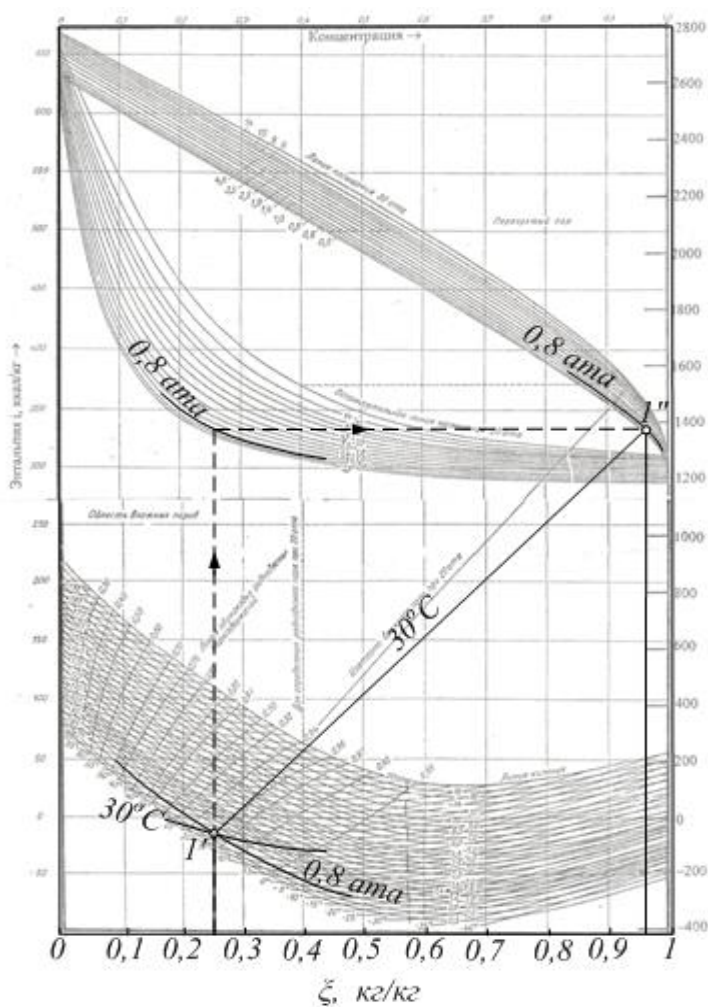
Визначити відсутні параметри насиченої рідини при $p = 12$ бар і $t = 45^\circ C$

Завдання 3.



Визначити тиск насичення
рідини при
 $t = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $\xi = 0,15$

Завдання 4.

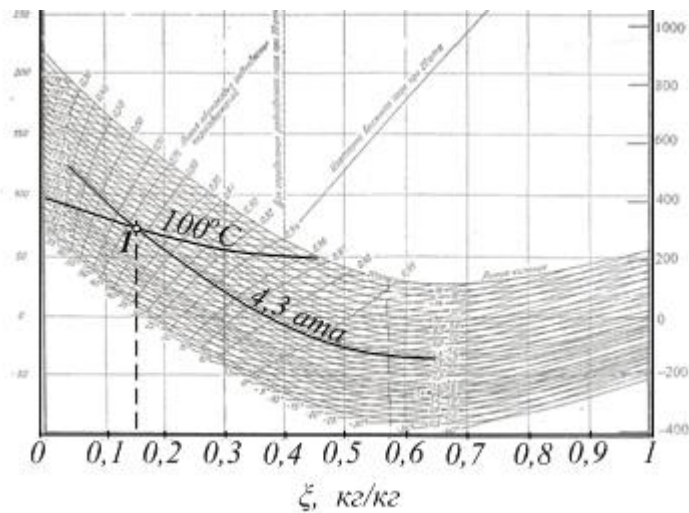


Визначити рівноважний стан
парів для рідини при наступних
параметрах

$$\xi = 0,25$$

$$t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Завдання 5.

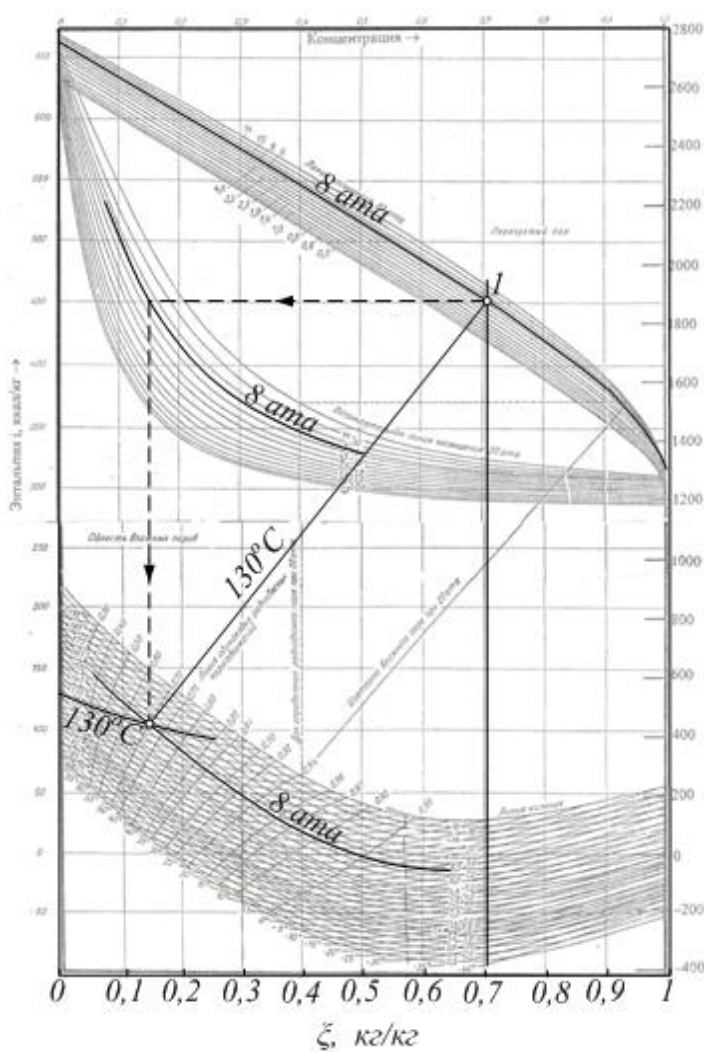


Визначити відсутні параметри насиченої рідини при

$$p = 4,3 \text{ бар}$$

$$t = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Завдання 6.

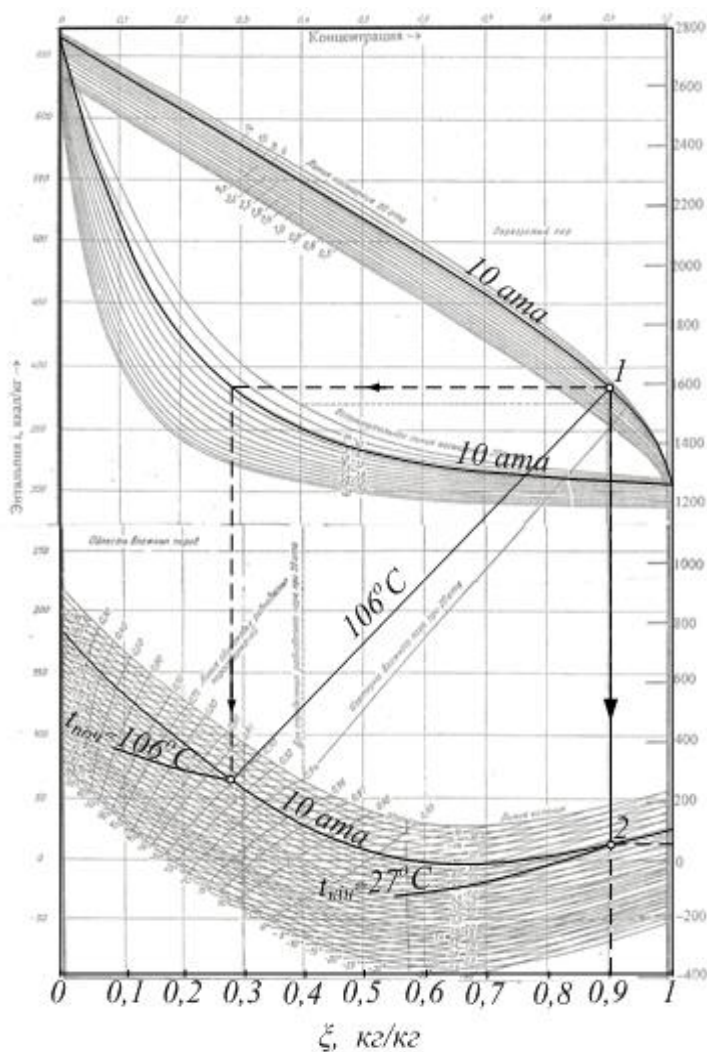


Визначити параметри рівноваги рідини і пари при

$$p = 8 \text{ бар}$$

$$\xi = 0,7 \text{ (концентрація пари)}$$

Завдання 7.



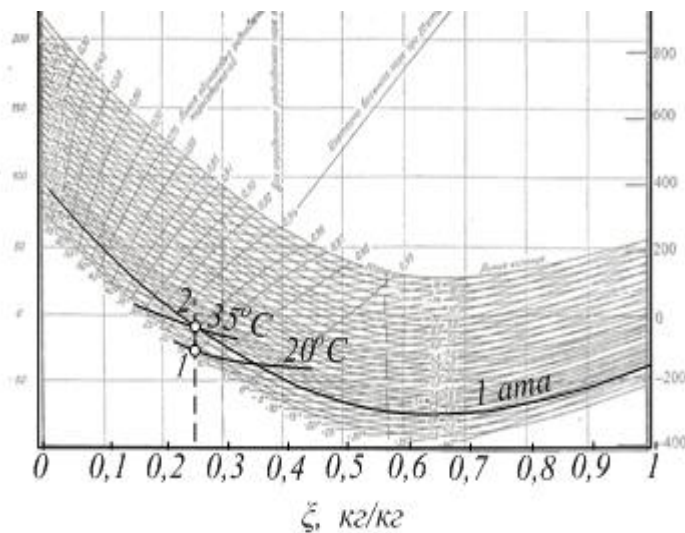
Сконденсувати пару з параметрами

$p=10$ бар

$\xi = 0,9$

Визначити тепло конденсації і
параметри рідини в кінці
процесу

Завдання 8.

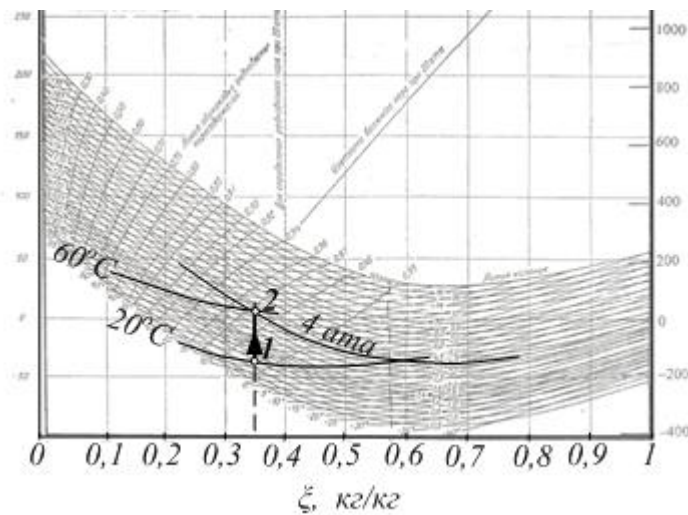


Холодний розчин має параметри

$p=1$ бар $\xi=0,25$ $t=20$ °C

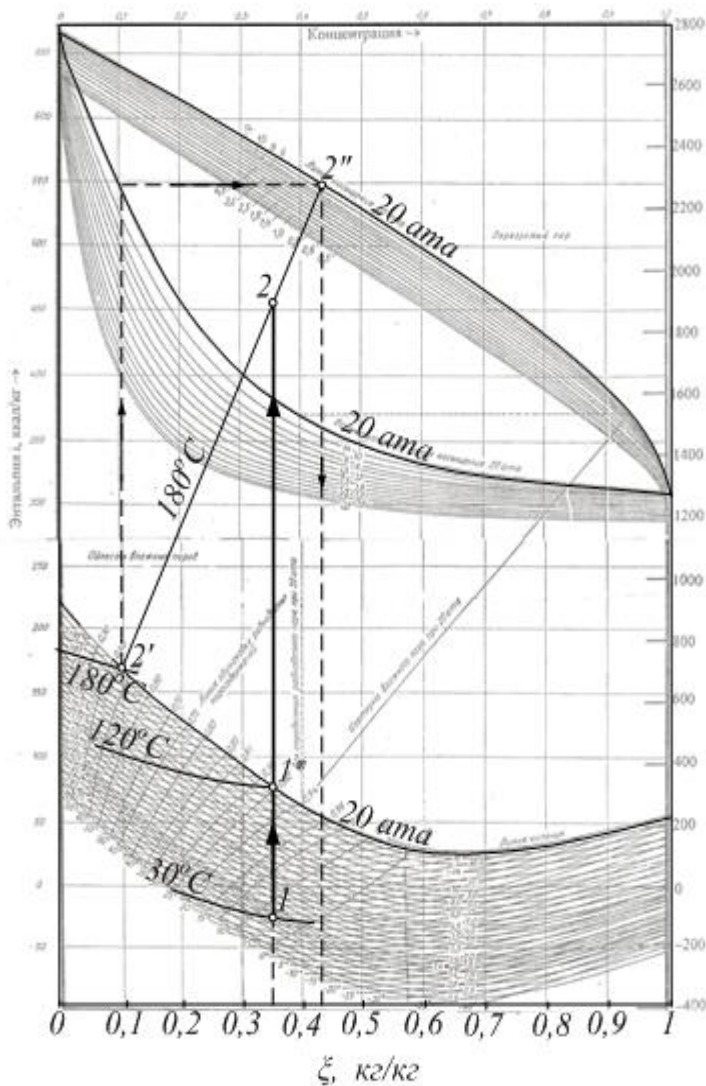
Нагріти розчин до початку кипіння. Визначити тепло, підведене до розчину і температуру початку кипіння.

Завдання 9.



Холодний розчин має параметри
 $p = 4 \text{ бар}$ $\xi = 0,35$ $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 Нагріти розчин до початку кипіння. Визначити тепло, підведене до розчину і температуру початку кипіння.

Завдання 10.



Холодний розчин з параметрами

$$p = 20 \text{ бар}$$

$$\xi = 0,35$$

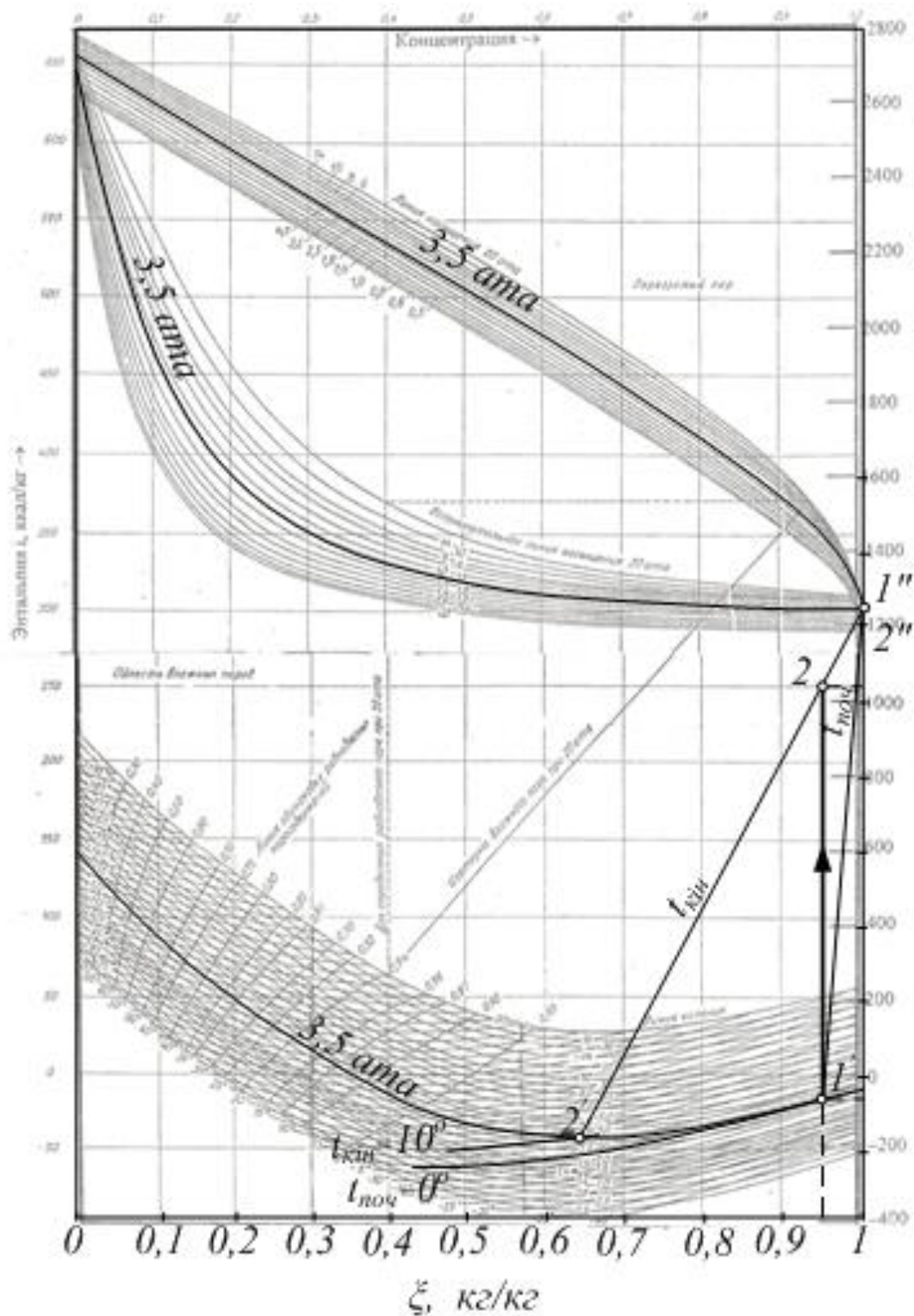
$$t = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

нагрівається гарячим

$$\text{джерелом } t = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначити тепло, підведене до розчину і рівноважний стан пари в кінці процесу

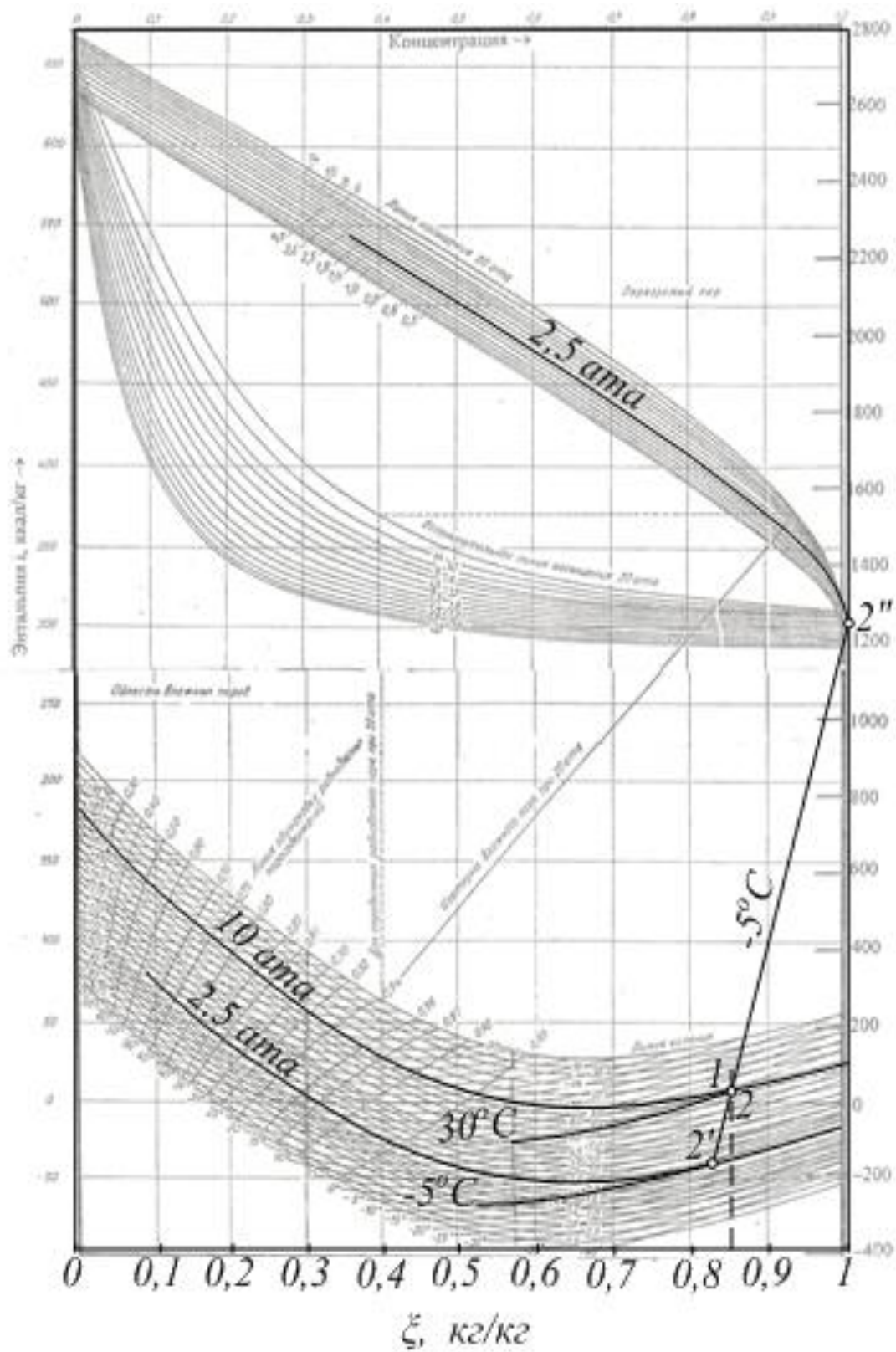
Завдання 11.



Рідина з параметрами $p = 3,5 \text{ бар}$ $\xi = 0,95$ кипить. Температурний глайд $\Delta t = 10^\circ \text{C}$. Визначити тепло, підведене до рідини і ступінь сухості пари

Довідка: ступінь сухості $x = \frac{h_2 - h_{21}}{h_{21} - h_{211}}$

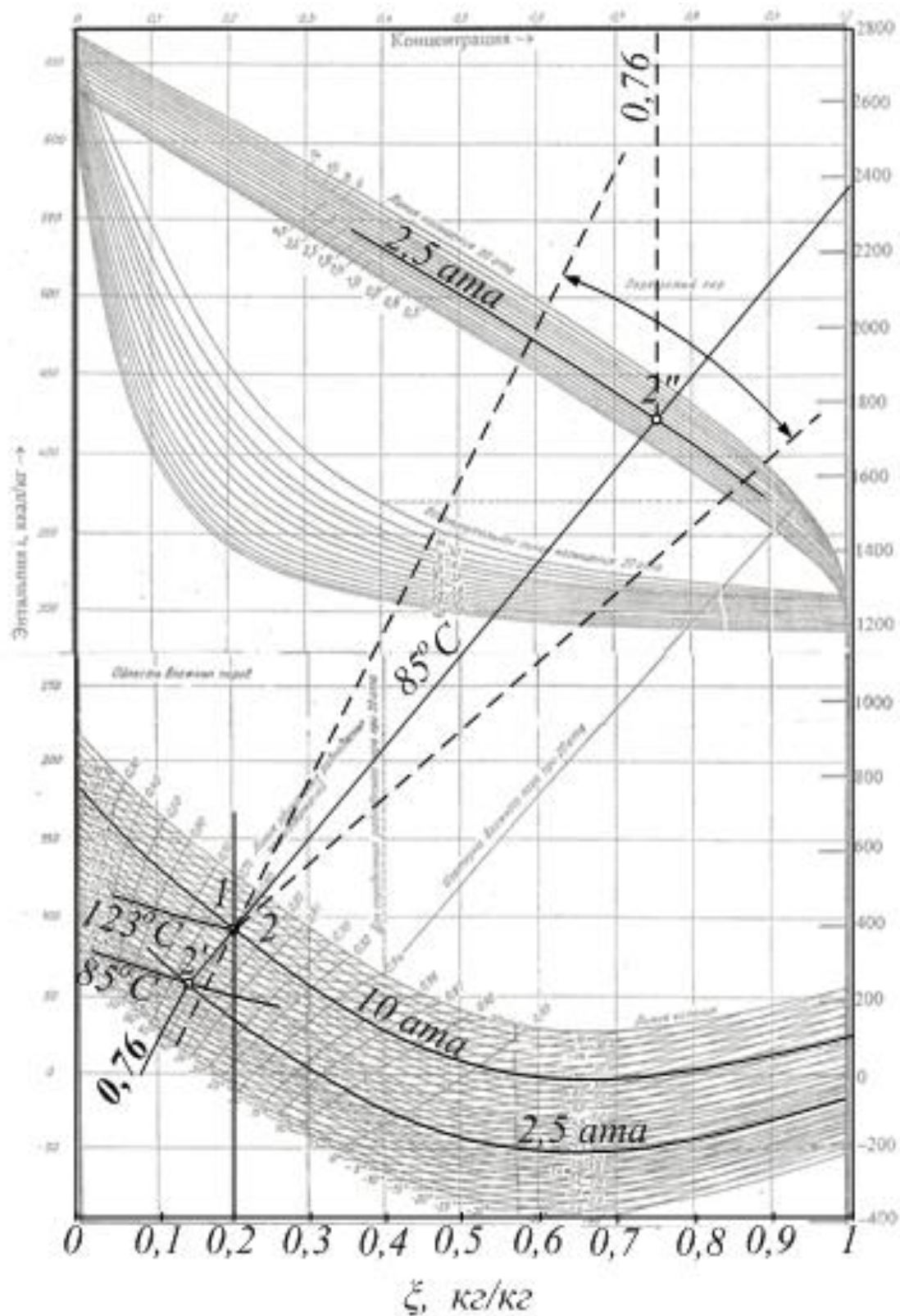
Завдання 12.



Рідина в стані $p = 10 \text{ бар}$ $\xi = 0,85$ дрослюється до тиску $p = 2,5 \text{ бар}$

Визначити стан після дроселювання

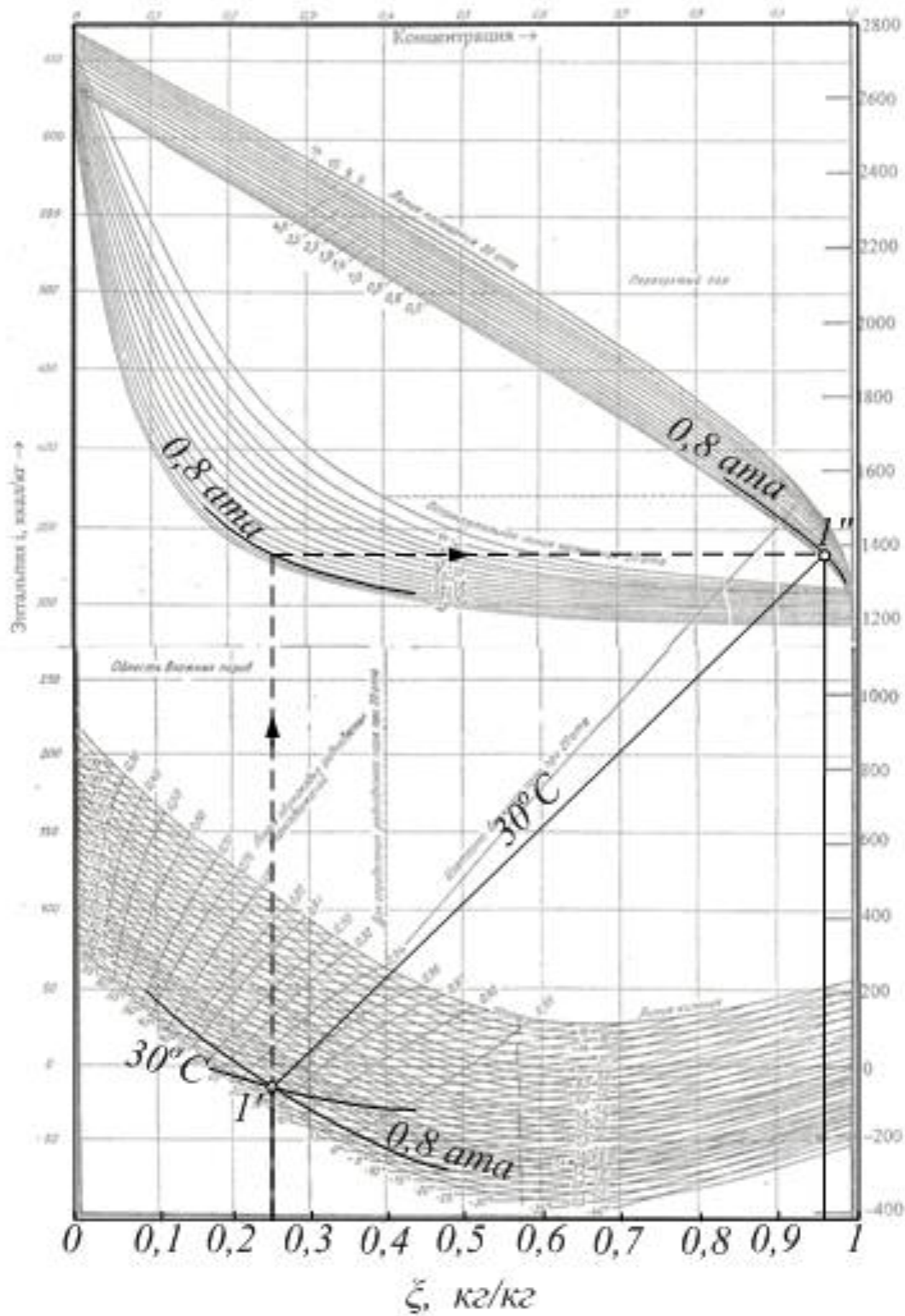
Завдання 13.



Рідина в стані $p=10 \text{ бар}$ $\xi=0,2$ дроселюється до тиску $p=2,5 \text{ бар}$

Визначити стан після дроселювання

Завдання 14.



Визначити параметри рівноваги рідини і пара при

$p = 0,8$ бар

$\xi = 0,25$ (концентрація рідини)

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ,

для підготовки до практичних занять

Основна література

1. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Техника производства искусственного холода. – Госторгиздат, 1960. – Т1. – 543с.
2. Сакун, И.А., Кошкин Н.Н., Бамбушек И.А. и др. Холодильные машины: Учебн. для вузов по специальности «Холодильные машины и установки. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1985. – 510с.
3. Розенфельд, Л.М., Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. 2-е изд., перераб. и доп. – М.:Госторгиздат, 1960. – 656 с.
4. Кошкин, Н.Н. Тепловые конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 463с.
5. Морозюк, Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Негоциант, 2006. – 712 с.
6. Вейнберг, Б.С. Поршневые компрессоры холодильных машин. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1965. – 356 с.

Додаткова література

У перелік додаткової літератури входять наукові публікації в спеціальних періодичних виданнях журналів «Холодильна техніка» (Росія, Москва), «Холодильна техніка та технологія» (Україна, Одеса), «Східно-Європейський журнал передових технологій» (Україна, Харків), «International Journal of Refrigeration »(Франція, Париж).