

OCENA TECHNICZNO-EKONOMICZNA KASKADOWEGO SYSTEMU CHŁODZENIA OPARTEGO NA UKŁADZIE AMONIAK – DWUTLENEK WĘGLA

Część 2

inż. Daniel BAGIŃSKI

GRASSO Sp. z o.o.

dr inż. Zenon BONCA

Katedra Techniki Ciepłej

Politechnika Gdańska

2. CHARAKTERYSTYKA TECHNICZNA OBIEKTU SYMULACJI

Obiektem wybranym do przeprowadzenia analizy kaskadowego systemu chłodzenia opartego na układzie $\text{NH}_3 - \text{CO}_2$ jest chłodnia składowa znajdująca się w centralnej Polsce. Jest to budynek wolnostojący o konstrukcji parterowej, a asortyment przechowywanych w nim produktów nadaje mu charakter wielobranżowy.

2.1 Założenia technologiczne

Technologia chłodnicza żywności jest bardzo rozległym i złożonym działem chłodnictwa żywnościowego. Obejmuje ona wiele produktów o zróżnicowanych własnościach biochemicznych i fizyko – chemicznych. Niektóre artykuły spożywcze nadają się do przechowywania w warunkach obniżonej temperatury zaledwie przez tydzień, inne w stanie schłodzonym mogą być przechowywane przez wiele miesięcy, a w stanie zamrożonym nawet kilka lat. Istnieją również wyroby, które zupełnie nie nadają się do zamrażania. Mogą one być przechowywane jedynie w stanie schłodzonym. Dolny zakres schładzania produktów ograniczony jest temperaturą początku ich zamrażania, czyli od $-1,5^\circ\text{C}$ do $-0,5^\circ\text{C}$. Górny zakres stanowią temperatury od $+10^\circ\text{C}$ do $+13^\circ\text{C}$, stosowane najczęściej do owoców i warzyw.

Warunki klimatyczne przechowywania istniejące w chłodni określone są temperaturą i wilgotnością względną powietrza oraz obiegiem i wymianą powietrza. Mikroklimat w chłodni w okresie przechowywania towarów

powinien być stały. Wahania temperatury w odniesieniu do deklarowanych jej wartości nie powinny przekraczać $\pm 1\text{K}$, a w komorach, w których przechowywane są warzywa, owoce i jaja w stanie schłodzonym $\pm 0,5\text{K}$. W komorach z towarem schłodzonym wahania wilgotności względnej powietrza nie powinny przekraczać $\pm 2\%$. Dopuszcza się występowanie nieznacznych dobowych wahań temperatury i wilgotności względnej, wynikających z prowadzenia prac przeładunkowych lub wymiany powietrza w komorach o temperaturze zerowej.

Temperatura i wilgotność powietrza w pomieszczeniu przeznaczonym do przechowywania żywności, zależy od rodzaju produktu i czasu jego składowania. Zasadą ogólną jest odwrotna proporcjonalność czasu i temperatury przechowywania. Oznacza to, że **im czas przechowywania produktu ma być dłuższy, tym jego temperatura powinna być niższa**, gdyż wraz z obniżeniem temperatury, osłabieniu ulega aktywność enzymów i drobnoustrojów (bakterie, pleśnie) powodujących psucie się żywności. Zalecane wilgotności najczęściej zawierają się pomiędzy 80% a 90%. Zbyt wysoka wilgotność względna sprzyja rozwojowi bakterii i pleśni, zaś zbyt niska zwiększa ususzkę (ubytek wagowy) produktu. Niektóre produkty wymagają niskiej wilgotności powietrza (np. produkty suszone, sery, cebula), a inne wręcz przeciwnie (np. warzywa, owoce i kwiaty). Parametry powietrza przy składowaniu niektórych produktów w chłodniach określone są w PN-83/A-07005 [8] oraz w zaleceniach MICH [4].

2.1.1 Zasady dotyczące przechowywania towarów

W jednej komorze mogą być przechowywane różne towary pod warunkiem, że nie wpływają one negatywnie na siebie. Towary wydzielające silny, specyficzny zapach oraz towary podatne na pochłanianie obcych zapachów, powinny być przechowywane w oddzielnych komorach. Towary te mogą być składowane we wspólnej komorze, jeżeli jeden z nich zapakowany jest w opakowanie zabezpieczające przed przedostawaniem się zapachów. W osobnych, wydzielonych komorach powinny być przechowywane następujące towary:

- w stanie schłodzonym – owoce, warzywa, jaja;
- w stania zamrożonym – ryby, dziczyzna w skórce.

2.1.2 Zakres temperatur dla komór mroźniczych i ich wpływ na przechowywane towary

- w zakresie -10°C do -14°C , każda grupa towarów w oddzielnych komorach (dopuszcza się łączne przechowywanie towarów podobnych pod względem zapachu, ale nieoddziaływujących szkodliwie na siebie);
- w zakresie $-14,1^\circ\text{C}$ do -18°C , dopuszcza się łączne przechowywanie bez ograniczeń w jednej komorze grup towarowych o podobnej intensywności wydzielania zapachów (za wyjątkiem ryb, owoców i warzyw);
- w zakresie $-18,1^\circ\text{C}$ do -30°C , przechowywanie bez ograniczeń w jednej komorze różnych grup towarowych (za wyjątkiem ryb

w skrzyniach otwartych).

Wymienione powyżej przedziały temperatur w pewnych przypadkach mogą mieć jedynie charakter orientacyjny, gdyż nie uwzględniają okresu przechowywania towarów.

2.2 Założenia chłodnicze

Celem zainstalowania systemu chłodzenia w przyjętym do analizy obiekcie jest zapewnienie utrzymania wymaganej temperatury jego eksploatacji na poziomie $-30^{\circ}\text{C} \div -25^{\circ}\text{C}$. Instalacja chłodnicza musi zostać zaprojektowana w taki sposób, aby utrzymać temperaturę -30°C w komorze mroźniczej i -24°C w strefie przeładowniczej w obiekcie służącym do przechowywania różnego rodzaju artykułów spożywczych.

Do obliczeń bilansu obciążeń cieplnych instalacji chłodniczej przyjęto następujące założenia wynikające z wytycznych przyszłego użytkownika:

Chłodnia (-30°C):

- kubatura: 82 tys. m^3 ,
- izolacja: panel typu sandwich PUR o grubości 170 mm,
- temperatura w komorze: -24°C do -30°C ,
- temperatura produktu wejściowego: -18°C ,
- dzienne załadowanie towarem: 600 – 800 ton.

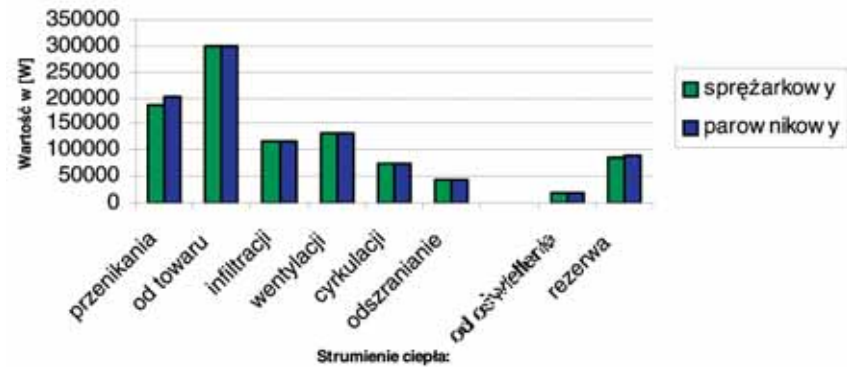
Przedchłodnia:

- kubatura: 7 tys. m^3 ,
- izolacja: panel typu sandwich PUR o grubości 170 mm,
- temperatura w komorze: -24°C do -30°C .

Temperatura w mroźni dochodząca do -30°C pozwala na przechowywanie bez ograniczeń różnych grup towarowych w jednej komorze (za wyjątkiem ryb w skrzyniach otwartych).

2.3 Bilans cieplny obiektu symulacji

Celem wykonywania obliczeń cieplnych jest określenie, dla każdego pomieszczenia chłodzonego, niezbędnej wydajności chłodniczej za-



Rys. 2.1 Elementy bilansu cieplnego obiektu symulacji

instalowanego w nim oprzyrządowania. Wydajność ta powinna pozwolić na odprowadzenie z pomieszczenia przewidywanych strumieni ciepła, a tym samym utrzymać założone parametry termiczne środowiska chłodzonego. Dlatego obliczenia cieplne prowadzi się oddzielnie dla każdego pomieszczenia. Uzyskane w ten sposób obciążenie cieplne pomieszczeń chłodzonych, pozwala na określenie koniecznej wydajności agregatów chłodniczych, współpracujących z tymi pomieszczeniami. Moc urządzenia chłodniczego określa się na podstawie przeprowadzonego bilansu cieplnego, czyli algebraicznego zestawienia wartości strumieni ciepła doprowadzanych (lub odprowadzanych) do pomieszczenia chłodzonego, ze wszystkich źródeł.

Wobec powyższego po przeprowadzeniu odpowiednich obliczeń i uwzględnieniu rezerwy mocy chłodniczej, sumaryczne obciążenie cieplne całego obiektu jest następujące:

$$\dot{Q}_o = Q_1 + Q_2 = 959574 + 80237 = 1039811 \text{ W} \approx 1040 \text{ kW}$$

Zakładając współczynnik jednoczesności pracy urządzeń na poziomie 0,8, otrzymujemy poniższą wartość wydajności chłodniczej sprężarek:

$$\dot{Q}_o = 0,8 \cdot 1040 = 832 \text{ kW}$$

Składniki opracowanego bilansu cieplnego mroźni w ujęciu parownikowym i sprężarkowym, przedstawiono w formie graficznej na rysunku 2.1.

3. WYBÓR OBIEGU TERMODYNAMICZNEGO

Wyjściowymi parametrami potrzebnymi do przeprowadzenia obliczeń cieplnych każdego obiegu chłodniczego są:

- wydajność chłodnicza obiegu Q_0 wyrażana w [kW];
- temperatura parowania czynnika chłodniczego t_0 wyrażana w [$^{\circ}\text{C}$];
- temperatura skraplania czynnika chłodniczego t_c wyrażana w [$^{\circ}\text{C}$].

Dodatkowe parametry uwzględniane we wstępnych obliczeniach cieplnych, to:

- temperatura dochłodzenia ciekłego czynnika występująca przed elementem rozprężnym t_d wyrażana w [$^{\circ}\text{C}$];
- temperatura przegrzania „zimnych” par czynnika zasasyanych przez sprężarkę t_p wyrażana w [$^{\circ}\text{C}$].

Wydajność chłodnicza obiegu jest wynikiem przeprowadzanych obliczeń bilansu cieplnego pomieszczeń chłodzonych. Temperatura parowania ciekłego czynnika jest związana bezpośrednio z temperaturą przechowywanych produktów w przestrzeni chłodzonej t_R (temperaturą w komorze mroźniczej). Temperatura skraplania par czynnika zależna jest w dużej mierze od temperatury medium chłodzącego (wody lub powietrza), odbierającego ciepło skraplania w skraplaczu.

Dla przyjętych do analizy obiegów chłodniczych pracujących w oparciu o **dwutlenek węgla** (R 744) przyjęto następujące dane wyjściowe:

- $Q_0 = 832 \text{ kW}$
- $t_0 = -38^{\circ}\text{C}$
- $p_0 = 10,83 \text{ bar} \approx 1,083 \text{ MPa}$
- $t_c = +35^{\circ}\text{C}$
- $p_c = 90 \text{ bar} \approx 9 \text{ MPa}$

Przedmiotem analizy byłyby następują-

Tabela 3.1. Zestawienie wyników obliczeń dla analizowanych obiegów.

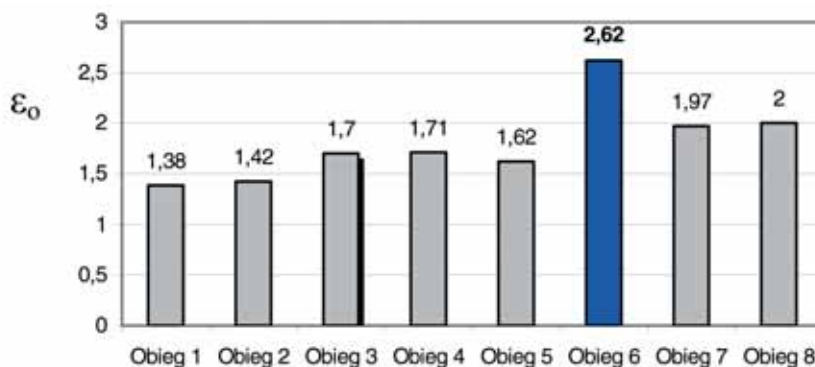
	Obieg 1	Obieg 2	Obieg 3	Obieg 4	Obieg 5	Obieg 6	Obieg 7	Obieg 8
Ilość stopni sprężania	jeden	jeden	jeden	jeden	dwa	dwa	jeden	jeden
Ilość stopni dławienia	jeden	jeden	jeden	jeden	Jeden	dwa	jeden	jeden
Zasilanie parownika	ciśnie- niowe	ciśnie- niowe	ciśnie- niowe	ciśnie- niowe	ciśnie- niowe	ciśnie- niowe	ciśnie- niowe	pompowe
Przegrzanie	nie	tak	nie	tak	nie	nie	nie	nie
Dochłodzenie	nie	tak	nie	tak	nie	nie	nie	nie
(COP) ϵ_0	1,38	1,42	1,7	1,71	1,62	2,62	1,97	2,00
$t_{k, spr}$ [°C]	122	128	122	128	72	72	90	90
q_v [kJ/m ³]	4163	3985	5143	4812	4163	6735	4653	4465
η_b	0,428	0,44	0,527	0,531	0,503	0,813	0,612	0,621

ce obiegów:

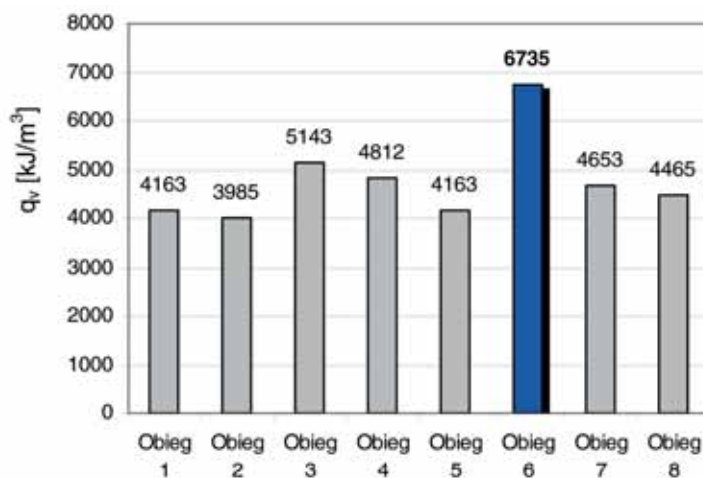
- **obieg 1** - Transkrytyczny jedno-stopniowy obieg chłodniczy,
- **obieg 2** - Transkrytyczny jed-nostopniowy obieg chłodniczy z wymiennikiem regeneracyjnym służącym do przegrzewania par i dochładzania gazu,
- **obieg 3** - Transkrytyczny jedno-stopniowy obieg chłodniczy z zastosowaniem rozprężarki w miej-sce zaworu rozprężnego,
- **obieg 4** - Transkrytyczny jed-nostopniowy obieg chłodniczy z wymiennikiem regeneracyjnym służącym do przegrzewania par i dochładzania gazu, z zastosowa-niem rozprężarki w miejscu zawo-ru rozprężnego,
- **obieg 5** - Transkrytyczny dwu-stopniowy obieg chłodniczy z jed-nostopniowym dławieniem i chłodzeniem czynnika w chłodnicy międzystopniowej,
- **obieg 6** - Transkrytyczny dwu-stopniowy obieg chłodniczy z dwustopniowym dławieniem i chłodzeniem czynnika w mokrej chłodnicy międzystopniowej,
- **obieg 7** - Podkrytyczny jednostopniowy obieg chłodniczy,
- **obieg 8** - Teoretyczny jednostopniowy obieg chłodniczy suchy z pompowym zasilaniem parownika,
- **obieg 9** - Teoretyczny układ kaskadowy,
- **obieg 10** - Układ chłodniczy z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem pośrednim.

3.1 Podsumowanie obliczeń i wnioski dotyczące wyboru systemu chłodzenia

Podstawowym kryterium przyjętym



Rys. 3.1. Współczynnik wydajności chłodniczej ϵ_0 dla analizowanych obiegów



Rys. 3.2. Jednostkowa wydajność chłodnicza objętościowa sprężarki q_v [kJ/m³] dla analizowanych obiegów

do oceny analizowanych obiegów teoretycznych jest współczynnik wydajności chłodniczej ϵ_0 oraz temperatura pary na końcu procesu sprężania. Dodatkowym, wprowadzonym kryterium jest sprawność egzergetyczna η_b , czyli stopień odwracalności obiegu. Jest ona definiowana jako:

$$\eta_b = \frac{\epsilon_0}{\epsilon_{oc}}$$

gdzie

$$\epsilon_{oc} = \frac{T_o}{T_k - T_o} = \frac{235}{308 - 235} = 3,22$$

jest sprawnością idealnego obiegu Carnota [3]. Jednostkowa wydajność chłodnicza objętościowa sprężarki, jako wielkość decydująca o wielkości sprężarki i układu, nie odgrywa większego znaczenia w rozwiązaniach lądowych.

Zestawienie wyników przeprowadzonych obliczeń dla analizowanych obiegów przedstawiono w tabelach 3.1 i 3.2. Graficzną prezentację najważniejszych kryteriów decydujących o wyborze danego obiegu przedstawiono na rysunkach 3.1 i 3.2 na których kolorem niebieskim wyszczególniono rozwiązanie najkorzystniejsze

Tabela 3.2. Zestawienie wyników obliczeń dla analizowanych układów kaskadowych.

	Obieg 9	Obieg 10
Kaskada dolna CO ₂		
Ilość stopni sprężania	jeden	Pośrednie chłodzenie CO ₂
Ilość stopni dławienia	jeden	
Zasilanie parownika	pompowe	
Przegrzanie	nie	
Dochłodzenie	nie	
(COP) ε ₀	2,42	
q _v [kJ/m ³]	2275,43	
η _b	0,752	
Kaskada górna NH ₃		
Ilość stopni sprężania	jeden	jeden
Ilość stopni dławienia	jeden	jeden
Zasilanie parownika	ciśnieniowe	ciśnieniowe
Przegrzanie	nie	nie
Dochłodzenie	nie	nie
ε _n	3,67	2,37
q _v [kJ/m ³]	1732	620
η _b	1,139	0,736

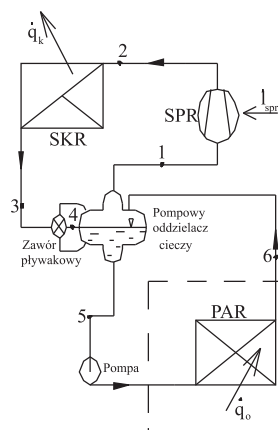
z punktu widzenia rozpatrywanego kryterium.

Najwyższą efektywność energetyczną z rozpatrywanych obiegów osiągają układy dwustopniowego sprężania. W rezultacie pozwalają one na znaczne obniżenie temperatury parowania, bez ryzyka osiągnięcia niebezpiecznie wysokiej temperatury końca sprężania, co ma miejsce w podobnych układach jednostopniowych.

3.2 Propozycja systemu chłodzenia dla analizowanego obiektu symulacji

Na podstawie porównania wyników obliczeń przedstawionych w tabelach 3.1 i 3.2, oraz mając na uwadze ograniczenia z uwagi na ciśnienia robocze, rozwiązaniem proponowanym dla rozpatrywanego obiektu będzie układ kaskadowy z jednostopniowym sprężaniem amoniaku w górnym stopniu kaskady, oraz z jednostopniowym sprężaniem dwutlenku węgla w stopniu dolnym z pompowym zasilaniem chłodnic powietrza. Kaskadowe połączenie obu obiegów zapewni korzystne warunki chłodzenia skraplacza układu dolnej kaskady, które będzie się odbywać za pośrednictwem chłodziwa schłodzonego w układzie kaskady górnej. Ponadto za przyjętym rozwiązaniem systemu chłodzenia przemawia również dostępność na

rynku poszczególnych komponentów niezbędnych do prawidłowego wykonania instalacji opartej o układ kaskadowy CO₂ – NH₃. Z czysto teoretycznych rozważań wynika, że najbardziej odpowiednim systemem chłodzenia byłby układ dwustopniowy CO₂, jednak problem stanowi w tym momencie ograniczona oferta rynkowa. Nie są dostępne dwustopniowe sprężarki pracujące w oparciu o dwutlenek węgla, a próba skonstruowania urządzenia wielostopniowego jest nieopłacalna ekonomicznie, ponieważ dostępne na rynku sprężarki do układów nadkrytycznych mają niewielką wydajność chłodniczą. Wobec czego, aby zbudować układ dwustopniowy o wydajności 832 kW należało by



Rys. 3.3. Teoretyczny jednostopniowy obieg chłodniczy dla CO₂ z pompowym zasilaniem parownika dolna: a) schemat ideowy, b) przemiany termodynamiczne na wykresie p-h

wykorzystać zbyt dużą ilość półtermicznych sprężarek tłokowych, dostępnych obecnie w ofercie handlowej renomowanych producentów.

3.3 Obliczenia cieplne przyjętego rozwiązania

Przeprowadzone poniżej obliczenia cieplne mają na celu dostarczenie podstawowych danych, niezbędnych do przeprowadzenia doboru poszczególnych elementów instalacji chłodniczej. Podstawowe wielkości charakteryzujące oba obiegi zestawiono w tabeli 3.3.

Tabela 3.3. Podstawowe wielkości charakteryzujące przyjęty system chłodzenia.

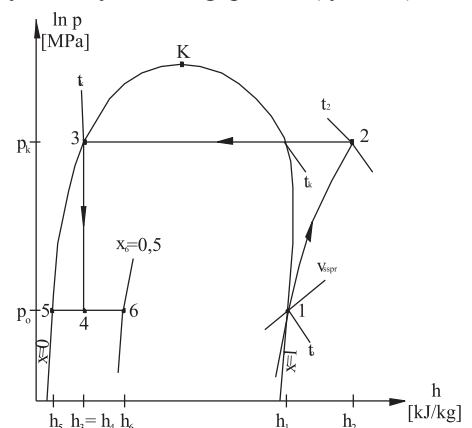
Układ	t ₀ [°C]	t _k [°C]	Q ₀ [kW]
Kaskada dolna	-38	-15	832
Kaskada górna	-20	+35	934

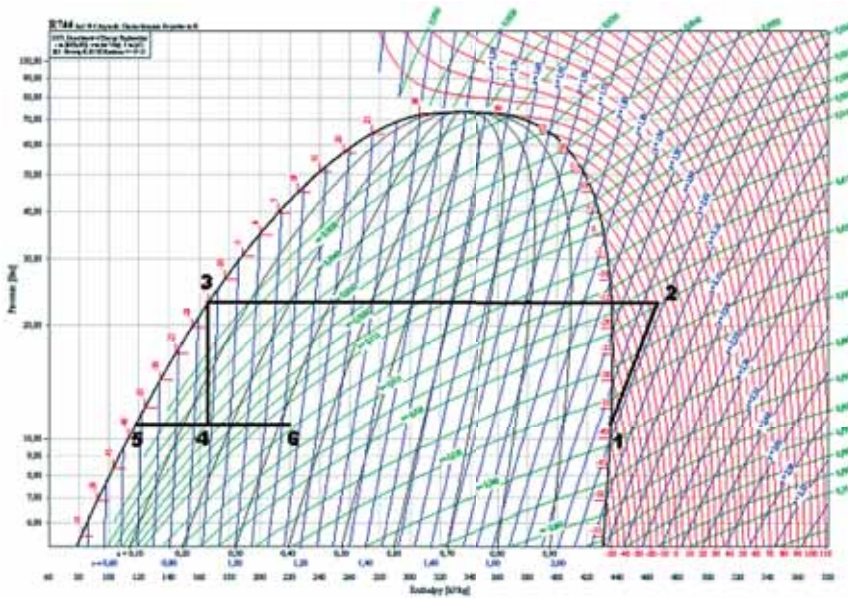
OBLICZENIA DLA UKŁADU KASKADY DOLNEJ (obieg CO₂) (rys. 3.3)

Dane wyjściowe przyjęte do wykonania obliczeń układu:

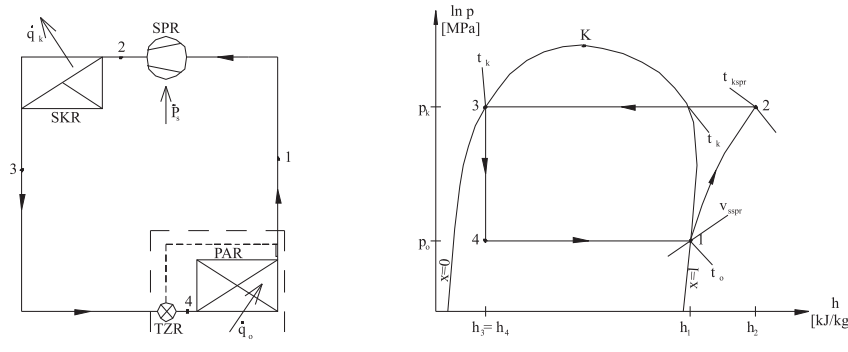
- temperatura parowania t₀ = -38°C;
- ciśnienie parowania p₀ = 10,83 bar;
- temperatura skraplania t_c = -15°C;
- ciśnienie skraplania p_c = 23 bar;
- krotność pompy n = 3;
- wydajność chłodnicza Q₀ = **832 kW**.

Na podstawie danych wyjściowych z wykresu log p – h (rys. 3.4) dla

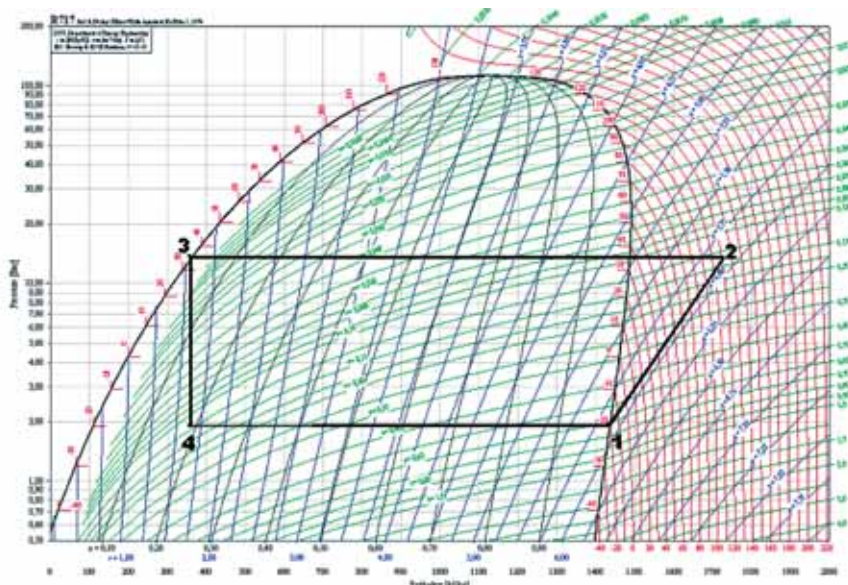




Rys. 3.4. Przemiany termodynamiczne na wykresie w układzie (p – h) dla dwutlenku węgla



Rys. 3.5. Jednostopniowy obieg chłodniczy amoniakalny: a) schemat ideowy, b) przemiany termodynamiczne na wykresie p-h



Rys. 3.6. Przemiany termodynamiczne na wykresie w układzie (p – h) dla amoniaku

dwutlenku węgla określono wszystkie wielkości potrzebne do wyznaczenia poniższych wskaźników:

- współczynnika wydajności chłodniczej dolnego stopnia kaskady:

$$(COP) \varepsilon_o = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{L}_t} = \frac{832}{247} = 3,37$$

- jednostkowej wydajności chłodniczej objętościowej q_v :

$$q_v = \frac{q_o}{v_{spr}} = \frac{h_o - h_s}{v_{spr}} = \frac{104,87}{0,035} = 2996,29 \text{ kJ/m}^3$$

OBLICZENIA DLA UKŁADU KASKADY GÓRNEJ (obieg NH₃) (rys. 3.5)

Dane wyjściowe przyjęte do wykonania obliczeń układu:

- temperatura parowania $t_o = -20^\circ\text{C}$;
- ciśnienie parowania $p_o = 1,9 \text{ bar}$;
- temperatura skraplania $t_c = +35^\circ\text{C}$;
- ciśnienie skraplania $p_c = 13,5 \text{ bar}$;
- wydajność chłodnicza $Q_o = 934 \text{ kW}$.

Na podstawie danych wyjściowych z wykresu log p – h (rys. 3.6) dla amoniaku określono wszystkie wielkości potrzebne do wyznaczenia poniższych wskaźników:

- współczynnika wydajności chłodniczej górnego stopnia kaskady:

$$(COP) \varepsilon_o = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{L}_t} = \frac{934}{254,6} = 3,67$$

- jednostkowej wydajności chłodniczej objętościowej q_v :

$$q_v = \frac{q_o}{v_{spr}} = \frac{h_1 - h_4}{v_{spr}} = \frac{1073,93}{0,62} = 1732,14 \text{ kJ/m}^3$$

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń można wyznaczyć współczynnik wydajności chłodniczej układu kaskadowego opartego na układzie amoniak – dwutlenek węgla wg poniższej zależności:

$$(COP) \varepsilon_o = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{L}_{t1} + \dot{L}_{t2}} = \frac{832}{247 + 254,6} = 1,66$$

cdn ...