

# BADANIE CHŁODZIARKI SPRĘŻARKOWEJ

Zenon Bonca, Waldemar Targański

W rozdziale skrótkowo omówiono teoretyczne podstawy działania parowego sprężarkowego urządzenia chłodniczego w zakresie niezbędnym do osiągnięcia celu ćwiczenia, jakim jest odwzorowanie obiegu na wykresie p-h i wyznaczenie wybranych wielkości charakterystycznych chłodziarki. Podano sposób opracowania wyników pomiarów.

## 1. Wprowadzenie

**Chłodzeniem** nazywamy proces obniżania temperatury ciała lub środowiska do temperatury niższej od temperatury otoczenia i utrzymywanie jej na tym poziomie.

Proces chłodzenia może być realizowany:

- sposobem naturalnym, przez wykorzystanie dostępnych w naturze chłodziw o temperaturze niższej od otoczenia (np. naturalnego lodu wodnego);
- sposobem sztucznym, przez wykorzystanie:
  - rozprężonego gazu (chłodziarki gazowe),
  - fazowej przemiany cieczy w parę (**parowe chłodziarki sprężarkowe**, absorpcyjne i strumienicowe),
  - efektu Peltiera (chłodziarki termoelektryczne),
  - innych efektów (np. chłodziarki magnetotermiczne, termojonowe).

Przedmiotem ćwiczenia laboratoryjnego jest badanie energetyczne **parowej chłodziarki sprężarkowej**.

## 2. Postawy teoretyczne

Zadaniem urządzenia chłodniczego jest transport ciepła ze źródła o niższej temperaturze do źródła o temperaturze wyższej. Zgodnie z drugą zasadą termodynamiki, ciepło samorzutnie przepływa od ciała o temperaturze wyższej do substancji o temperaturze niższej. Zatem, aby urządzenie chłodnicze mogło spełnić swoje zadanie, konieczne jest doprowadzenie do niego energii napędowej (rys. 1b). Bilans energetyczny chłodziarki wyraża się zatem następująco:

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_0 + P_t \quad (1)$$

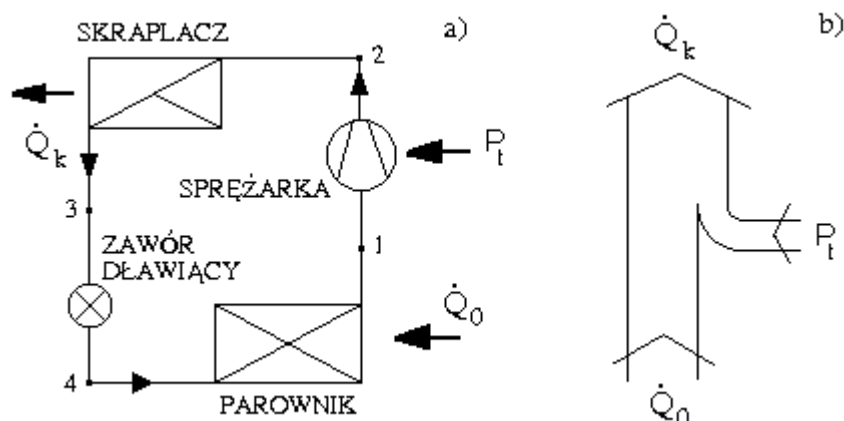
gdzie:  $\dot{Q}_K$  - wydajność cieplna, czyli strumień ciepła przekazywany do górnego źródła ciepła [W];

$\dot{Q}_0$  - wydajność chłodnicza, czyli strumień ciepła odbierany z dolnego źródła ciepła [W];

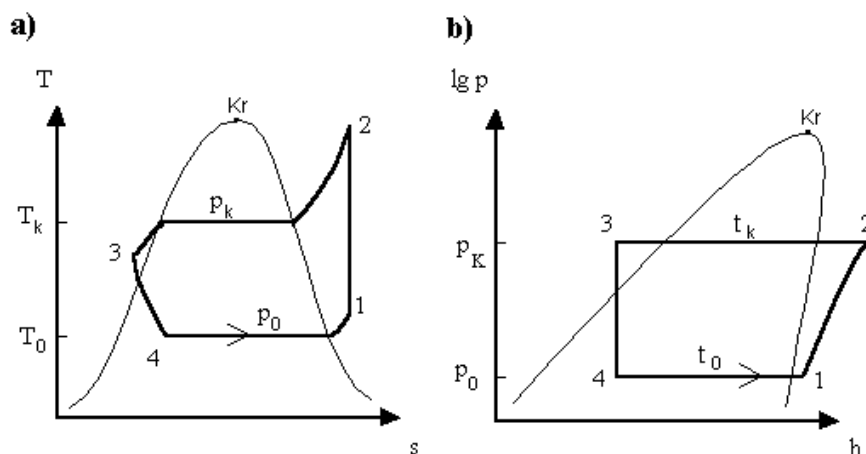
$P_t$  - teoretyczna moc napędowa urządzenia [W].

Schemat ideowy najprostszego sprężarkowego parowego układu chłodniczego przedstawia rys. 1a. Przez połączone przewodami rurowymi podstawowe elementy składowe instalacji (parownik, sprężarka, skraplacz, zawór dławiący) przepływa płyn roboczy o odpowiednich właściwościach, nazywany **czynnikami chłodniczym**. Podlega on w nich przemianom termodynamicznym, dzięki

czemu ciepło ze środowiska chłodzonego jest przenoszone do otoczenia (rys. 1b). Przemiany te układają się w zamknięty cykl, nazywany **lewobieżnym obiegiem Lindego** (rys. 2).



Rys. 1. Schemat ideowy najprostszego parowego sprężarkowego układu chłodniczego (a) oraz wykres Sankey'a obrazujący jego bilans energetyczny (b).

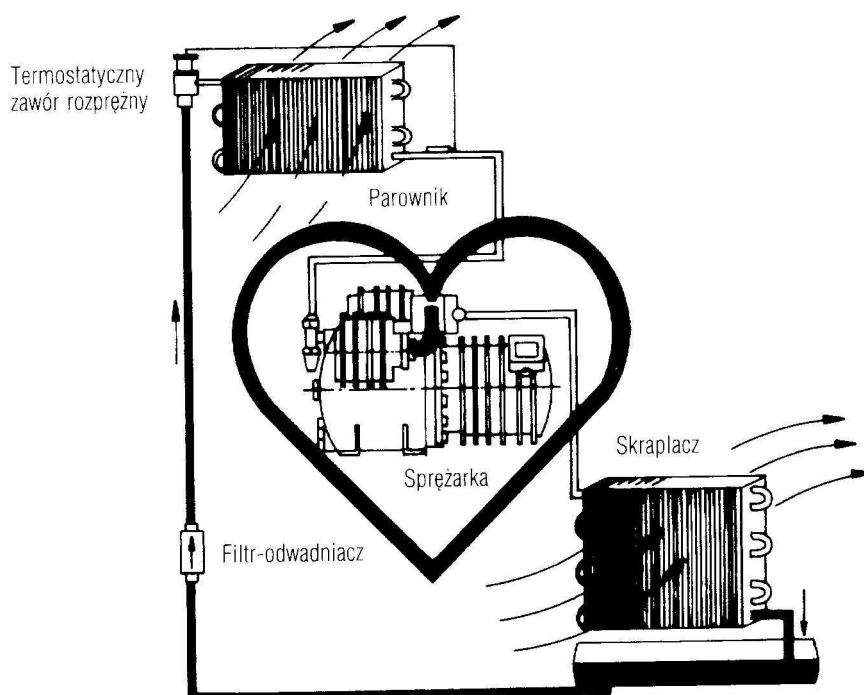


Rys. 2. Odwzorowanie lewobieżnego obiegu Lindego na wykresie T-s (a) oraz p-h (b):  
 $p_0$ ,  $T_0$  - ciśnienie i temperatura parowania,  $p_k$ ;  $T_k$  - ciśnienie i temperatura skraplania.  
 Oznaczenia punktów charakterystycznych zgodne z rys. 1a.

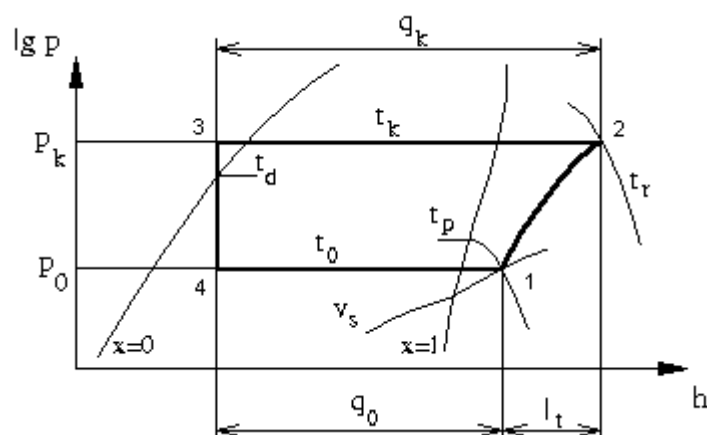
Czynnik chłodniczy wrząc w parowniku odbiera ciepło od środowiska chłodzonego. Strumień tego ciepła nazywa się **wydajnością chłodniczą**. W obiegu teoretycznym, wrzenie jest procesem izobarycznym, a w przypadku płynów jednorodnych, bądź mieszanin azeotropowych - także izotermicznym. Następnie płyn roboczy ulega izobarycznemu przegrzaniu i w postaci pary przegrzanej (punkt 1 na rys. 2) zostaje zassany przez sprężarkę. Dzięki doprowadzonej do sprężarki **mocy napędowej**, czynnik chłodniczy zostaje sprężony w niej izentropowo do ciśnienia skraplania (punkt 2). Oddając do otoczenia strumień ciepła nazywany **wydajnością cieplną skraplacza**, para przegrzana czynnika ulega izobarycznemu schłodzeniu do stanu pary nasyconej suchej, następnie skrapla się pod stałym ciśnieniem i w stałej temperaturze oraz zostaje izobarycznie dochłodzona (punkt 3). Skropliny zdławione izentalpowo w zaworze dławiącym do ciśnienia parowania docierają do parownika, zamykając cykl przemian (punkt 4). Przykładowe rozwiązanie sprężarkowej chłodziarki parowej przedstawia rys. 3.

Z wykresu sporządzonego w układzie współrzędnych p - h można odczytać takie wielkości charakterystyczne obiegu, jak (rys. 4):

- $q_0$  - **jednostkowa wydajność chłodnicza**, czyli ilość ciepła pobierana przez 1 kg czynnika chłodniczego wrzącego w parowniku, równa przyrostowi entalpii właściwej w tym wymienniku [kJ/kg];
- $q_k$  - **jednostkowa wydajność cieplna skraplacza**, czyli ilość ciepła oddawana przez 1 kg czynnika chłodniczego w skraplaczu, równa spadkowi entalpii właściwej w tym wymienniku [kJ/kg];
- $l_t$  - **jednostkowa teoretyczna praca sprężania**, zużywana na podniesienie ciśnienia 1 kg czynnika, równa przyrostowi entalpii właściwej w sprężarce [kJ/kg].



Rys. 3. Najbardziej złożony element układu – sprężarka – stanowi serce każdego sprężarkowego urządzenia chłodniczego [1].



Rys. 4. Charakterystyczne wielkości lewobieżnego obiegu Lindego na wykresie p - h.

Do innych wielkości charakterystycznych należą:

$\dot{m}$  - **masowe natężenie przepływu** czynnika chłodniczego, krążącego w obiegu [kg/s];

$\dot{Q}_0$  - **wydajność (moc) chłodnicza**, czyli strumień ciepła odbierany ze środowiska chłodzonego:

$$\dot{Q}_0 = q_0 \dot{m} \quad [\text{W}] \quad (2)$$

$\dot{Q}_k$  - **wydajność (moc) cieplna skraplacza**, czyli strumień ciepła oddawany do otoczenia [kW]:

$$\dot{Q}_k = q_k \dot{m} \quad [\text{W}] \quad (3)$$

$P_t$  - **teoretyczna moc napędowa sprężarki**:

$$P_t = l_t \dot{m} \quad [\text{W}] \quad (4)$$

$\varepsilon_0$  - **teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej**, będący miarą efektywności pracy układu; w literaturze angielskiej oznaczany jako COP (coefficient of performance):

$$\varepsilon_0 = \frac{\dot{Q}_0}{P_t} = \frac{q_0}{l_t} \quad (5)$$

### 3. Opis stanowiska

Na rys. 5 przedstawiono schemat stanowiska badawczego, z rozmieszczeniem punktów pomiarowych. Służy ono do badania jednostopniowego parowego sprężarkowego urządzenia chłodniczego, pracującego z czynnikiem chłodniczym **R 404A**.

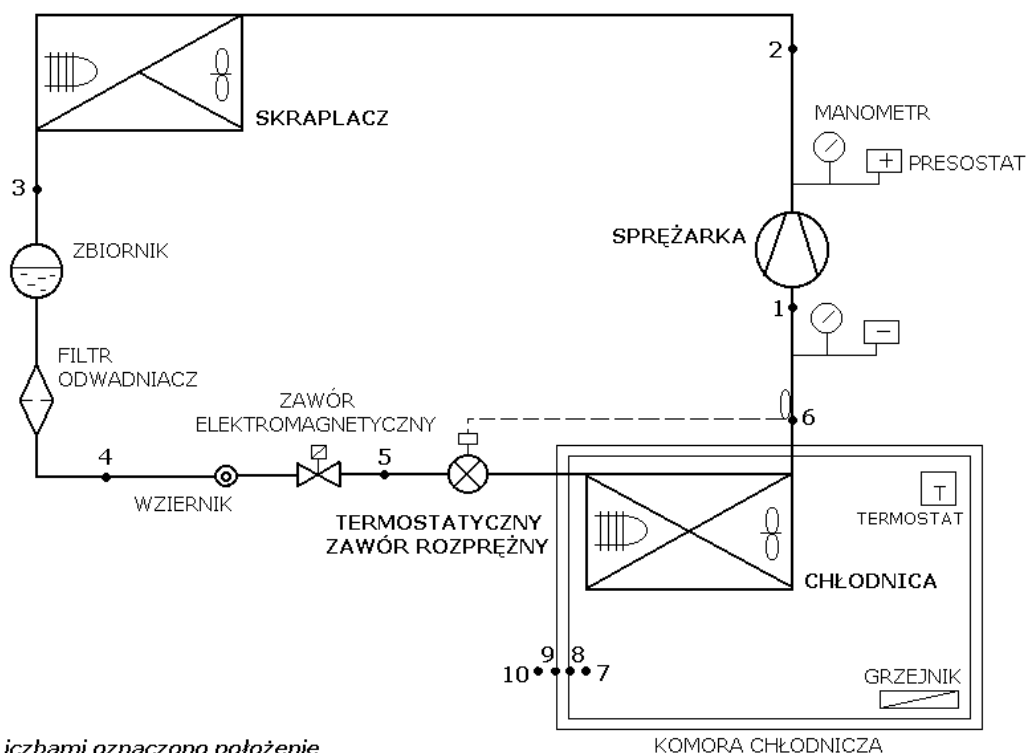
W komorze chłodniczej znajduje się **chłodnica powietrza (parownik)**. Wrzący w niej pod ciśnieniem parowania czynnik chłodniczy odbiera ciepło przenikające do komory przez obudowę oraz wydzielane na grzejniku elektrycznym. Powstała w ten sposób para czynnika chłodniczego jest zasysana przez **sprężarkę (hermetyczny agregat sprężarkowy)**, sprężana do ciśnienia skraplania i włączana do **skraplacza**.

Ciepło oddawane w skraplaczu przez skraplający się czynnik chłodniczy jest przejmowane przez powietrze chłodzące ten wymiennik ciepła. Ciekły czynnik jest dławiony w **termostatycznym zaworze rozprężnym (dławiającym)**, który reguluje jego ilość docierającą do parownika.

Obieg teoretyczny Lindego jest obiegiem porównawczym dla funkcjonowania parowego, sprężarkowego urządzenia chłodniczego. Jego konstrukcja opiera się na kilku założeniach upraszczających, z których najistotniejszymi są:

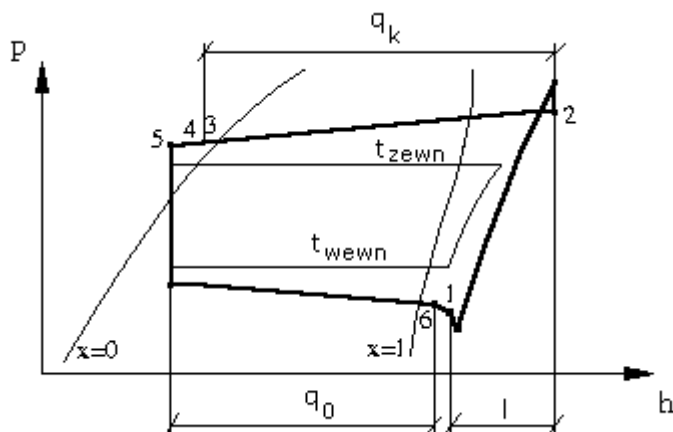
- brak oporów przepływu (izobaryczność przemian w wymiennikach ciepła),
- jednorodność czynnika chłodniczego,
- brak różnicy temperatur pomiędzy płynami wymieniającymi ciepło w parowniku i w skraplaczu,
- izentropowość procesu sprężania,
- brak strat ciepła przez przewody czynnika i obudowy wymienników ciepła.

W obiegach rzeczywistych obserwuje się jednak szereg odstępstw od teoretycznego obrazu procesów składających się na obieg Lindego. Rys. 6 przedstawia rzeczywisty obieg chłodniczy realizowany w chłodziarce sprężarkowej. Oznaczenia punktów charakterystycznych jak na schemacie urządzenia (rys. 5).



Liczbami oznaczono położenie punktów pomiaru temperatury

Rys. 5. Schemat stanowiska laboratoryjnego do badań chłodziarki sprężarkowej.



Rys. 6. Obieg rzeczywisty urządzenia chłodniczego na tle teoretycznego obiegu Lindego:

- 1 - 2 - straty w króćcu i zaworze ssawnym sprężarki, sprężanie odbiegające od przemiany izentropowej, strata ciśnienia w zaworze i króćcu tłocznym;
- 2 - 3 - niezobaryczne chłodzenie i skraplanie czynnika (spadek ciśnienia spowodowany stratami hydrodynamicznymi w przewodzie tłocznym i w skraplaczu);
- 3 - 5 - niezobaryczne dochładzanie ciekłego czynnika (straty hydrodynamiczne w regeneracyjnym wymienniku ciepła);
- 5 - A - dławienie izentalpowe;
- A - 6 - niezobaryczne wrzenie i przegrzewanie czynnika (straty hydrodynamiczne w parowniku);
- 6 - 1 - niezobaryczne przegrzewanie pary czynnika (straty ciepłne i hydrodynamiczne w przewodzie ssawnym).

#### 4. Opracowanie wyników badań

Celem ćwiczenia jest określenie wydajności i efektywności działania urządzenia oraz wybranych wskaźników charakteryzujących jego pracę.

Porównanie graficzne obiegu realizowanego w badanym urządzeniu z obiegiem Carnota i Lindego należy przeprowadzić na jednym wykresie p-h (rys. 7). Obieg rzeczywisty należy naszkicować w oparciu o wartości temperatury i ciśnienia zmierzone w punktach charakterystycznych, po przeliczeniu wskazań manometrów na ciśnienie bezwzględne.

Obieg idealny Carnota należy skonstruować przyjmując temperaturę parowania równą temperaturze powietrza wewnątrz komory chłodniczej ( $t_7$ ), a temperaturę skraplania równą temperaturze powietrza zewnętrznego ( $t_{10}$ ).

W obiegu porównawczym Lindego stan przed sprężarką jest określony przez ciśnienie nasycenia odpowiadające temperaturze  $t_7$  oraz temperaturę  $t_1$  zmierzoną na ssaniu sprężarki. Stan za sprężarką określa izentropa przechodząca przez punkt 1 i izobara ciśnienia nasycenia odpowiadającego temperaturze  $t_{10}$ . Stan przed zaworem dławiącym określa ta sama izobara  $p(t_{10})$  oraz lewa krzywa graniczna. Stan po zdławieniu uzyskuje się prowadząc izentalpę z punktu przed zaworem do przecięcia z izobarą  $p(t_7)$ .

Użyteczna wydajność chłodnicza  $\dot{Q}_{OU}$  pokrywa zyski ciepła do komory, wynikające z przenikania ciepła przez obudowę i z pracy grzejnika, z uwzględnieniem nadatku (15%) z tytułu nieszczelności i mostków cieplnych:

$$\dot{Q}_{OU} = (\dot{Q}_P + P_{grz}) \cdot 1,15 \quad [\text{W}] \quad (6)$$

Strumień ciepła przenikający do komory ( $\dot{Q}_P$ ) jest sumą strumieni przenikania ciepła dla poszczególnych przegród – ścian, podłogi, sufitu i drzwi ( $\dot{Q}_{Pi}$ ) – obliczanych ze wzoru Pecleta:

$$\dot{Q}_{Pi} = k_i \sqrt{A_{zi} A_{wi}} \Delta T \quad [\text{W}] \quad (7)$$

gdzie:  $\Delta T$  – różnica temperatury po obu stronach przegrody,  
A – powierzchnia przegrody – zewnętrzna i wewnętrzna (tab. 1),  
k – współczynnik przenikania ciepła:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{\delta_i}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (8)$$

gdzie:  $\alpha$  - współczynnik przejmowania ciepła,  
 $\delta$  - grubość przegrody (izolacji),  
 $\lambda$  - współczynnik przewodzenia ciepła (tab. 1).

W przypadku nastłonecznienia przegrody należy powiększyć obliczony strumień przenikającego przez nią ciepła o 10%.

Efektywną wydajność chłodniczą  $\dot{Q}_{OE}$  obiegu należy powiększyć (względem wydajności użytecznej) o moc napędową wentylatora chłodnicy powietrza.

Wewnętrzny współczynnik wydajności chłodniczej dla obiegu rzeczywistego:

$$\varepsilon_i = \frac{q_0}{l} \quad (9)$$

gdzie: jednostkowa wydajność chłodnicza jest różnicą entalpii jednostkowych za i przed parownikiem ( $q_0 = h_6 - h_5$ ), a jednostkowa praca sprężania – za i przed sprężarką ( $l = h_2 - h_1$ ).

Teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej należy wyznaczyć w sposób analogiczny, dla porównawczego obiegu Lindego.

Współczynnik wydajności chłodniczej obiegu Carnota wyraża się zależnością:

$$\epsilon_{t \max} = \frac{T_{\text{wewn}}}{T_{\text{zewn}} - T_{\text{wewn}}} \quad (10)$$

Sprawność egzergetyczna jest stosunkiem współczynnika wydajności chłodniczej w obiegu rzeczywistym do współczynnika obiegu Carnota:

$$\eta_b = \frac{\epsilon_i}{\epsilon_{t \max}} \quad (11)$$

Efektywny współczynnik wydajności chłodniczej jest stosunkiem efektywnej wydajności chłodniczej do mocy sprężania:

$$\epsilon_E = \frac{\dot{Q}_{0E}}{(P - P_{\text{SKR}}) \eta_{el} \eta_m} \quad (12)$$

gdzie: P - moc napędowa agregatu skraplającego,  
 $P_{\text{SKR}}$  - moc wentylatora skraplacza,  
 $\eta$  - sprawność – odpowiednio: elektryczna silnika i mechaniczna sprężarki (tab. 1).

Współczynnik wydajności chłodniczej zespołu uwzględnia cały efekt pracy chłodziarki i całkowity nakład energetyczny na funkcjonowanie układu:

$$\epsilon_z = \frac{\dot{Q}_{0U}}{P + P_{\text{PAR}}} \quad (13)$$

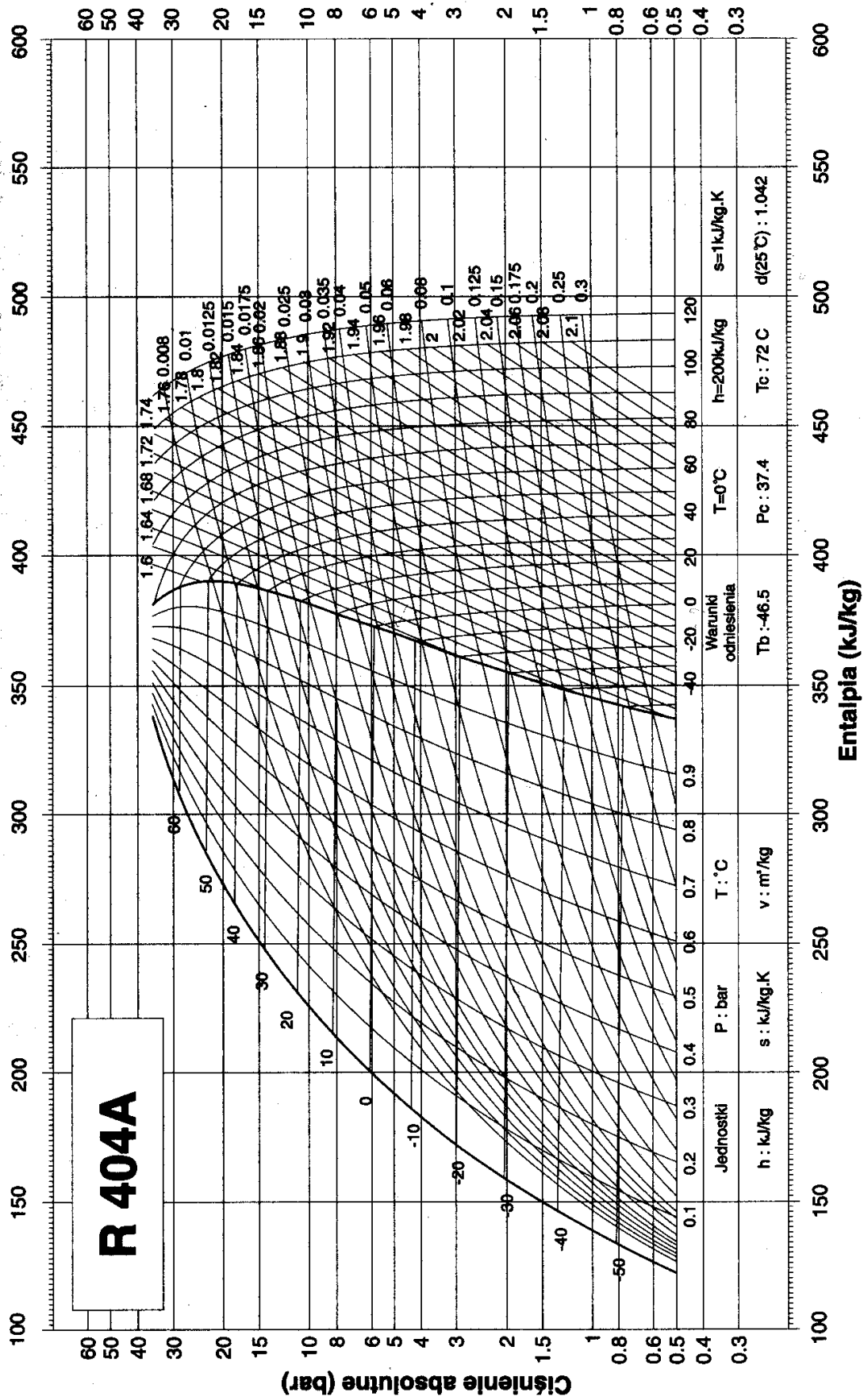
gdzie:  $P_{\text{PAR}}$  – moc wentylatora chłodnicy powietrza.

Tab. 1. Charakterystyka komory i stanowiska

Parametr		Symbol	Wartość
Wymiary komory	długość	L	1,4 m
	szerokość	S	0,8 m
	wysokość	H	1,2 m
	grubość drzwi	$\delta$	0,02 m
	grubość pozostałych przegród		0,025 m
Współczynnik przewodzenia ciepła		$\lambda$	0,05 W/mK
Współczynnik przyjmowania ciepła	zewnątrzny	$\alpha_z$	29 W/m <sup>2</sup> K
	wewnętrzny	$\alpha_w$	19 W/m <sup>2</sup> K
Moc wentylatora	skraplacza	$P_{\text{SKR}}$	25 W
	chłodnicy powietrza	$P_{\text{PAR}}$	34 W
Sprawność	elektryczna silnika sprężarki	$\eta_{el}$	0,86
	mechaniczna sprężarki	$\eta_m$	0,9

### Literatura:

- [1] Ullrich H.J.: Technika chłodnicza – Poradnik. Tom I. Wyd. MASTA, Gdańsk, 1998.
- [2] Ullrich H.J.: Technika chłodnicza – Poradnik. Tom II. Wyd. MASTA, Gdańsk, 1999.



Rys. 7. Wykres p – h dla czynnika R 404A.