

Hanna Jędrzejuk

## 6. INSTALACJE GRZEWcze W BUDOWNICTWIE MIESZKANIOWYM Z WYKORZYSTANIEM SPRĘŻARKOWYCH POMP CIEPŁA

### 6.1. Wstęp

Za pierwszą wzmiankę o pompie ciepła uznaje się artykuł z 1852 roku opublikowany przez profesora Uniwersytetu w Glasgow Williama Thompsona (Lorda Kelvina) zatytułowany "On the economy of the heating or cooling of buildings by means of currents of air" (Glasgow Phil. Soc. Proc. 269-72). Przedstawione urządzenie nazwane "heat multiplier" pozwalało na ogrzewanie jak również i chłodzenie powietrza, a system z tego typu pompą ciepła zbudowała w Glasgow w 1877 roku firma Bell-Coleman. System ten nie był jednak wykorzystywany ze względu na wysokie, w stosunku do tradycyjnych instalacji, koszty jego eksploatacji.

Jednak już w 1834, a więc prawie 20 lat wcześniej, zostały opracowane przez Pelletana teoretyczne podstawy działania parowych sprężarkowych pomp ciepła.

O praktycznym zastosowaniu tych urządzeń w budynkach mieszkalnych można mówić już od roku 1927, kiedy to Haldane zainstalował w swoim domu w Szkocji pompę ciepła na potrzeby przygotowania ciepłej wody i ogrzewania wykorzystując energię zawartą w powietrzu zewnętrznym.

Pierwszą europejską większą instalacją z pompą ciepła była zbudowana w latach 1938-39 instalacja ogrzewania ratusza w Zurychu, o mocy grzewczej 175 kW. Pompy ciepła ze sprężarkami rotacyjnymi firmy ESCHER WYSS dostarczały do 81 kW, czerpiąc energię niskotemperaturową z wody rzecznej. Już w 1938, również w Zurychu, powstała instalacja klimatyzacyjna w gmachu Kongresu. Moc grzewcza wynosiła 58 kW, a chłodnicza 31 kW. Źródłem ciepła niskotemperaturowego było powietrze ([3,6,26]).

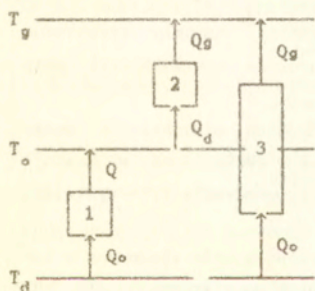
Zjawiskiem charakterystycznym jest znaczny wzrost zainteresowania urządzeniami zmniejszającymi zużycie energii, w tym również pompami ciepła w okresach kryzysów energetycznych, kiedy to raptowny skok cen paliw konwencjonalnych (np. w latach pięćdziesiątych i siedemdziesiątych) lub też istotne ograniczenie dostępu do nich wymusza racjonalne gospodarowanie posiadanymi zasobami.

Obecna sytuacja gospodarcza w Polsce wskazuje, iż energetyka stanowi barierę rozwoju kraju, a więc dążenie do zmniejszenia zużycia energii powinno stać się działaniem planowym popieranym przez państwo, przy czym zakres tych działań powinien obejmować zarówno przemysł, rolnictwo jak i budownictwo. Zawarty w tym rozdziale materiał dotyczy podstawowych zagadnień związanych z wykorzystaniem pomp ciepła w budownictwie mieszkaniowym i został opracowany na podstawie dostępnych materiałów zagranicznych ([3,5,7,13,14,15,26,31]).

## 6.2. Pojęcia podstawowe

Działanie pompy ciepła opisuje II zasada termodynamiki, a ściślej jedno z jej sformułowań podane przez R. Clausiusa (1850 r.):

"ciepło nie może samorzutnie przejść od ciała o temperaturze niższej (zwanego źródłem dolnym) do ciała o temperaturze wyższej (zwanego źródłem górnym)". Transport we wskazanym kierunku może się odbywać tylko kosztem energii doprowadzonej z zewnątrz.



Oznaczenia:

- 1 -obieg chłodniczy,
- 2 -obieg grzewczy (pompy ciepła),
- 3 -skojarzony obieg ciepłno-chłodniczy,
- $T_g$  -temperatura źródła górnego (pompy ciepła),
- $T_o$  -temperatura otoczenia, jest jednocześnie temperaturą źródła dolnego dla pompy ciepła i temperaturą źródła górnego dla urządzenia chłodniczego,
- $T_d$  -temperatura źródła dolnego (urządzenia chłodniczego)

Rys.6.1. Ideowe schematy realizacji obiegów odwracalnych

Bilans energetyczny pompy ciepła ma postać:

$$(6.1) \quad Q_g = Q_d + L,$$

gdzie:

- $Q_g$  - ilość ciepła oddanego do źródła górnego,
- $Q_d$  - ilość ciepła pobranego ze źródła dolnego,
- $L$  - praca doprowadzona do obiegu pompy ciepła.

Miarą energetycznej doskonałości urządzenia jest współczynnik wydajności grzejnej pompy ciepła (ang. COP - coefficient of performance), definiowany jako:

$$(6.2) \quad \epsilon_g = \frac{Q_g}{L} = \frac{Q_d + L}{L} = \frac{Q_d}{L} + 1$$

Teoretyczny maksymalny współczynnik wydajności grzejnej pompy ciepła zależy jedynie od temperatury górnego ( $T_g$ ) oraz dolnego źródła ( $T_d$ ) ciepła i wynosi:

$$(6.3) \quad \epsilon_t = \frac{T_g}{T_g - T_d} = \frac{1}{\epsilon_c}$$

jest on równy odwrotności współczynnika wydajności chłodniczej obiegu Carnota ( $\epsilon_c$ ).

Uwzględniając wzór (6.2) otrzymano:

$$(6.4) \quad \frac{Q_g}{Q_d} = \left( \frac{1}{\eta_{t_e}} - \frac{1}{\epsilon_g} \right)$$

lub:

$$(6.5) \quad \frac{Q_g}{L} = \left( \frac{\epsilon_g}{\eta_{t_e}} - 1 \right)$$

Dla pomp ciepła wyznaczany jest również współczynnik sprawności termicznej:

$$(6.6) \quad \eta_{t_e} = \frac{Q_g}{Q_d + L}$$

Egzergetyczna sprawność urządzenia wyrażana jest wzorem:

$$(6.7) \quad \eta_b = \frac{Q_g}{L} \frac{T_g - T_d}{T_g}$$



tn. jest ona równa iloczynowi współczynnika wydajności grzejnej pompy ciepła  $\epsilon_g$  i odwrotności współczynnika wydajności chłodniczej obiegu Carnota  $\epsilon_c$ , realizowanego w tym samym zakresie temperatury, czyli:

$$(6.8) \quad \eta_b = \frac{\epsilon_g}{\epsilon_c}$$

W urządzeniach rzeczywistych współczynnik wydajności grzejnej jest mniejszy od teoretycznego ze względu na występujące straty cieplne, hydrauliczne i elektryczne. Stąd też rzeczywisty współczynnik wydajności grzejnej  $\epsilon_g$  jest równy:

$$(6.9) \quad \epsilon_g = \epsilon_t \cdot \eta_b = \frac{T_g}{T_g - T_d} \cdot \eta_b$$

Według [28] przybliżoną wartość tego współczynnika dla pomp ciepła wyposażonych w sprężarki tłokowe można obliczyć ze wzoru :

$$(6.10) \quad \epsilon_g = 0.74 \cdot \frac{T_d}{T_g - T_d} - \left( 0.0032 \cdot T_d + 0.765 \cdot \frac{T_d}{T_g} \right) + 0.9$$

a gdy znane są charakterystyki silnika i sprężarki to rzeczywisty współczynnik wydajności grzejnej może zostać wyznaczony ze wzoru:

$$(6.11) \quad \epsilon_g = \eta_s \cdot \eta_m \left[ 1 + \eta_i \left( \frac{T_g}{T_g - T_d} - 1 \right) \right]$$

czyli:

$$(6.12) \quad \epsilon_g = \eta_s \cdot \eta_m \left[ 1 + \eta_i (\epsilon_g - 1) \right]$$

gdzie:

$\eta_s$  - sprawność silnika,

$\eta_m$  - sprawność mechaniczna sprężarki i układu przenoszenia napędu,

$\eta_i$  - sprawność indykowana sprężarki.

Natomiast do oceny obiegu nieodwracalnego można stosować pojęcie stopnia

doskonałości (odwracalności) obiegu  $\eta$  określonego wzorem:

$$(6.13) \quad \eta = \frac{\epsilon_g}{\epsilon_{gc}},$$

gdzie:

- $\epsilon_g$  - współczynnik wydajności grzewczej obiegu nieodwracalnego,
- $\epsilon_{gc}$  - współczynnik wydajności grzewczej obiegu odwracalnego.

Dla porównywania rzeczywistych obiegu pomp ciepła stosowane są obiegi przedstawione w tabelicy 6.1.

Ocenę sprawności pompy ciepła w ciągu sezonu grzewczego przeprowadzić można obliczając tzw. sezonowy (średnioroczny) współczynnik sprawności grzewczej pompy ciepła (ang. SPF - seasonal performance factor, niem. die Arbeitzahl):

$$(6.14) \quad \epsilon_g^r = \frac{Q_g^r}{L^r},$$

gdzie:

- $Q_g^r$  - ilość ciepła użytecznego dostarczonego przez pompę ciepła w sezonie grzewczym, MJ/a,
- $L^r$  - nakłady energetyczne ponoszone na pracę pompy ciepła w rozpatrywanym okresie, MJ/a.

Uwzględniając w bilansie energetycznym energię niezbędną do zasilania urządzeń towarzyszących - pomp, wentylatorów, urządzeń regulacyjnych ( $L_p^r$ ) otrzymano:

$$(6.15) \quad \epsilon_g^r = \frac{Q_g^r}{L^r + L_p^r}.$$

Porównanie różnych systemów ogrzewania umożliwia współczynnik odnoszący ilość ciepła dostarczaną przez pompę ciepła do energii pierwotnej (ang. PER primary energy ratio, niem. die Prim nergienutzungszahl):

$$(6.16) \quad \epsilon_g^p = \frac{Q_g^r}{\sum E^r},$$

Tab.6.1. Obiegi porównawcze dla rzeczywistych obiegów pomp ciepła, ((7))

| Obieg           | Schemat obiegu na wykresie T - s (temperatura-entropia)  | Przemiany                   | Współczynnik wydajności grzejnej pompy ciepła $\epsilon_g$  |
|-----------------|--|-----------------------------|---|
| Carnota         | <p>The diagram shows a Carnot cycle on a T-s plot. The vertical axis is temperature (T) with points T<sub>g</sub> and T<sub>d</sub>. The horizontal axis is entropy (s). The cycle consists of four states: 1 (bottom right), 2 (top right), 3 (top left), and 4 (bottom left). Processes 1-2 and 3-4 are isotherms at T<sub>g</sub> and T<sub>d</sub> respectively. Processes 2-3 and 4-1 are isentropes.</p> | 2 izotermy<br>2 izoentropy  | $\frac{T_g}{T_g - T_d}$   |
| Lorenza         | <p>The diagram shows a Lorenz cycle on a T-s plot. The vertical axis is temperature (T) with points T<sub>g</sub>' and T<sub>d</sub>'. The horizontal axis is entropy (s). The cycle consists of four states: 1 (bottom right), 2 (top right), 3 (top left), and 4 (bottom left). Processes 1-2 and 3-4 are polytropic curves. Processes 2-3 and 4-1 are isentropes.</p>                                       | 2 izoentropy<br>2 politropy | $\frac{1}{1 - \frac{T_d'' - T_d'}{T_g' - T_g''} \frac{\ln(T_g'/T_g'')}{\ln(T_d''/T_d')}} \propto$ $\propto \frac{\frac{T_g' + T_g''}{2}}{\frac{T_g' + T_g''}{2} - \frac{T_d' + T_d''}{2}}$        |
| Joule'a         | <p>The diagram shows a Joule cycle on a T-s plot. The vertical axis is temperature (T) with points T<sub>g</sub>' and T<sub>d</sub>'. The horizontal axis is entropy (s). The cycle consists of four states: 1 (bottom right), 2 (top right), 3 (top left), and 4 (bottom left). Processes 1-2 and 3-4 are isentropes. Processes 2-3 and 4-1 are isobars.</p>  | 2 izoentropy<br>2 izobary   | $\frac{T_g' - T_g''}{(T_g' - T_g'') - (T_d'' - T_d')} = \frac{1}{1 - \frac{T_d''}{T_g'}} =$ $= \frac{1}{1 - \frac{T_d''}{T_g'}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{p_d}{p_g}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}}$ |
| Philipsa        | <p>The diagram shows a Philips cycle on a T-s plot. The vertical axis is temperature (T) with points T<sub>g</sub> and T<sub>d</sub>. The horizontal axis is entropy (s). The cycle consists of four states: 1 (bottom right), 2 (top right), 3 (top left), and 4 (bottom left). Processes 1-2 and 3-4 are isotherms. Processes 2-3 and 4-1 are isochors.</p>  | 2 izotermy<br>2 izochory    | $\frac{T_g}{T_g - T_d}$   |
| Ackeret-Kellera | <p>The diagram shows an Ackeret-Keller cycle on a T-s plot. The vertical axis is temperature (T) with points T<sub>g</sub> and T<sub>d</sub>. The horizontal axis is entropy (s). The cycle consists of four states: 1 (bottom right), 2 (top right), 3 (top left), and 4 (bottom left). Processes 1-2 and 3-4 are isotherms. Processes 2-3 and 4-1 are isobars.</p>   | 2 izotermy<br>2 izobary     | $\frac{T_g}{T_g - T_d}$   |

x - wykładnik adiabaty



gdzie:

- $Q_g^r$  - ilość ciepła użytecznego dostarczonego przez pompę ciepła w sezonie grzewczym, MJ/a,  
 $\sum E^r$  - całkowite zużycie energii pierwotnej, MJ/a.

### 6.3. Klasyfikacja urządzeń

Pompy ciepła oraz systemy grzewcze z tymi urządzeniami przyjęto klasyfikować według poniżej podanych kryteriów.

Zasady działania, a ściślej rodzaju wykorzystywanych zjawisk fizycznych:

a) zjawisk termodynamicznych:

przemian fazowych:

- parowe sprężarkowe pompy ciepła:
  - ze sprężarkami mechanicznymi (rys.6.2.a),
  - ze sprężarkami strumieniowymi (rys.6.2.b),
- sorpcyjne pompy ciepła:
  - absorpcyjne pompy ciepła (rys.6.2.c),
  - resorpcyjne pompy ciepła,

oraz

sprężania i rozprężania gazu połączonego z wykonywaniem pracy (zarówno procesy otwarte jak i zamknięte):

- gazowe sprężarkowe pompy ciepła,
- rurka wirowa (Ranque'a),

b) zjawisk elektrycznych i magnetycznych

zjawisk Seebecka i Peltiera:

- termoelektryczne pompy ciepła (rys.6.2.d),

zjawiska magnetotermicznego.

Rodzaju źródła ciepła niskotemperaturowego oraz rodzaju czynnika odbierającego ciepło w górnym źródle:

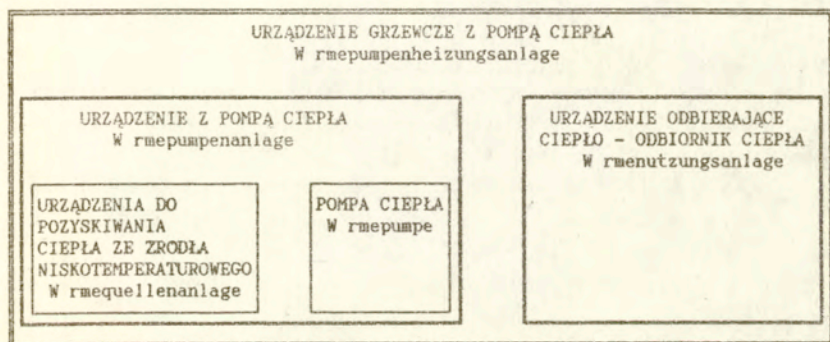
- powietrze - powietrze,
- powietrze - woda,
- woda - powietrze,
- woda - woda,

przy czym jest to klasyfikacja uproszczona, bowiem "woda" oznacza każdy ciekły nośnik ciepła.





W niemieckiej literaturze technicznej odróżnia się pojęcia pompy ciepła oraz urządzenia z pompą ciepła, co schematycznie przedstawiono na rysunku 6.3 (wg DIN 8900, Teil 1, April 1980, [13]).



Rys.6.3. Ideowy schemat zależności poszczególnych elementów urządzenia ogrzewczego, ([13])

Obowiązuje wówczas klasyfikacja przedstawiona w tabelicy 6.2.

Tab.6.2. Klasyfikacja pomp ciepła oraz urządzeń grzewczych zależnie od źródeł ciepła niskotemperaturowego i rodzaju nośników ciepła - przykłady, ([15])

| Źródło ciepła niskotemperaturowego | Nośnik ciepła po stronie źródła ciepła: |           | Pompa ciepła        | Urządzenie z pompą ciepła |
|------------------------------------|---|-----------|---------------------|---------------------------|
|                                    | dolnego                                 | górnego   |                     |                           |
| grunt                              | solanka                                 | powietrze | solanka-powietrze   | grunt-powietrze           |
| grunt                              | solanka                                 | woda      | solanka-woda        | grunt-woda                |
| energia słoneczna                  | solanka                                 | powietrze | solanka-powietrze   | słońce-powietrze          |
| energia słoneczna                  | solanka                                 | woda      | solanka-woda        | słońce-woda               |
| woda                               | woda                                    | woda      | woda-woda           | woda-woda                 |
| woda                               | woda                                    | powietrze | woda-powietrze      | woda-powietrze            |
| powietrze                          | powietrze                               | woda      | powietrze-woda      | powietrze-woda            |
| powietrze                          | powietrze                               | powietrze | powietrze-powietrze | powietrze<br>-powietrze   |

Liczby źródeł ciepła niskotemperaturowego:

- układy monowalentne (z jednym źródłem ciepła),
- układy biwalentne (z dwoma źródłami ciepła),
- układy z większą liczbą źródeł ciepła niskotemperaturowego (rzadko spotykane),

przy czym różne mogą być rodzaje ich współpracy:

- współpraca szeregową,
- współpraca równoległą,
- współpraca szeregowo-równoległą.

Rodzaju konstrukcji urządzenia (sposobu zabudowy):

- system "split" - pompa ciepła składa się z dwóch zespołów: zewnętrznego - pobierającego ciepło z otoczenia oraz wewnętrznego dostarczającego ciepło o wymaganej temperaturze,

- system "mono" ("kompakt") - wszystkie elementy pompy ciepła znajdują się w jednej obudowie, a urządzenie może być zainstalowane zarówno wewnątrz jak i na zewnątrz budynku.

Dziedzin zastosowania i wydajności cieplnej:

- pompy ciepła stosowane w budownictwie mieszkaniowym, o mocy cieplnej rzędu 1 + 70 kW,

- pompy ciepła stosowane w małych zakładach przemysłowych oraz w rolnictwie, o mocy cieplnej rzędu 2 + 120 kW,

- pompy ciepła stosowane w przemyśle, o mocy cieplnej rzędu 0.1 + 10 (30) MW.

Liczby źródeł ciepła zasilających instalacje:

- systemy monowalentne, pompa ciepła jest jedynym źródłem ciepła,  
- systemy biwalentne, pompa ciepła stanowi uzupełniające lub podstawowe źródło ciepła,

- rzadko spotykane systemy z większą liczbą źródeł, w układzie bez jak również z zasobnikiem ciepła (tab.6.3, rys.6.4), przy czym w przypadku systemów wieloźródłowych możliwe są następujące warianty współpracy urządzeń:

- szeregowy,
- równoległy,
- warianty mieszane.

Założonej wymaganej temperatury  $t_g$  w górnym źródle:

- układy wysokotemperaturowe,  $t_g > 110$  °C
- układy średnotemperaturowe,  $110$  °C  $> t_g > 70$  °C
- układy niskotemperaturowe,  $t_g < 70$  °C

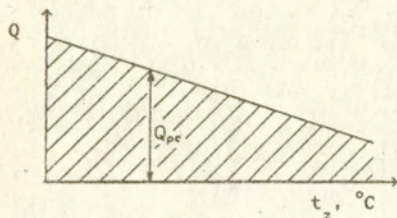


Tab.6.3. Rodzaje pracy pomp ciepła w układach grzewczych, ([15])

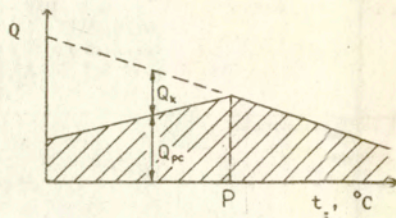
| L.p. | Nazwa  | Temperatura w punkcie granicznym $t_z, ^\circ\text{C}$       | Wydażność konwencjonalnego źródła ciepła $Q_k$ | Uwagi   |
|------|--|--|--|---|
| 1    | układ monowalentny                               | -  | -  | pompa ciepła musi zapewnić wymaganą ilość ciepła również w najniekorzystniejszych warunkach klimatycznych   |
| 2    | układ monowalentny z zasobnikiem ciepła          | -  | -  | podczas krótkich okresów możliwe jest zaspokojenie zapotrzebowania na ciepło z zasobnika ciepła   |
| 3    | układ biwalentny równoległy                      | -5 + +7  | $Q_k = Q - Q_{pc}$                             | poniżej założonej temperatury wymaganą ilość ciepła dostarcza zarówno konwencjonalne urządzenie jak i pompa ciepła  |
| 4    | układ biwalentny równoległy z zasobnikiem ciepła | -5 + +7  | $Q_k = Q$                                      | konwencjonalne źródło w okresach najniekorzystniejszych zapewnia całkowicie dostawę ciepła, zasobnik pozwala na dodatkowe zasilanie instalacji ciepłem w krótkich okresach maksymalnych obciążeń  |
| 5    | układ biwalentny przemienny                      | np. +3   | $Q_k = Q$                                      | poniżej założonej temperatury, dostawę ciepła zapewnia całkowicie konwencjonalne źródło ciepła  |
| 6    | układ biwalentny częściowo równoległy            | np. +3, wyłączenie pompy ciepła np. przy $-10^\circ\text{C}$ | $Q_k = Q$                                      | powyżej założonej temperatury granicznej zapotrzebowanie na ciepło pokrywa pompa ciepła, poniżej, aż do osiągnięcia założonej temperatury wyłączenia, pompa ciepła współpracuje z konwencjonalnym urządzeniem; poniżej tej temperatury ciepło dostarcza wyłącznie urządzenie konwencjonalne |

$Q$  - wymagana moc grzewcza,  
 $Q_k$  - wymagana moc grzewcza konwencjonalnego źródła ciepła,  
 $Q$  - moc grzewcza pompy ciepła,  
 $t_z^{pc}$  - temperatura powietrza zewnętrznego,  
 Punkt graniczny - punkt, w którym następuje zmiana warunków współpracy pompy ciepła i urządzenia konwencjonalnego (niem. Bivalentzpunkt)

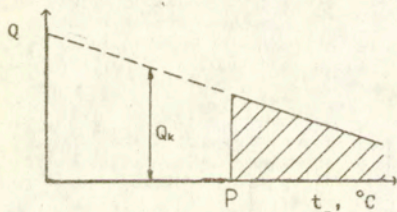




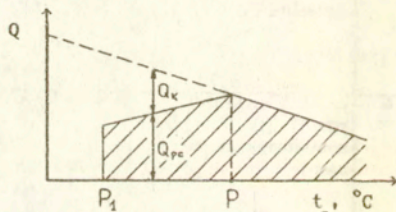
A. Układ monowalentny,  
(przypadek 1 tab.6.3)



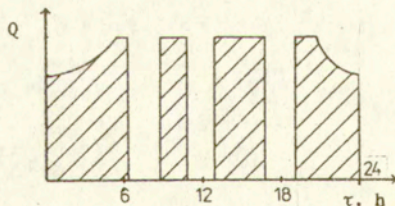
B. Układ biwalentny  
równoległy  
(przypadek 3 tab.6.3)



C. Układ biwalentny  
przezienny  
(przypadek 5 tab.6.3)



D. Układ biwalentny,  
częściowo równoległy  
(przypadek 6 tab.6.3)



E. Układ monowalentny,  
z zasobnikiem ciepła  
(przypadek 2 tab.6.3)

Rys.6.4. Rodzaje pracy pomp ciepła w układach grzewczych, ([15])

#### 6.4. Elementy systemów z pompami ciepła [3,6,7,13,15,20,26,29,30,31]

##### 6.4.1. Źródła ciepła (tab.6.4)

Źródło ciepła niskotemperaturowego powinno charakteryzować się następującymi cechami:

- dużą pojemnością cieplną,
- możliwie wysoką i stałą temperaturą,
- brakiem agresywności w stosunku do materiałów konstrukcyjnych oraz nie może zawierać zanieczyszczeń powodujących korozję elementów instalacji,
- niską ceną instalacji służącej do pozyskania energii.

##### Energia słoneczna

Gęstość energii całkowitego promieniowania słonecznego wynosi w korzystnych warunkach do  $1100 \text{ kWh/m}^2$ , a liczba godzin słonecznych, tzw usłonecznienie, w Europie Środkowej około 1900 ([30]).

Dobowa i sezonowa zmienność strumienia energii oraz duża zależność od czynników meteorologicznych, a także najmniejsza dostępność przy największym zapotrzebowaniu na energię na cele ogrzewania powodują konieczność stosowania zasobników ciepła. W polskich warunkach dostępna energia w okresie grzewczym jest najczęściej niewystarczająca do ogrzewania budynków. Stąd też skojarzenie systemu wykorzystania energii słonecznej z pompą ciepła daje podwójną korzyść - obniżenie temperatury czynnika w kolektorach pozwala na podniesienie ich sprawności oraz podwyższenie temperatury dolnego źródła ciepła w stosunku do powietrza zewnętrznego polepsza warunki pracy samej pompy ciepła.

Dokładne dane na temat energii słonecznej można znaleźć w rozdziale 1. niniejszej pracy. Natomiast ogólne zasady projektowania urządzeń słonecznych przedstawione są np w [10].

##### Powietrze zewnętrzne

Temperatura powietrza zewnętrznego w sezonie grzewczym waha się w granicach  $(-30) -15 + 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , a w lecie osiąga temperaturę  $+30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Zarówno roczne jak i dobowe wahania powodują zmienne warunki pracy urządzenia. Konsekwencją wymagania zapewnienia odpowiedniej wydajności pompy ciepła przy niskiej temperaturze powietrza zewnętrznego, a więc przy najniższej sprawności i najtrudniejszych warunkach pracy, jest konieczność instalowania dodatkowego, konwencjonalnego źródła ciepła lub też wykorzystanie dwóch lub nawet trzech źródeł energii niskotemperaturowej. Natomiast w korzystnych warunkach meteorologicznych przy dwupołożeniowej regulacji wydajności urządzenia, może wystąpić



Tabl.6.4. Porównanie źródeł energii niskotemperaturowej dla pomp ciepła ([3,6,7,26,28,29,31])

| Z R O D Ł O                                   |   |                                       |                     |                                       |   |                                   |
|---|---|---------------------------------------|---------------------|---------------------------------------|---|-----------------------------------|
| C E C H Y                                     | powietrze                               | woda studzienna                       | woda powierzchniowa | ścieki                                | grunt   | energia słoneczna                 |
| znaczenie danego źródła dla całej instalacji  | podstawowe lub pomocnicze               | podstawowe                            | podstawowe          | pomocnicze lub podstawowe             | podstawowe lub pomocnicze   | podstawowe lub pomocnicze         |
| przydatność jako źródła ciepła (ogólna ocena) | dobra                                   | dobra                                 | dobra               | zależna od wielkości i rodzaju źródła | trudna do jednoznacznego określenia ze względu na zmianę właściwości podczas eksploatacji | dobra                             |
| dostępność źródła (lokalizacja)               | bardzo łatwo dostępne                   | niepewne                              | rzadko dostępna     | ograniczona dostępność                | łatwo dostępny  | łatwo dostępna                    |
| dostępność źródła (czas)                      | stała                                   | stała, ograniczona wydajnością źródła | stała               | zmienna                               | stała   | zmienna                           |
| koszty inwestycyjne                           | niskie, niższe niż w innych przypadkach | zmienne, zależne od kosztów wiercenia | niskie              | zmienne                               | wysokie   | wysokie                           |
| koszty eksploatacyjne                         | stosunkowo niskie                       | niskie lub przeciętne                 | stosunkowo niskie   | niskie                                | umiarkowane   | umiarkowane, brak ścisłych danych |



cd Tabl.6.4. Porównanie źródeł energii niskotemperaturowej dla pomp ciepła

|  |  | Z R O D Ł O   |                                |                                      |  |                                       |                           |
|--|--|---|--------------------------------|--------------------------------------|--|---------------------------------------|---------------------------|
| C E C H Y  |  | powietrze   | woda studzienna                | woda powierzchniowa                  | ścieki   | grunt                                 | energia słoneczna         |
| jednostkowy koszt pozyskiwania energii (względny)  |  | 1   | 3 + 5                          | 3 + 5                                | -  | 4 + 5                                 | 3                         |
| temperatura, °C  |  | zakres zastosowania, najczęściej: 3 + 15, znaczne wahania | 8 + 12, małe wahania           | 4 + 15, względnie niewielkie wahania | wartość zależna od źródła                                    | 8 + 12, wahania zależne od głębokości | zmienna, znaczne wahania  |
| gęstość strumienia energii   |  | 1.5 + 2.2 Wh / m <sup>2</sup>                             | 4.5 + 5.9 kWh / m <sup>2</sup> | 4.5 + 5.9 kWh / m <sup>2</sup>       | wartość zależna od źródła                                    | 6 + 30 W/m <sup>2</sup>               | 30 ± 480 W/m <sup>2</sup> |
| orientacyjny średnioroczny współczynnik wydajności grzejnej (określony dla pracy w systemie ogrzewania powietrznego) |  | 2.0 + 2.5   | brak danych                    | brak danych                          | brak danych  | 2.2 + 3.2                             | brak danych               |
| stan opracowania metod projektowych  |  | zwykle wystarczający                                      | zwykle wystarczający           | zwykle wystarczający                 | wystarczający, jeśli źródło ma stałą wydajność i temperaturę | niewystarczający                      | praktycznie wystarczający |

cd Tabl.6.4. Porównanie źródeł energii niskotemperaturowej dla pomp ciepła

| Z R Ó D Ł O  |  |   |  |   |  |  |
|--|--|---|--|---|--|--|
| C E C H Y  | powietrze  | woda studzienna   | woda powierzchniowa  | ścieki  | grunt  | energia słoneczna  |
| możliwość seryjnej produkcji urządzeń wykonanych przez producentów | doskonała, urządzenia mogą być fabrycznie montowane i testowane  | doskonała, oprócz studni  | doskonała  | niewielka   | niewielka  | niewielka  |
| informacje dodatkowe   | -mała wartość współczynnika przejmowania ciepła, -możliwość powstawiania szronu na powierzchni parownika, -odszerzanie wymaga dodatkowej mocy grzewczej, drugiego lub źródła ciepła, -mogą być wymagane przewody powietrzne, -trudna regulacja przy dużych wahańach temperatury, | -wobec agresywności nosnika ciepła może wystąpić korozja, powoduje to konieczność stosowania odpowiednich materiałów, -na powierzchni wymiany ciepła może tworzyć się nalot, -układ może wymagać dodatkowego źródła ciepła, -mogą być wymagane przewody powietrzne, -trudna regulacja przy dużych wahańach temperatury, | -woda może być przyczyną korozji, powstawiania nalotu oraz wykwitów alg. | -przeważnie jest to śródotwisko korozyjne, -na powierzchni wymiany ciepła może tworzyć się nalot, -wadą jest często niewystarczająca wydajność źródła -bardzo ograniczone zastosowanie, stąd też wymaga indywidualnego projektowania, -występuje niebezpieczeństwo zamaznięcia, | -temperatura źródła obniża się podczas pracy pompy ciepła i powoli rośnie, -nie przestaje pracować, zmiany te są zależne od ilości ciepła pobieranego przez pompę, -duża zmienność właściwości zależnie od miejscowych warunków geologicznych i klimatycznych, | -źródło może być zastosowane jako pomocnicze, redukujące koszty inwestycyjne (np. współpraca kolektora słonecznego z węzłową umieszczoną w gruncie, gdzie grunt jest również zasobnikiem ciepła) -najczęściej wymaga magazynowania ciepła -duża zależność efektywności źródła od czynników meteorologicznych |
|  |  |   | możliwość budowania urządzeń z gotowych elementów                        |   |  |  |

cd Tabl.6.4. Porównanie źródeł energii niskotemperaturowej dla pomp ciepła

| Z R O D Ł O                 |   |                                |                     |        |   |   |
|-----------------------------|---|--------------------------------|---------------------|--------|---|---|
| C E C H Y                   | powietrze   | woda studzienna                | woda powierzchniowa | ścieki | grunt   | energia słoneczna   |
| informacje dodatkowe ( cd ) | -największe zapotrzebowanie na ciepło występuje przy najniższej temperaturze źródła, co jest przyczyną spadku sprawności urządzeń (tzn.przy najmniej dostępności ciepła ze źródła). | -źródło może ulec wyczerpaniu. |                     |        | -na ogół wymaga znacznego obszaru gruntu, -oddziaływanie na roślinność, (może to być szkodliwe), -uszkodzenia węzłowic ułożonych w gruncie są trudne do naprawienia | -największe zapotrzebowanie na ciepło występuje przy najmniej dostępności ciepła ze źródła. |



nierównomierna praca pompy ciepła charakteryzująca się krótkimi okresami pracy z dużą wydajnością oraz długimi przerwami w pracy. Dlatego w takim przypadku zaleca się jest zastosowanie zasobników ciepła.

Ważnym czynnikiem wpływającym na sprawność urządzenia jest właściwe zaizolowanie ciepłe przewodów po stronie gorącej, szczególnie przy instalacji danej urządzenia na zewnątrz ogrzewanego budynku. Również istotne z punktu widzenia komfortu jest wytlumienie dokuczliwego hałasu wywołanego pracą wentylatorów.

Wymagany strumień ciepła pozyskiwanego z powietrza można wyznaczyć ze wzoru:

$$(6.17) \quad Q_o = \left(1 - \frac{1}{\epsilon_g}\right) \cdot Q_g, \quad \text{kW},$$

gdzie:

$\epsilon_g$  - rzeczywisty współczynnik wydajności grzejnej pompy ciepła,

stąd też wymagany strumień powietrza wynosi:

$$(6.18) \quad V_o = \frac{Q_o}{\rho_p \cdot c_p \cdot \Delta t_p}, \quad \text{m}^3/\text{s},$$

gdzie:

$Q_o$  - ilość ciepła pozyskiwana z otoczenia, kW,

$\rho_p$  - gęstość powietrza, (dla temperatury  $t=0^\circ\text{C}$   $\rho_p=1.2754 \text{ kg/m}^3$ ),

$c_p$  - ciepło właściwe powietrza,

(dla temperatury  $t=0^\circ\text{C}$   $c_p=1.006 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ ),

$\Delta t_p$  - schłodzenie powietrza zewnętrznego, K,

$V_o$  - wymagany strumień powietrza,  $\text{m}^3/\text{s}$ .

W pracy [13] wyznaczono optymalną moc wentylatora tłoczącego powietrze zewnętrzne przy kryterium osiągnięcia minimum strat egzergetycznych uzyskując:

$$(6.19) \quad P_{\text{went},o} = P'_{\text{went}} + \sqrt{\frac{a \cdot Q_g \cdot Q_d}{2 \cdot c_p \cdot \rho_p \cdot T_g \cdot \eta_b}},$$

gdzie:

- $P_{\text{went},o}$  - optymalna moc wentylatora wyznaczona przy kryterium minimalizacji strat egzergetycznych układu pompa ciepła - wentylator, W,  
 $P'_{\text{went}}$  - moc wentylatora dla zerowego strumienia przettaczanego powietrza, wielkość wprowadzona na podstawie badań empirycznych, W,

$$a = \frac{\Delta p_{\text{went}}}{\eta_{\text{went}}},$$

- $\Delta p_{\text{went}}$  - różnica ciśnienia wytwarzana przez wentylator,  $N/m^2$ ,  
 $\eta_{\text{went}}$  - sprawność wentylatora,  
 $Q_g$  - wymagana moc cieplna górnego źródła ciepła, W,  
 $Q_d$  - wymagana moc cieplna dolnego źródła ciepła, W,  
 $T_g$  - temperatura górnego źródła ciepła, K,  
 $\eta_b$  - sprawność egzergetyczna pompy ciepła,  
 $c_p$  - ciepło właściwe powietrza,  $J/(kg \cdot K)$ ,  
 $\rho_p$  - gęstość powietrza,  $kg/m^3$ .

#### Woda gruntowa [13]

Obliczenie wymaganej ilości ciepła pozyskiwanego w źródle dolnym można obliczyć wg wzoru (6.17).

Strumień masy wody obliczany jest ze wzoru:

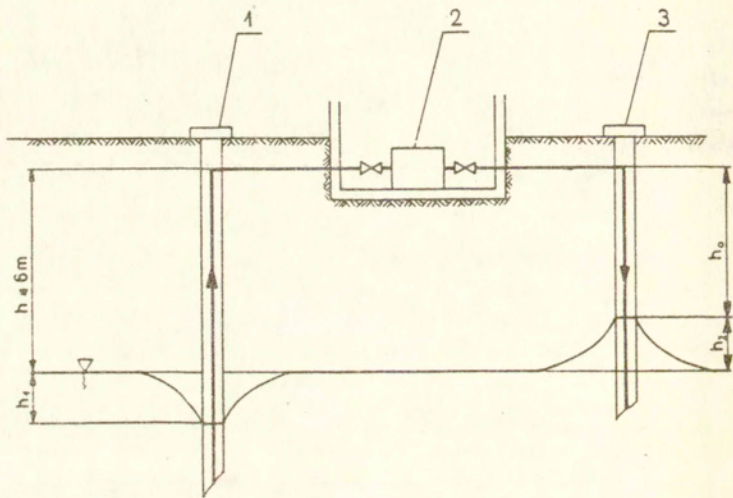
$$(6.20) \quad m_w = \frac{Q_d}{\rho_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w},$$

gdzie:

- $Q_d$  - wymagana moc cieplna dolnego źródła ciepła, W,  
 $\rho_w$  - gęstość wody,  $kg/m^3$ ,  
 $c_w$  - ciepło właściwe wody,  $J/(kg \cdot K)$ ,  
 $\Delta t_w$  - schłodzenie wody, K.

Pompa (rys.6.5) musi zapewnić pokonanie strat hydraulicznych w obiegu, tzn.:

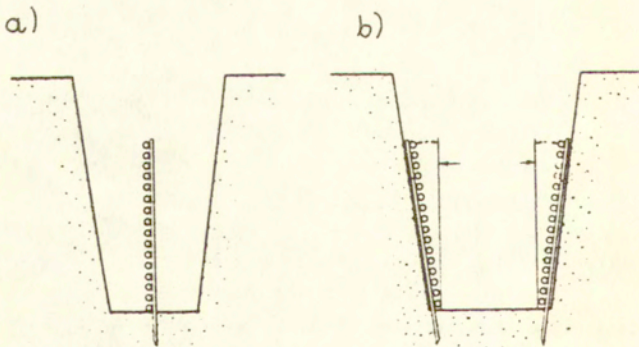
- strat ciśnienia przy przepływie wody przez pompę ciepła,
- strat ciśnienia przy przepływie wody przez armaturę (miejscowe straty ciśnienia),



Rys.6.5. Schemat obiegu wody gruntowej w układzie pompa ciepła - grunt, ([15])

Oznaczenia:

- 1 - pobór wody,
- 2 - pompa ciepła,
- 3 - odprowadzenie wody.



Rys.6.6. Sposoby ułożenia węzownic w gruncie, (wg AL-KO Polar GmbH, RFN)

a) układ semipionowy pojedynczy,

b) układ semipionowy podwójny.



- strat ciśnienia przy przepływie wody przez przewody (liniowe straty ciśnienia)

oraz pokonać różnicę wysokości ( $\Delta p_{geod}$ ).

Na podstawie praktycznych obserwacji eksploatowanych systemów można stwierdzić, że:

- dla obiegu zamkniętego :

$$(6.21) \quad \Delta p_{geod,z} \approx 4 \cdot h_1 \cdot \rho \cdot g, \quad \text{Pa,}$$

- dla obiegu otwartego (bez odprowadzania wody do gruntu):

$$(6.22) \quad \Delta p_{geod,o} \approx (h+h_1) \cdot \rho \cdot g, \quad \text{Pa,}$$

gdzie:

$h, h_1$  - jak na rys.5, m,

$\rho$  - gęstość wody gruntowej,  $\text{kg/m}^3$ ,

$g$  - przyspieszenie ziemskie,  $9.81 \text{ m/s}^2$ .

### Grunt

Ciepło pobierane jest przez nośnik krążący w węzownikach ułożonych w gruncie w tradycyjnym układzie poziomym lub rzadziej pionowym. W celu zmniejszenia zakresu robót ziemnych są stosowane układy przedstawione na rys.6.6.

Jednostkowy maksymalny strumień ciepła pozyskiwany z  $1 \text{ m}^2$  powierzchni gruntu w tradycyjnym systemie poziomym wynosi zależnie od strefy klimatycznej i od wilgotności gruntu:

- dla gruntów lekkich (np. piaszczystych)  $q_a \approx 10 + 25 \text{ W/m}^2$

- dla gruntów ciężkich (np. gliniastych)  $q_a \approx 25 + 35 \text{ W/m}^2$

Niezbędną orientacyjną powierzchnię gruntu można wyznaczyć jako:

$$(6.23) \quad A = \frac{Q_d}{q_a},$$

gdzie:

$q_a$  - jednostkowy strumień ciepła pozyskiwany z  $1 \text{ m}^2$  powierzchni gruntu, W,

$Q_d$  - wymagana moc cieplna dolnego źródła ciepła, W, wzór (6.17),

Można stwierdzić, że powierzchnia gruntu potrzebna do dostarczenia wymaganej ilości ciepła do dobrze izolowanego budynku jest w przybliżeniu 2 + 3 razy większa od ogrzewanej powierzchni mieszkalnej.

Gruntowe wymienniki ciepła pozwalają nie tylko na pozyskiwanie niskotemperaturowej energii, ale również umożliwiają magazynowanie ciepła. Jednakże w czasie eksploatacji tego typu instalacji obserwuje się duże i niekorzystne zmiany warunków wymiany ciepła w gruncie spowodowane złożonymi procesami związanymi z transportem ciepła i masy.

### Energia geotermiczna

Energię geotermiczną uzyskuje się z:

- przegrzanej pary wodnej,
- gorących wód,
- gorących skał.

Jak wykazały prowadzone od kilku lat badania Polska ma korzystne warunki geotermalne. Szacuje się, że ilość energii w samym subbasenie grudziądzko-warszawskim wynosi około  $220 \cdot 10^6$  TJ, przy temperaturze  $20^\circ\text{C}$  (cytowana w [18] praca A. Basaja *Wstępna ocena możliwości wykorzystania energii zawartej w wodach termalnych, COW*).

Doświadczenia innych krajów wykazują, że technicznie uzasadnione jest wykorzystywanie mocy grzewczej od około 2 do 20 MW, a najkorzystniejszą głębokością jest 1500 do 2500 m. Z tej głębokości, przy wzroście temperatury  $30 + 33$  K/km, otrzymuje się wody termalne o temperaturze  $55 + 85^\circ\text{C}$ .

Przed projektowaniem instalacji należy wykonać dokładne badania dotyczące wielkości zasobów, składu chemicznego itp. Ponieważ większość wód termalnych charakteryzuje się dużą agresywnością, należy pamiętać o konieczności opracowania właściwej metody jej utylizacji.

Energię cieplną zawartą w skałach zwykle wykorzystuje się za pomocą systemów wodnych - wtłaczając pod odpowiednim ciśnieniem wodę w wybrane złoża. Czasem występuje konieczność wstępnego rozkruszenia skał metodą podziemnych wybuchów.

#### 6.4.2. Zasobniki ciepła

Zasobniki stosowane są w celu wyrównywania obciążenia źródeł ciepła (po stronie górnego źródła ciepła) lub też w celu ograniczenia zmianności strumienia dopływającego ciepła niskotemperaturowego. Przy ich stosowaniu uzyskuje się poprawę warunków pracy pomp ciepła, jak również zmniejszenie wymaganej maksymalnej mocy urządzenia.

Podstawą do określania wielkości zasobników jak i mocy cieplnej źródła jest wymagana wydajność zasilanego systemu.

Jeśli chwilowe zapotrzebowanie na ciepło oznaczymy  $Q_{\tau}$ , to całkowite jego zapotrzebowanie w rozpatrywanym okresie wynosi:

$$(6.24) \quad Q_{\text{całk}} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_{\tau} d\tau \quad ,$$

gdzie:

$\tau_1, \tau_2$  - czas rozpoczęcia i zakończenia cyklu,

a średnia jego wartość:

$$(6.25) \quad Q_{sr} = \frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_{\tau} d\tau \quad .$$

Oznacza to, że źródło ciepła może mieć moc cieplną równą  $Q_{sr}$  przy tak dobranej pojemności cieplnej zasobnika, aby możliwe było zakumulowanie ciepła w okresach mniejszego zapotrzebowania na nie. Jest to możliwe przy założeniu, że ciepło magazynowane jest wyłącznie w zasobniku ze sprawnością równą 100%. Zasobnik o tak dobranej pojemności nazwano zasobnikiem o pełnej akumulacyjności i w układach z zasobnikami definiuje się współczynnik akumulacyjności cieplnej zasobnika  $\phi$ :

$$(6.26) \quad \phi = \frac{V_z}{V_{z0}} \quad .$$

gdzie:

$V_z$  - pojemność rozpatrywanego zasobnika,

$V_{z0}$  - pojemność zasobnika o pełnej akumulacyjności.

Wymaganą efektywną pojemność zasobnika o pełnej akumulacyjności można wyznaczyć ze wzoru:

$$(6.27) \quad V_{z0} = \frac{Q_z}{c \cdot \Delta t_u \cdot \rho} \quad .$$



gdzie:

- $V_{zo}$  - pojemność zasobnika o pełnej akumulacyjności,  $m^3$ ,
- $c$  - ciepło właściwe substancji magazynującej ciepło,  $kJ/(kg \cdot K)$ ,
- $\rho$  - gęstość substancji magazynującej ciepło,  $kg/m^3$ ,
- $Q_z$  - ilość magazynowanego ciepła,  $kJ$ ,
- $\Delta t_u$  - użyteczna różnica temperatury,  $K$ , równa:

$$(6.28) \quad \Delta t_u = t_z - t_u$$

- $t_z$  - temperatura magazynowania ciepła,
- $t_u$  - wymagana temperatura zasilania instalacji.

Przy czym:

$$(6.29) \quad Q_z = \int_{\tau_1}^{\tau_2} (Q_{zr} - Q_g) d\tau + Q_{str}$$

gdzie:

- $Q_{zr}$  - strumień ciepła dopływający do zasobnika ze źródła,
- $Q_g$  - strumień ciepła zasilający instalację,
- $Q_{str}$  - straty ciepła zasobnika w rozpatrywanym czasie.

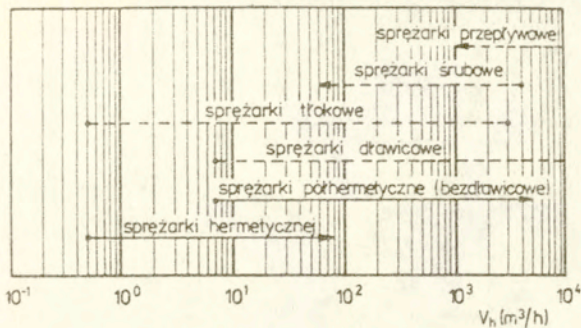
W [20] przedstawiono dokładnie metodykę doboru wodnego zasobnika ciepła.

#### 6.4.3. Sprężarki

Ze względu na prostotę obsługi, niezawodność, zakres mocy, osiąganą sprawność i dostępność na rynku stosowane są pompy ciepła ze sprężarkami tłokowymi, rotacyjnymi - śrubowymi i przepływowymi - odśrodkowymi.

Jako hermetyczne wykonuje się w zasadzie tylko sprężarki tłokowe, jako semihermetyczne lub otwarte (dławnicowe) sprężarki tłokowe, śrubowe oraz przepływowe. W zasadzie, bowiem firma Carrier Corporation z USA produkuje hermetyczne sprężarki przepływowe - odśrodkowe.

W sprężarkowych pompach ciepła o wydajności kilku czy kilkunastu MW można stosować trzy rodzaje sprężarek: tłokowe, rotacyjne (śrubowe) i przepływowe, ale tylko te ostatnie mogą osiągać największe moce. Wynika to z faktu, że tylko one umożliwiają sprężenie ok.  $5 m^3/s$  strumienia objętości pary czynnika roboczego przez jedno urządzenie (rys.6.7).



Rys.6.7. Wydajność objętościowa (geometryczna)  $V$  różnych typów sprężarek (wg [7])

Zależnie od różnicy temperatury między dolnym i górnym źródłem ciepła stosowane są sprężarki jedno- i dwustopniowe. W sprężarkach jednostopniowych możliwe jest podniesienie temperatury czynnika roboczego od  $0^{\circ}\text{C}$  do ok.  $70^{\circ}\text{C}$ , a w sprężarkach dwustopniowych od  $0^{\circ}\text{C}$  do ok.  $100^{\circ}\text{C}$ , ze sprawnością ponad 80 %.

#### Napędy sprężarkowych pomp ciepła (rys.6.8, rys.6.9)

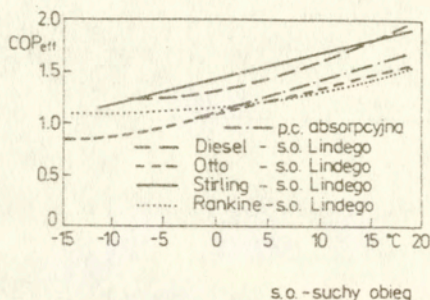
Do napędu sprężarek mechanicznych służą silniki elektryczne, silniki gazowe oraz Diesla, a także turbiny parowe i gazowe. Jednakże najbardziej uniwersalnym źródłem napędu jest silnik elektryczny. Stosuje się silniki o mocy od ułamków kilowata - do napędu miniaturowych sprężarek hermetycznych, tłokowych i rotacyjnych, do kilkunastu tysięcy kilowatów - do napędu sprężarek śrubowych i przepływowych.

Bardzo duże urządzenia napędzane są głównie silnikami gazowymi (rys.6.10) lub Diesla. Wyjątkiem są rozwiązania szwedzkie, gdzie pompy ciepła napędzane są często silnikami elektrycznymi. Wynika to ze stosunkowo taniej energii elektrycznej w Szwecji.

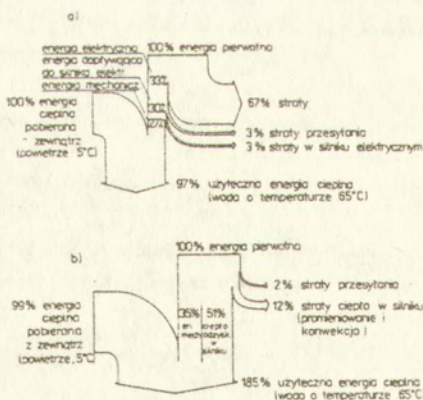
W małych instalacjach stosowane są pompy ciepła napędzane silnikami elektrycznymi. Natomiast do ogrzewania bloków mieszkalnych lub osiedli domków jednorodzinnych (od kilkudziesięciu do kilkuset mieszkań) służą pompy ciepła napędzane silnikami spalinowymi.

#### 6.4.4. Czynniki robocze sprężarkowych pomp ciepła

Czynnikiem roboczym pompy ciepła nazywany jest czynnik termodynamiczny, który pośredniczy w przekazywaniu ciepła ze źródła dolnego do górnego.

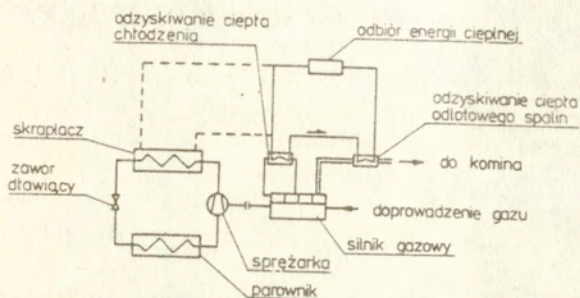


Rys.6.8. Współczynnik wydajności grzewczej pomp ciepła o nominalnej mocy grzewczej 20 kW, przy różnych sytemach zasilania, gdy źródłem ciepła niskotemperaturowego jest powietrze zewnętrzne, ([9])

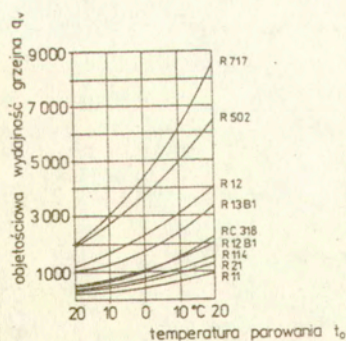


Rys.6.9. Wykres Sankey'a dla sprężarkowych pomp ciepła z:  
a) silnikiem elektrycznym,  
b) silnikiem gazowym.





Rys.6.10. Schemat sprężarkowej pompy ciepła napędzanej silnikiem gazowym, (wg Jenbacher Werke A.G.)



Rys.6.11. Objętościowa wydajność grzejna  $q_v$  wybranych czynników roboczych pomp ciepła, gdy temperatura skraplania  $t = 50$  °C, (wg [3])

Właściwości czynników roboczych w istotny sposób wpływają na rozwiązania konstrukcyjne wymienników ciepła i parametry działania tych urządzeń. Dlatego też czynniki robocze stosowane w pompach ciepła powinny:

- wykazywać trwałość chemiczną i brak agresywności w stosunku do materiałów konstrukcyjnych,
- posiadać niskie ciśnienie skraplania, odpowiadające wymaganej temperaturze źródła górnego oraz małą wartość stopnia sprężania,
- charakteryzować się dużą wartością objętościowej wydajności grzewczej, co jest istotne dla dużych pomp ciepła <sup>1</sup>, (rys.6.11).
- spełniać wymagania odnoszące się do toksyczności, palności, wybuchowości, rozpuszczalności czynnika w olejach smarowych itp.

Aktualnie stosowane są następujące czynniki robocze z grupy chlorowcopochodnych węglowodorów: R11, R12, R12B1, R22, R113, R114 oraz mieszaniny azeotropowe R500, R502, a także mieszaniny nieazeotropowe.

Odkrycie niekorzystnego wpływu chlorowcopochodnych węglowodorów na środowisko zmusiło producentów do poszukiwania nowych, nieszkodliwych czynników roboczych. Obecność chlorowcopochodnych węglowodorów w atmosferze (tab.6.5) potęguje efekt cieplarniany oraz przyczynia się do niszczenia warstwy ozonu w stratosferze.

Zapobieganie niekorzystnym zjawiskom polega na:

- ograniczeniu emisji szkodliwych substancji do atmosfery, głównie przez zachowanie szczelności instalacji oraz właściwą eksploatację,
- zastępowanie aktywnych chlorowcopochodnych węglowodorów innymi substancjami i wprowadzenie innych czynników (w nawiasach podano wartość temperatury wrzenia przy ciśnieniu normalnym) np.:

R23 (-82.1) zamiast R13 (-81.4),

R142b (-9.2) zamiast R114 (-3.8),

R22 (-40.8) zamiast R12 (-29.8) lub R502 (-45.4),

R123 (28.7) zamiast R11 (23.8),

R132b (46.8) zamiast R113 (47.6),

R132a (-26.5) zamiast R12 (-29.8).

---

<sup>1</sup> o wydajności sprężarek decydują parametry czynnika w króćcu ssawnym, stąd też wprowadzono pojęcie objętościowej wydajności grzewczej:

$$q_v = \frac{q}{v}, \quad \text{gdzie:}$$

$q$  - właściwa wydajność grzewcza tzn. ilość ciepła oddawanego w skraplacu przez 1 kg pary czynnika, kJ/kg,  
 $v$  - objętość właściwa pary suchej nasyconej odpływającej z parownika, m<sup>3</sup>/kg.

Tab.6.5. Oddziaływanie czynników roboczych na środowisko, (wg [8])

| Grupa | Czynnik roboczy |   | RODP  | RGE     |
|-------|-----------------|---|-------|---------|
|       | oznaczenie      | wzór chemiczny                            |       |         |
| 1     | R11             | $\text{CFCl}_3$                           | 1     | 0.4     |
|       | R12             | $\text{CF}_2\text{Cl}_2$                  | 0.9   | 1       |
|       | R13             | $\text{CF}_3\text{Cl}$                    | 0.45  | 2.4     |
|       | R113            | $\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$         | 0.80  | 0.3-0.8 |
|       | R114            | $\text{CF}_4\text{Cl}_2$                  | 0.60  | 0.5-1.5 |
|       | R115            | $\text{CF}_5\text{Cl}$                    | 0.32  | 1-3     |
| 2     | R14             | $\text{CF}_4$                             | 0     | >3      |
| 3     | R22             | $\text{CHF}_2\text{Cl}$                   | 0.05  | 0.07    |
|       | R123            | $\text{CF}_3\text{CHCl}_2$                | 0.02  | -       |
|       | R134a           | $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$          | 0     | <0.1    |
|       | R142b           | $\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_2\text{Cl}$ | <0.05 | <0.2    |
|       | R152a           | $\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$          | 0     | <0.1    |

RODP - ang. relativ ozon depletion potential  
tzw. względny potencjał niszczenia ozonu,  
odniesiony do R11,

RGE - ang. relativ greenhouse effect  
tzw. względny efekt cieplarniany,  
odniesiony do R12,

Zależnie od stopnia aktywności czynników roboczych można wyróżnić:

- 1) związki chlorowcopochodne węglowodorów zawierające chlor, brom (lub oba te pierwiastki równocześnie) oraz fluor np. R11, R12, R12B1, R13, R113, R114, R115 o dużej aktywności w stosunku do ozonu i sprzyjające powstaniu efektu cieplarnianego,
- 2) związki chlorowcopochodne węglowodorów zawierające tylko fluor np. R14 - nie są aktywne w stosunku do ozonu, ale wywołują efekt cieplarniany,
- 3) związki niecałkowicie schlorowcowane, zawierające w swojej cząsteczce również wodór np. R22, R134a, R142a, R152a - nie są aktywne w stosunku do ozonu i nie wpływają w istotny sposób na powstanie efektu cieplarnianego.



## 6.5. Instalacje z pompami ciepła

### 6.5.1. Instalacje przygotowania ciepłej wody użytkowej

Zadaniem instalacji ciepłej wody użytkowej jest dostarczenie do punktów czerpalnych wody wodociągowej o podwyższonej temperaturze, uwzględniającej wymagania użytkowników oraz bezpieczeństwo pracy instalacji.

Na wielkość zużycia c.w.u. mają głównie wpływ: rodzaj budownictwa, kultura osobista i przyzwyczajenia użytkowników, standard sanitarny mieszkań, wyposażenie mieszkań (np. obecność pralek automatycznych) oraz sposób opłaty za jej przygotowanie.

Rozbiory c.w.u. charakteryzują się znaczną zmiennością, przy czym wyróżnia się cykl dobowy, tygodniowy, a nawet sezonowy (zima, wiosna, lato, jesień). A ponadto ze względu na niższą temperaturę wody wodociągowej, wynoszącą zimą  $7 + 8^{\circ}\text{C}$ , latem do  $20^{\circ}\text{C}$  oraz większe straty ciepła w zimie i korzystanie z wody chłodzącej do kąpieli latem, zużycie ciepła na przygotowanie ciepłej wody użytkowej w zimie jest większe niż w lecie.

O dynamicznej pracy tych instalacji świadczy fakt, że zależnie od liczby mieszkańców, chwilowe rozbiory mogą być 3 do 6 - krotnie większe niż średniodobowe. Dlatego w celu poprawienia warunków pracy urządzeń, np. wymienników ciepła, konwencjonalnych kotłów czy pomp ciepła stosowane są zasobniki c.w.u.

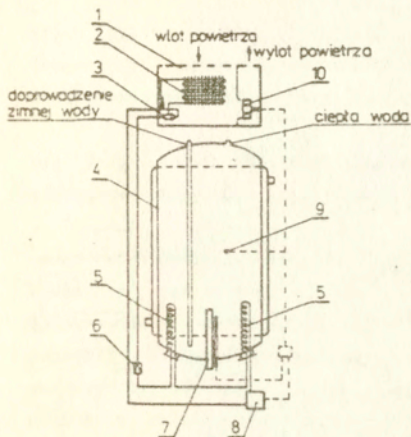
Dla budynków jednorodzinnych opracowano typowe projekty kompletnych urządzeń, w których mała sprężarkowa pompa ciepła powietrze-woda, napędzana silnikiem elektrycznym (o mocy  $300 + 500\text{ W}$ ) oraz zaizolowany termicznie zasobnik o pojemności od 200 do 300 ( $350$ )  $\text{dm}^3$  stanowią jedną całość. Rezerwowym źródłem ciepła w takich rozwiązaniach jest najczęściej umieszczona bezpośrednio w zasobniku elektryczna grzałka nurnikowa (rys.6.12).

Natomiast w budynkach wielorodzinnych spotykane są instalacje z pompami ciepła woda-woda, wykorzystujące jako źródła ciepła niskotemperaturowego energię słoneczną i ścieki, lub rzadziej zużyte powietrze wentylacyjne z rezerwowym źródłem ciepła w postaci elektrycznych podgrzewaczy.

W innych układach dodatkowym konwencjonalnym źródłem może być np. kocioł olejowy (rys.6.13).

### 6.5.2. Instalacje klimatyzacyjne

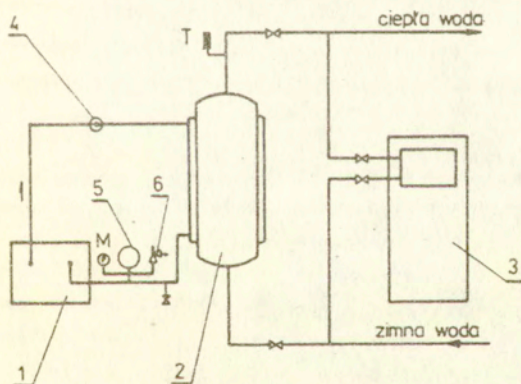
Zadaniem instalacji klimatyzacyjnej jest stworzenie warunków komfortu cieplnego w wybranych pomieszczeniach. O komforcie cieplnym decydują: temperatura powietrza, temperatura przegród otaczających, prędkość przepływu powiet-



Oznaczenia

- 1 - pompa ciepła powietrze-woda,
- 2 - parownik,
- 3 - termostacyjny zawór rozprężny,
- 4 - zasobnik ciepłej wody,
- 5 - skraplacz,
- 6 - zawór dławiący,
- 7 - podgrzewacz elektryczny,
- 8 - sprężarka,
- 9 - czujnik temperatury,
- 10 - wentylator.

Rys.6.12. Schemat pompy ciepła OLWP 240 (Ochsner Wärmepumpen, Austria), (wg [11])



Rys.6.13. Schemat instalacji przygotowania c.w.u. z pompą ciepła powietrze-woda i kotłem olejowym, (Ochsner Wärmepumpen, Austria), (wg [11])

Oznaczenia

- 1 - pompa ciepła,
- 2 - zasobnik ciepłej wody użytkowej,
- 3 - kocioł grzewczy,
- 4 - pompa obiegowa,
- 5 - naczynie zbiorcze systemu zamkniętego,
- 6 - zawór bezpieczeństwa,
- M - manometr,
- T - termometr.



rza, wilgotność cieplna powietrza oraz jego czystość.

Ze względu na dużą tolerancję organizmu ludzkiego w praktyce rzadko regulowana jest wilgotność względna powietrza i typowe klimatyzatory z pompami ciepła przeznaczone dla zwykłych użytkowników nie są wyposażone w urządzenia do nawilżania lub osuszania powietrza.

Wybór rodzaju instalacji - ogrzewcza czy klimatyzacyjna, zależy jest nie tylko od poziomu technicznego czy możliwości finansowych, ale przede wszystkim od klimatu panującego na danym obszarze.

W większej części USA, Japonii i w Europie Południowej zapewnienie optymalnej temperatury w pomieszczeniach wymaga zimą ogrzewania, a latem chłodzenia, przy czym niezbędne do osiągnięcia tego celu nakłady energetyczne są zbliżone co do wartości. Natomiast w Europie Środkowej i Północnej temperatura powietrza zewnętrznego w okresie lata jest niższa, dlatego też systemy klimatyzacyjne stosowane są w budynkach o podwyższonym standardzie i o dużych obciążeniach cieplnych.

Istnieje wiele rozwiązań systemów klimatyzacyjnych z pompami ciepła - od małych klimatyzatorów autonomicznych umieszczanych w poszczególnych pomieszczeniach do dużych central klimatyzacyjnych, obsługujących poprzez sieć przewodów, pomieszczenia w budynkach wielokondygnacyjnych (rys.6.14).

Instalowane w tych systemach pompy ciepła wyposażone są w zawór rewersyjny pozwalający na zmianę funkcji wymienników ciepła parownik - skraplacz, dzięki zmianie kierunku przepływu czynnika roboczego (rys.6.15).

### 6.5.3. Instalacje ogrzewcze

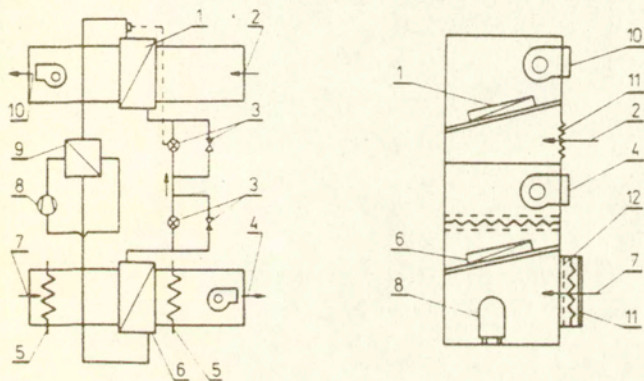
Zadaniem tych instalacji jest utrzymanie wewnątrz wybranych pomieszczeń temperatury wyższej od temperatury otoczenia.

Pompy ciepła są najczęściej stosowane w niskotemperaturowych instalacjach ogrzewczych powietrznych lub wodnych. Wynika to z faktu spadku sprawności urządzenia wraz ze wzrostem temperatury w górnym źródle ciepła - temperatury skraplania.

Z powodu wysokiego kosztu pomp ciepła w celu zmniejszenia całkowitych nakładów inwestycyjnych instalacji dąży się do ograniczenia liczby dodatkowych urządzeń. Dlatego w przypadku gdy wydajność źródła ciepła i moc pompy ciepła są wystarczające dla zapewnienia wymaganych parametrów powietrza w pomieszczeniach w ciągu całego sezonu ogrzewczego proponuje się instalować się systemy monowalentne (rys.6.16).

W innym przypadku należy przewidzieć dodatkowe konwencjonalne źródło ciepła, którym może być kocioł opalany paliwem stałym. Jednakże ze względu na

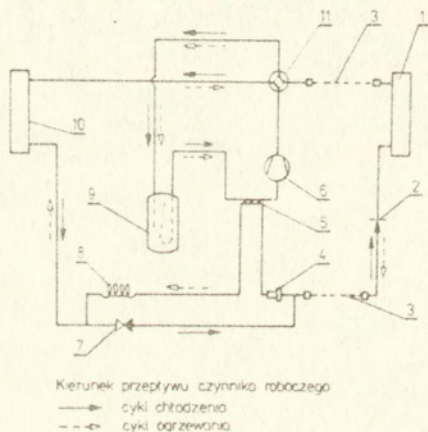




Rys.6.14. Schemat pompy ciepła powietrze-powietrze,  
(Termique & Climatisation, Francja), (wg [11])

Oznaczenia

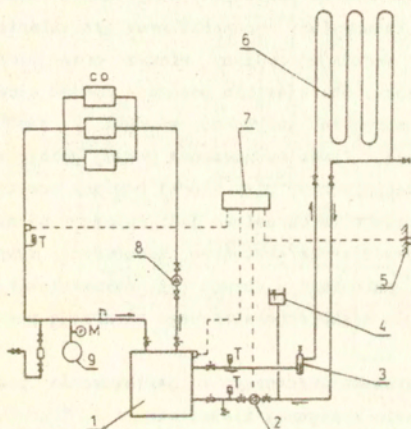
- 1 - wymiennik ciepła 1,
- 2 - wlot powietrza wentylacyjnego,
- 3 - zawór dławiący i zawór zwrotny,
- 4 - wylot powietrza uzdatnionego,
- 5 - przepustnica,
- 6 - wymiennik ciepła 2,
- 7 - wlot powietrza zewnętrznego,
- 8 - sprężarka,
- 9 - zawór rewersyjny,
- 10 - wylot powietrza wentylacyjnego,
- 11 - filtr,
- 12 - przepustnica.



Rys.6.15. Schemat pompy ciepła powietrze-powietrze systemu "split"  
(Borg-Warner-Central Environmental Systems Inc., USA),  
(wg [11])

Oznaczenia

- 1 - sekcja wewnętrzna,
- 2 - regulator,
- 3 - przewody łączące,
- 4 - osuszacz,
- 5 - wymiennik regeneracyjny,
- 6 - sprężarka,
- 7 - zawór zwrotny,
- 8 - rurka kapilarna,
- 9 - zbiornik ciekłego czynnika,
- 10 - sekcja zewnętrzna,
- 11 - czterodrogowy zawór rewersyjny pokazany w pozycji chłodzenie.



Rys.6.16. Schemat instalacji c.o. z pompą ciepła solanka-woda (Ochsner Wärmepumpen, Austria), (wg [11])

Oznaczenia

- 1 - pompa ciepła,
- 2 - pompa obiegowa solanki,
- 3 - odpowietrznik,
- 4 - naczynie zbiorcze systemu otwartego,
- 5 - czujnik temperatury powietrza zewnętrznego,
- 6 - przeponowy gruntowy wymiennik ciepła,
- 7 - urządzenie regulacyjne,
- 8 - pompa obiegowa c.o.,
- 9 - naczynie zbiorcze systemu zamkniętego,
- M - manometr,
- T - termometr.



łatwość regulacji i obsługi a także ze względu na ochronę środowiska powinien to być kocioł opalany olejem (rys.6.17) lub najlepiej gazem.

Przy wyborze rodzaju pompy ciepła uwzględnienie tendencji do zmniejszenia kosztów inwestycyjnych preferuje urządzenia pobierające ciepło niskotemperaturowe z powietrza. Czynnikiem ograniczającym jest opłacalność ich eksploatacji, bowiem w okresach o niskiej temperaturze powietrza zewnętrznego występują dwa niekorzystne zjawiska - spadek temperatury parowania oraz oszranianie parownika, co powoduje pogorszenie warunków wymiany ciepła oraz wzrost oporów przepływu powietrza przez parownik. Oba zjawiska powodują spadek mocy grzewczej pompy ciepła przy jednoczesnym wzroście zużywanej energii i zapotrzebowaniu ciepła na cele ogrzewania. Prowadzi to do wyznaczenia pewnej granicznej temperatury powietrza (punkt charakterystyczny, przy której powinno zostać włączone dodatkowe źródło ciepła. Temperatura ta określana jest najczęściej na  $3 + 7$  °C.

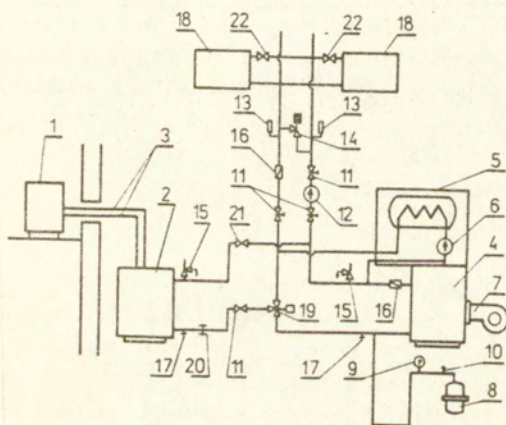
Problemy eksploatacyjne powodują, że powietrze zewnętrzne wykorzystywane jest w mniejszych urządzeniach, natomiast w dużych (np. zainstalowanych w ciepłowniach) wady tego źródła ciepła niskotemperaturowego stwarzają poważne problemy eksploatacyjne.

W przypadku modernizacji systemu grzewczego i zastosowania pompy ciepła powietrze-woda w celu dostarczenia wymaganej ilości ciepła do tradycyjnej, wodnej instalacji c.o. o parametrach 90/70 °C wymagane jest [30]:

- zainstalowanie szczytowego źródła ciepła, w postaci kotła opalanego gazem, olejem lub paliwem stałym,
- zwiększenie pola powierzchni grzejników - dwukrotnego, dla parametrów wody grzewczej 58/50 °C, trzy- i półkrotnego, gdy 45/40 °C .

Dla porównania różnych systemów ogrzewania w pracy [27] podano poniżej ich średnią sprawność eksploatacyjną w odniesieniu do energii zawartej w paliwie pierwotnym, wynosi ona dla:

- |  |             |
|--|-------------|
| - kotłów opalanych olejem, gazem lub węglem  | 0.75        |
| - elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego  | 0.30        |
| - elektrociepłowni   | 0.75        |
| - pompy ciepła pracującej w układzie biwalentnym zasilanej energią elektryczną         | 0.90        |
| - pompy ciepła napędzanej silnikiem gazowym (z odzyskiwaniem ciepła odlotowego spalin) | 1.30 + 1.40 |
| - absorpcyjnej pompy ciepła  | 1.20        |



Rys.6.17. Schemat instalacji z pompą ciepła powietrze-woda i kotłem grzewczym, (Buderus, RFN), (wg [11])

Oznaczenia

- 1 - sekcja zewnętrzna pompy ciepła,
- 2 - sekcja wewnętrzna pompy ciepła,
- 3 - przewody łączące,
- 4 - kociołgrzewczy,
- 5 - zbiornik ciepłej wody,
- 6 - pompa ładująca,
- 7 - palnik olejowy,
- 8 - naczynie wzbiorcze systemu zamkniętego,
- 9 - manometr,
- 10 - zawór odpowietrzający,
- 11 - zawór odcinający,
- 12 - pompa obiegowa,
- 13 - termometr,
- 14 - zawór nadmiarowy,
- 15 - zawór bezpieczeństwa,
- 16 - zawór zwrotny,
- 17 - zawór spustowy,
- 18 - grzejnik,
- 19 - zawór mieszający,
- 20 - przepływomierz,
- 21 - zawór montażowy,
- 22 - zawór termostatyczny.



### Metody doboru pomp ciepła

#### *Systemy monowalentne*

W przypadku systemów monowalentnych moc cieplna urządzenia musi być wystarczająca dla zapewnienia wymaganej temperatury w pomieszczeniach ogrzewanych w warunkach obliczeniowych lub dodatkowo również dla pokrycia zapotrzebowania ciepła na przygotowanie c.w.u. Przy czym, w tym drugim przypadku należy rozważyć i uwzględnić w obliczeniach ewentualne zainstalowanie zasobnika ciepła.

Moc cieplna pompy ciepła powinna być wyznaczana ze wzoru:

$$(6.30) \quad Q_{pc} = a \cdot Q_{obl}, \text{ kW,}$$

gdzie:

$Q_{pc}$  - gwarantowana moc cieplna pompy ciepła dla konkretnych warunków, tzn. temperatury powietrza zewnętrznego oraz temperatury źródła dolnego (lub źródeł), kW,

$Q_{obl}$  - zapotrzebowanie na ciepło w warunkach obliczeniowych, kW,

$a$  - współczynnik zwiększający,  $a = 1.05 + 1.15$ .

Współczynnik  $a$  został wprowadzony do wzoru ze względu na konieczność pokrycia ewentualnych strat ciepła występujących przy przesyłaniu energii ze źródła do ogrzewanych pomieszczeń. Dla małych instalacji o znikomych stratach należy przyjmować małe wartości tego współczynnika.

Warunki obliczeniowe występują jednak przez niewielką część sezonu grzewczego, stąd też urządzenie w ten sposób dobrane będzie pracować przez pozostały okres poniżej swojej mocy nominalnej - często z mniejszą sprawnością. Pompy ciepła są na tyle kosztowne, że należy, szczególnie w mniejszych instalacjach domów jednorodzinnych, przeanalizować możliwość obniżenia obliczeniowego zapotrzebowania na ciepło pokrywanego przez to urządzenie. Pozwoli to na zwiększenie wartości średniorocznego współczynnika sprawności grzewczej. W okresach najniższej temperatury powietrza zewnętrznego wymaganą temperaturę wewnętrzną pozwalałyby utrzymywać np. przenośne piece elektryczne (termowentylatory).

#### *Systemy bivalentne*

Ustalenie obliczeniowej mocy cieplnej pompy ciepła wymaga określenia trybu jej współpracy z urządzeniem konwencjonalnym. Najczęściej spotykanym rozwiązaniem jest założenie pewnej granicznej temperatury (niem. Bivalenzpunkt),



poniżej której instalacja zasilana jest przez konwencjonalne źródło ciepła. Wynika to ze spadku sprawności pompy ciepła wraz ze wzrostem różnicy temperatury dolnego i górnego źródła ciepła. Wymieniona różnica rośnie na skutek zwiększonego zapotrzebowania na ciepło do celów ogrzewania przy obniżającej się temperaturze powietrza zewnętrznego. Zjawisko to nasila się w przypadku, gdy dolnym źródłem ciepła jest właśnie powietrze zewnętrzne. Graniczna temperatura pracy samej pompy ciepła powinna być wyznaczana z uwzględnieniem kryterium ekonomicznej pracy całego systemu, przy czym najczęściej określa się ją na  $3 + 5(7) \text{ }^{\circ}\text{C}$ , ze względu na zabezpieczenie parownika urządzenia przed oszranianiem.

Najprostszą metodą wyznaczania wartości temperatury granicznej jest znalezienie np. wykresine punktu przecięcia charakterystyki statycznej ogrzewanego budynku lub pomieszczenia z charakterystyką statyczną pompy ciepła. Metoda ta może być stosowana tylko wtedy, kiedy charakterystyka pompy ciepła uwzględni spadek sprawności na skutek oszranienia parownika i konieczność jego odszraniania.

Dokładniejszą metodę zaproponowano w [23]. Polega ona na znalezieniu takiej wydajności pompy ciepła oraz urządzenia konwencjonalnego, która zapewni osiągnięcie minimum kosztów przy zaspokajaniu potrzeb cieplnych w ciągu całego okresu użytkowania rozpatrywanego systemu. Założeniem upraszczającym jest odnośzenie wszystkich obliczeń do roku wzorcowego, przy czym dane dla tego roku obliczane są z wykorzystaniem zmienności poszczególnych wielkości w całym rozpatrywanym okresie. W analizie uwzględnia się tylko koszty paliwa oraz koszty inwestycyjne, jednakże brana jest pod uwagę ich zmienność w czasie. Wobec czego całkowity koszt zużytego paliwa  $F_T$  wynosi:

$$(6.31) \quad F_T = \sum_{t=1}^L F_t \cdot (1+r)^{-t} ,$$

gdzie:

$F_t$  - całkowity roczny koszt paliwa w roku  $t$ ,

$r$  - rzeczywista stopa procentowa,

$L$  - okres eksploatacji systemu.

Ponieważ koszt paliwa obliczany jest dla jednego roku wzorcowego powyższy wzór można zapisać jako:

$$(6.32) \quad F_T = F_1 \cdot [1 - (1+g)^L \cdot (1+r)^{-L}] \cdot (r-g)^{-1} ,$$

gdzie:

$g$  - stopa wzrostu cen paliwa.

Całkowity koszt inwestycyjny systemu można wyrazić jako sumę:

$$(6.33) \quad C_T = K_{pc} \cdot G_{pc} + K_k \cdot G_k \quad ,$$

gdzie:

$K_{pc}$ ,  $K_k$  - wskaźniki kosztu mocy zainstalowanej pompy ciepła i urządzenia konwencjonalnego,

$G_{pc}$ ,  $G_k$  - moce zainstalowane pompy ciepła i urządzenia konwencjonalnego, kW.

Oznaczając przez  $h$  udział pompy ciepła w dostawie ciepła do systemu ogrzewania:

$$(6.34) \quad h = \frac{Q_{pc}}{Q_{obl}} \quad , \quad 0 \leq h \leq 1 \quad ,$$

gdzie:

$Q_{pc}$  - moc cieplna pompy ciepła, kW,

$Q_{obl}$  - obliczeniowe zapotrzebowanie budynku na ciepło, kW

oraz przez  $s$  współczynnik przewymiarowania systemu grzewczego, wprowadzony w celu zapewnienia pokrycia zwiększonego zapotrzebowania na energię spowodowanego zamierzonymi przerwami lub ograniczeniami w ogrzewaniu np. w porze nocnej lub podczas nieobecności mieszkańców:

$$(6.35) \quad s = \frac{Q_{max}}{Q'_{max}} \quad ,$$

gdzie:

$Q_{max}$  - zainstalowana moc systemu ogrzewania, kW,

$Q'_{max}$  - obliczeniowa moc systemu ogrzewania, kW,

a także uwzględniając, że moc cieplna pompy ciepła  $Q_{pc}$  jest równa:

$$(6.36) \quad Q_{pc} = \epsilon_g \cdot G_{pc} \quad .$$

gdzie:

- $\epsilon_g$  - współczynnik wydajności grzejnej pompy ciepła,
- $G_{pc}$  - moc zainstalowana pompy ciepła, kW,

otrzymano po przekształceniach:

$$(6.37) \quad C_T = s \cdot Q_{\max} \left[ \frac{h}{\epsilon_g} \cdot K_{pc} + (1-h) \cdot K_k \right]$$

Zatem całkowity koszt systemu wynosi:

$$(6.38) \quad C_{T.} = F_T + C_T$$

gdzie:

- $F_T$  - określone jest wzorem 6.32,
- $C_T$  - określone jest wzorem 6.38.

Równanie to może zostać rozwiązane iteracyjnie dla założonej wartości  $s$ , która jest zadawana przez projektanta. W badaniach prowadzonych przez Morrisona [23]  $s = 1.0 + 1.4$ .

#### 6.5.4. Systemy ciepłownicze

Problemy techniczne spowodowały, że dopiero na początku lat osiemdziesiątych powstały projekty wykorzystania pomp ciepła w systemach ciepłowniczych. Prace nad zastosowaniem urządzeń o dużej mocy prowadzone są w wielu państwach: Szwecji, RFN, Francji, Danii, Holandii, a także w NRD i Czechosłowacji.

Większość systemów ciepłowniczych w krajach kapitalistycznych Europy Środkowej i Północnej jest zbyt mała, aby możliwa była ich współpraca z elektrociepłowniami i tylko część z nich wchodzi w skład dużych, skojarzonych układów wytwarzania energii elektrycznej i ciepłej. W stosunku do rozwiązań stosowanych w Polsce systemy te charakteryzują się niższą temperaturą wody zasilającej i powrotnej. Na przykład w Szwecji temperatura wody zasilającej nie przekracza  $120^\circ\text{C}$  przy temperaturze powietrza zewnętrznego wynoszącej  $-25^\circ\text{C}$ . W innych krajach obliczeniowa temperatura wody sieciowej wynosi na ogół  $110^\circ\text{C}$  i nigdy nie jest wyższa niż  $130^\circ\text{C}$ . W przypadku zastosowania w tych systemach pomp ciepła obliczeniowa temperatura wody sieciowej wynosi najczęściej  $80+90^\circ\text{C}$ .



Rozpatrując funkcję pomp ciepła w systemie ciepłowniczym można wyróżnić:

- systemy, w których pompy ciepła są jedynym lub podstawowym źródłem ciepła, a w okresach o największym zapotrzebowaniu dodatkowo włączane są urządzenia konwencjonalne,
- systemy biwalentne, w których pompy ciepła są urządzeniami pomocniczymi obniżającymi temperaturę wody powrotnej w sieci ciepłej i instalowane są wówczas w elektrociepłowni lub u poszczególnych odbiorców; w układach skojarzonych przyczynia się to do wzrostu sprawności elektrociepłowni oraz zwiększenia współczynnika skojarzenia i przepustowości sieci ciepłowniczych.

### 6.6. Podsumowanie

W Polsce wobec dużych kosztów inwestycyjnych nie należy liczyć się z możliwością szybkiego wybudowania ciepłowni niekonwencjonalnych. Również nie należy oczekiwać raptownego rozwoju instalacji klimatyzacyjnych w budownictwie mieszkaniowym. Wydaje się, że najszybciej można wyprodukować podgrzewacze ciepłej wody użytkowej z pompami ciepła, dające w porównaniu ze stosowanymi w budownictwie rozproszonym i wiejskim oszczędności energii elektrycznej rzędu 60%. Zastosowanie pomp ciepła w instalacjach ogrzewczych i sieciach ciepłowniczych wymaga poprawienia jakości wody i materiałów konstrukcyjnych oraz wprowadzenia urządzeń automatycznej regulacji. Przydatne może się okazać wykorzystanie pomp ciepła do obniżania temperatury wody powrotnej w systemach ciepłowniczych. Należy również zwrócić uwagę na celowość zastosowania pomp ciepła tam, gdzie jednocześnie wymagane jest chłodzenie i ogrzewanie np. w gospodarstwach rolnych, a także tam gdzie występują duże ilości odpadowego ciepła niskotemperaturowego.

Efektywność urządzeń pracujących w układach grzewczych zależy między innymi od poziomu oraz różnicy temperatury źródeł ciepła (wzór 9), dlatego też zalecane jest ich zastosowanie w układach ogrzewań niskotemperaturowych (płaszczynowych sufitowych i podłogowych lub powietrznych) oraz w instalacjach c.w.u. Orientacyjne wartości rzeczywistego współczynnika wydajności sprężarkowych pomp ciepła ( $\epsilon_g$ ) zasilających różne instalacje wynoszą [30]:

- w ogrzewaniach konwekcyjnych z grzejnikami członowymi, dla temperatury zasilania instalacji ( $t_z$ ) wynoszącej 60 °C:  $\epsilon_g = 2.5 + 3.5$ ,
- w ogrzewaniach przez promieniowanie ( $t_z = 50$  °C):  $\epsilon_g = 3.5 + 3.5$ ,
- w instalacjach c.w.u. ( $t_z = 45$  °C):  $\epsilon_g = 3.5 + 4.0$ ,

- przy podgrzewaniu wody basenowej

$$\begin{aligned} \text{w lecie} \quad c_g &= 6.0 + 8.0, \\ \text{w zimie} \quad c_g &= 4.0 + 6.0, \end{aligned}$$

Ekonomiczna opłacalność systemów z pompami ciepła jest zależna od relacji kosztów paliw, energii elektrycznej, kosztów urządzeń, kosztów eksploatacji systemów itp.

Orientacyjny czas zwrotu nakładów inwestycyjnych  $\tau_z$  poniesionych na pompę ciepła według [30] można obliczyć ze wzoru:

$$(6.39) \quad \tau_z = \frac{K_{ip} - K_{it}}{K_{et} - K_{ep}},$$

gdzie:

- $K_{ip}$  - koszty inwestycyjne instalacji pompy ciepła,
- $K_{it}$  - koszty inwestycyjne ogrzewania tradycyjnego,
- $K_{et}$  - roczny koszt eksploatacji ogrzewania tradycyjnego,
- $K_{ep}$  - roczny koszt eksploatacji pompy ciepła.

Według źródeł zachodnich niezbędne nakłady inwestycyjne ponoszone na instalacje z pompami ciepła są o około 20 + 40 (60) % wyższe niż na tradycyjne z kotłami olejowymi lub gazowymi. Jednakże są one rekompensowane przez znacznie zmniejszone koszty eksploatacyjne. Akceptowany przez użytkowników czas zwrotu wynosi (2) 3 + 5 (6) lat. W obecnych warunkach wynosi on w krajach kapitalistycznych 6 + 9, a nawet 15 lat. Stąd też w celu zwiększenia zainteresowania instalowaniem tych urządzeń w niektórych krajach wprowadzono różne formy ulg finansowych, w postaci dotacji, zmniejszenia opodatkowania inwestycji itp.

Rozważając kryterium oszczędności paliwa można wyznaczyć graniczną wartość współczynnika wydajności grzewczej pompy ciepła [30], zapewniającą energetyczną opłacalność stosowania sprężarkowych pomp ciepła napędzanych silnikami elektrycznymi:

$$(6.40) \quad c_{ok} = \frac{Q_i^r \cdot \eta_k \cdot \eta_{sc}}{Q_{ie}^r \cdot \eta_e \cdot \eta_{se}}$$

gdzie:

- $Q_i^r$  - wartość opałowa paliwa spalane w kotle grzewczym,
- $\eta_k$  - sprawność kotła,



- $\eta_{sc}$  - sprawność układu przesyłania ciepła,
- $Q_{ie}^r$  - wartość opałowa paliwa spalane w elektrowni,
- $\eta_e$  - sprawność ogólna elektrowni,
- $\eta_{se}$  - sprawność układu przesyłania i transformacji energii elektrycznej.

Ważnym kryterium oceny istniejących systemów jest również niezawodność działania określana np. przy pomocy pojęcia stopnia dyspozycyjności d:

$$(6.41) \quad d = \frac{\sum t_p}{\sum t_p + \sum t_u},$$

gdzie:

- $\sum t_p$  - całkowity czas pracy urządzenia, h/a,
- $\sum t_u$  - łączny czas nieplanowanych przestoju, h/a.

I tak dla ciepłowni ze sprężarkami śrubowymi średnia dyspozycyjność wynosiła 85%, a 90.7% dla ciepłowni ze sprężarkami przepływowymi, przy czym większa część zakłóceń była niezależna od pomp ciepła i wynikała z np. przerw w dostawie prądu elektrycznego (dane z 1985 roku) ([2]).

Innym wskaźnikiem jest poziom intensywności awarii. Na podstawie badań amerykańskich dotyczących 11 tyś. pomp ciepła instalowanych w latach 1968 - 76 można stwierdzić że jego wartość wynosiła:

- dla sprężarek 5 + 7%,
- dla wentylatorów i silników napędzających wentylatory w początkowym okresie eksploatacji 18%, (wskaźnik w następnych latach zmniejszył wartość),
- dla systemów odszraniania 3%.

Obok kryteriów ekonomicznych, energetycznych czy wskaźników eksploatacyjnych już systemów przy podejmowaniu decyzji należy również wziąć pod uwagę dodatkowe korzyści wynikające ze stosowania pomp ciepła w budownictwie mieszkaniowym, Są to:

- zmniejszenie emisji zanieczyszczeń do atmosfery,
- brak pozostałości procesu spalania, w porównaniu z lokalnymi konwencjonalnymi źródłami ciepła,
- wzrost bezpieczeństwa pracy instalacji, w porównaniu z piecykami i kotłami gazowymi,
- łatwość regulacji.



Warunkiem koniecznym stosowania niekonwencjonalnych systemów, w tym również systemów z pompami ciepła jest właściwa gospodarka energetyczna. W budownictwie mieszkaniowym wymusza to przede wszystkim racjonalne ograniczenie strat ciepłych budynków poprzez zwiększenie izolacyjności termicznej przegród zewnętrznych oraz zorganizowanie wymiany powietrza. Ważne jest także dostosowanie mocy cieplnej poszczególnych urządzeń do aktualnych potrzeb poprzez zastosowanie układów automatycznej regulacji, w tym również z możliwością programowania, przy jednoczesnym zmniejszeniu nierównomierności obciążeń cieplnych, dzięki stosowaniu zasobników i świadomego wykorzystania akumulacyjności cieplnej konstrukcji budynków.

Zawarte w niniejszym rozdziale informacje dotyczące systemów z pompami ciepła stosowanymi w budownictwie mieszkaniowym pozwalają przypuszczać, że sprawdzone rozwiązania przynoszące w krajach zachodnich wymierne oszczędności energii mogą spełnić podobną rolę również w Polsce.

#### Bibliografia

1. Åstrand, L.: *District heating with large heat pump*, referat wygłoszony na ISES SOLAR WORLD CONGRESS, Hamburg 1987
2. Bukau, F.: *Probleme der Auslegung und des Betriebes von Heizwärmepumpen*, HLH 31 (1980) Nr 10
3. Cube, H.L., Steimle, F.: *Wärmepumpen. Grundlagen und Praxis*, VDI-Verlag GmbH, Dusseldorf 1978
4. Gaziński, B., Witkowski, A.: *Rozwój pomp ciepła i możliwości ich zastosowania w klimatyzacji*, Chłódnictwo 9/1982
5. Hadenfeld, A.: *Warmwasserbereitung mit Elektrowärmepumpen*, Wärmepumpen Band 8, Verlag C.F.Muller, Karlsruhe 1983
6. Heap, R.D.: *Heat Pumps*, E. & F.N. Spon Ltd, London 1979
7. Heinrich, G., Najork, H., Nestler, W.: *Wärmepumpen für Industrie, Landwirtschaft, Gesellschafts- und Wohnungsbau*, VEB Verlag Technik, Berlin 1987
8. Hesse, U., Kruse, H.: *Das FCKW-Problem für die Kältetechnik*, Ki, Klima-Kälte-Heizung 4/1988
9. Hodget, D., Oelerg, G.: *IEA Common study of advanced heat pumps systems*, Proceedings of an International Conference "New Energy Conservation Technologies and Their Commercialization", Berlin 6-10 april 1981
10. Januszewski, J.: *Zasady projektowania urządzeń słonecznych do celów ogrzewczych*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1986

11. Jędrzejuk, H., Laskowski, L., Marks, W., Mioduszewska-Wysocka, M., Owczarek, S., Zagórska, E.: *Rozwój kierunków projektowania energooszczędnych budynków mieszkalnych*, Prace IPPT 2/1989
12. Kamler, W.: *Ciepłownictwo*, Warszawa 1979
13. Kirn, H.: *Grundlagen der Wärmepumpentechnik*, Wärmepumpen Band 1, Verlag C.F.Müller, Karlsruhe 1983
14. Kirn, H.: *Wärmequellen und Wärmespeicher*, Wärmepumpen Band 5, Verlag C.F.Müller, Karlsruhe 1983
15. Kirn, H., Hadenfeld, A.: *Anwendung der Elektrowärmepumpe*, Wärmepumpen Band 2, Verlag C.F.Müller, Karlsruhe 1987
16. Kołodziejczyk, L.: *Gospodarka cieplna w ogrzewnictwie*, Arkady, Warszawa 1984
17. Krug, H., Pfeiffenberger, U., Pinck, T.: *Wärmepumpenregeln*, Wärmepumpen, Verlag C.F.Müller, Karlsruhe 1987
18. Lis, T.: *Opracowanie wstępnej koncepcji modelu systemu pokrycia potrzeb energetycznych budynku oraz współpracującej z nim bazy danych*, Opracowanie Zakładu Problemów Energetyki IPPT PAN, Warszawa 1988
19. Loewer, H.: *Absorptionswärmepumpen*, Wärmepumpen Band 6, Verlag C.F.Müller, Karlsruhe 1987
20. Markowski, S.: *Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej*, Arkady, Warszawa 1981
21. Michler, K., Richarts, F.: *Verfahren zur energietechnisch optimalen Auslegung von Wärmepumpen für die Raumheizung*, HLH 31 (1980) Nr 7
22. Mitchell, J.W.: *Energy Engineering*, John Wiley & Sons, New York 1983
23. Morrison, M.B.: *Optimisation of a Heat Pump Space Heating System*, Energy and Buildings 5 (1983) No 4
24. Oesterwind, D.: *Wirtschaftlichkeitsvergleich alternativer Raumheizsysteme*, HLH 32 (1981) Nr 5
25. Olving, V.: *3 MW Outdoor Air-Heat Pump Evaluation*, Paper delivering at Conference ISES SOLAR WORLD CONGRESS 1987 on "Advances in Solar Energy Technology", Hamburg
26. Reay, D.A., Macmichael, D.B.A.: *Heat Pumps Design and Applications*, Pergamon Press, Oxford 1977
27. Recknägeł Sprenger: *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*, R. Oldenbourg Verlag, München 1983
28. Rubik, M.: *Chłodziwo*, PWN, Warszawa 1985
29. Rubik, M.: *Pompy ciepła i możliwości ich zastosowania w Polsce*, Konferencja Naukowo-Techniczna "Oszczędność energii w obiektach budowlanych", Kretowiny 3-5 września 1987, Wyd. ITB część II, Warszawa 1987
30. Rubik, M.: *Energetyczne aspekty stosowania pomp ciepła w ogrzewnictwie i klimatyzacji*, COW 1-2/1983
31. Steimle, F.: *Heat pumps: trends and possibilities*, International Journal of Refrigeration vol.3 No.1



ZAŁĄCZNIK

Przedstawicielstwa przedsiębiorstw i firm produkujących pompy ciepła  
WYBOR

CARRIER CORPORATION USA

POLYMARK Ltd.  
ul. Hibnera 6  
00-018 Warszawa

tel. 27-44-40  
telex 817506 poly pl  
telefax 271044

HIROSS-EQUIPEX AUSTRIA

HIROSS-EQUIPEX  
Biuro Informacji  
Technicznej w Polsce  
ul. Aplikancka 7  
02-075 Warszawa

tel. 25-45-06, 25-12-06  
telex 815666

OCHSNER WÄRMEPUMPEN AUSTRIA

OCHSNER  
BIURO TECHNICZNE w Polsce  
ul. Szpitalna 1  
00-020 Warszawa

tel. 27-50-83, 26-80-31 w. 118  
telex 817879  
telefax 275083

TECHNOKOMMERZ NRD

TechnoCommerz  
ul. Wilcza 60  
00-991 Warszawa

tel. 29-43-29  
telex 813302

SIEMENS AG RFN

PHZ TRANSACTOR SA  
Przedstawicielstwo  
na Polskę SIEMENS AG  
ul. Stawki 2 POB 276  
00-950 Warszawa

tel. 635-16-19  
telex 815554  
telefax 6355238

STAL REFRIGERATION Szwecja

PZ BAHCO-STAL  
ul. Daliowa 34  
05-120 Legionowo

tel. 74-25-57  
telex 813253 bast  
telefax 745715