



Analiza czynników niskotemperaturowych do instalacji grzewczej w jednorodzinnyim budynku mieszkalnym

MICHAŁ LENZ¹, MARIAN PIWOWARSKI¹, ROBERT STĘPIEŃ¹,
DARIUSZ WIŚNIEWSKI², JOANNA HAŁACZ²

¹Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa,
80-233 Gdańsk, ul. Narutowicza 11/12, piwom@pg.gda.pl

²Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, Wydział Nauk Technicznych,
10-719 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11, jhalacz@uwm.edu.pl

Streszczenie. W niniejszej pracy przeprowadzono analizę projektową instalacji grzewczej opartej na sprężarkowej pompie ciepła. Instalacja ta zasila systemy centralnego ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej w jednorodzinnyim budynku mieszkalnym znajdującym się w miejscowości Koleczkowo. W analizie zawarto ocenę strat i zysków cieplnych budynku, obliczenia zapotrzebowania na moc cieplną analizowanego obiektu oraz koncepcyjne rozwiązania instalacji grzewczej. Zaproponowano wariant optymalny ze względu na maksymalną sprawność, do którego dobrane zostały jego główne elementy. Przeanalizowano wpływ grupy wybranych czynników chłodniczych na sprawność oraz parametry pracy zaproponowanej pompy ciepła.

Słowa kluczowe: energetyka, instalacja grzewcza, pompa ciepła

1. Wstęp

Pompy ciepła (PC) są urządzeniami pozwalającymi wykorzystać do celów grzewczych naturalne, darmowe i odnawialne zasoby ciepła. Dzięki nim możliwe jest zagospodarowanie niskotemperaturowej energii cieplnej zgromadzonej w środowisku. Nie emitując przy tym szkodliwych substancji, są urządzeniami bezpiecznymi dla otoczenia. Pompa ciepła przy zużyciu niewielkiej ilości energii elektrycznej zamienia niskotemperaturową energię cieplną na użyteczną, możliwą do wykorzystania na potrzeby np. systemów centralnego ogrzewania (c.o.)

oraz cieplej wody użytkowej (c.w.u.). Stosując pompę ciepła, około 75% energii otrzymujemy za darmo ze środowiska, a płacimy jedynie za 25% energii zużytej do napędu sprężarki, czyli z 1 kWh energii elektrycznej otrzymujemy ok. 4 kWh energii cieplnej. W siłowniach energetycznych małej mocy wykorzystywanych w budownictwie, ze względu na aspekty ekonomiczne i technologiczne, stosuje się praktycznie tylko sprężarkowe pompy ciepła. Sprężarkowa pompa ciepła (SPC) poza zakresem temperatury, w której pracuje, nie różni się praktycznie niczym od klasycznego sprężarkowego urządzenia ziębniczego [15]. W dużym uproszczeniu urządzenie to składa się ze sprężarki, dwóch wymienników ciepła — skraplacza i parownika — oraz z zaworu rozprężnego. Pompa ciepła stanowi zamknięty układ termodynamiczny, w którym nośnik energii jest czynnikiem roboczym, który w sposób ciągły krąży w układzie. Czynnik roboczy odparowuje w parowniku w warunkach obniżonej temperatury. Ciepło niezbędne do zmiany faz czynnika pobierane jest z dolnego źródła ciepła (ciepło z gruntu, wody, powietrza). Pary czynnika roboczego odprowadzane z parownika zostają sprężone w sprężarce do ciśnienia skraplania kosztem energii zewnętrznej. Po sprężeniu czynnik wpływa do skraplacza stanowiącego ujęcie górnego źródła ciepła. W skraplaczu najpierw para schładza się do osiągnięcia stanu pary suchej nasyconej, a następnie kondensuje się przy stałym ciśnieniu i temperaturze. Po kondensacji ciecz ulega rozprężeniu do ciśnienia w zaworze dławiącym. Rozprężona mieszanina dwufazowa wpływa do parownika, zamykając w ten sposób obieg czynnika [11].

2. Czynniki stosowane w pompach ciepła

Czynnikiem roboczym stosowanym w pompach ciepła (PC) jest czynnik termodynamiczny o odpowiednich parametrach, krążący w obiegu urządzenia. Jego zadaniem jest pośredniczenie w wymianie ciepła pomiędzy dolnym a górnym źródłem ciepła w obiegu lewobieżnym. Substancja ta pobiera ciepło w parowniku poprzez odparowanie w niskiej temperaturze, a oddaje je przy wyższej temperaturze i ciśnieniu poprzez skroplenie w skraplaczu. W obiegach pomp ciepła stosowane są czynniki niskotemperaturowe, a więc czynniki chłodnicze, używane m.in. w urządzeniach ziębnicznych. Obecnie ogromna różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych sprężarek, sposobów i metod zasilania parowników i skraplaczy powoduje, że możliwe jest wykorzystanie bardzo wielu różnych substancji jako czynników roboczych. Ważne jest, aby temperatura wrzenia użytego czynnika przy ciśnieniu normalnym była niższa od temperatury otoczenia. W każdym konkretnym przypadku istotną rolę odgrywają także inne właściwości czynnika. Jak dotąd nie wynaleziono substancji, która spełniałaby wszystkie wymagania, tak więc wybór czynnika roboczego jest zawsze kompromisem pomiędzy jego zaletami i wadami.



Emisja czynników chłodniczych do atmosfery powoduje bardzo niekorzystne zmiany w środowisku naturalnym. Polegają one na potęgowaniu efektu cieplarnianego oraz niszczeniu warstwy ozonu w stratosferze [7, 16].

Udokumentowany, negatywny wpływ na degradację ekosystemu powszechnie stosowanych czynników chlorowcopochodnych spowodował konieczność wprowadzenia wskaźników porównawczych. Przy pomocy tych wskaźników opisuje się wpływ danego czynnika na degradację środowiska w sposób jakościowy i ilościowy. Do podstawowych wskaźników ekologicznych zalicza się [2, 7, 10]:

- **ODP** (*Ozone Depletion Potential*) — potencjał niszczenia warstwy ozonowej;
- **GWP** (*Global Warming Potential*) — potencjał tworzenia efektu cieplarnianego;
- **HGWP** (*Halocarbon Global Warming Potential*) — potencjał tworzenia efektu cieplarnianego (GWP) wyrażony w postaci liczbowej, obliczony dla substancji chemicznej produkowanej na bazie związków chemicznych z grupy fluoropochodnych węgla (ang. *halocarbons*). Wskaźnik ten odniesiony jest do freonu R 11, dla którego HGWP = 1;
- **ODS** (*Ozone-Depleting Substance*) — substancja zubożająca warstwę ozonową, zawierająca w swoim składzie chemicznym jeden z pierwiastków: brom (Br) (najbardziej niszczący), chlor (Cl) lub fluor (F) albo ich połączenia;
- **TEWI** (*Total Equivalent Warming Impact*) — całkowity równoważny wskaźnik wpływu na efekt cieplarniany.

Po odkryciu negatywnego wpływu freonów na zjawisko „dziury ozonowej” oraz na tworzenie „efektu cieplarnianego” podjęte zostały gwałtowne działania o charakterze międzynarodowym. Prowadziły one do zmniejszenia produkcji i zastosowania, a docelowo do wyeliminowania czynników chlorowcopochodnych. Zarówno konwencja wiedeńska z 1985 roku (o ochronie warstwy ozonowej) jak i protokół montrealński z 1987 roku (o redukcji produkcji i zużycia freonów) były pierwszymi uzgodnieniami na skalę światową. Kolejne spotkania międzynarodowe (m.in. Helsinki (1989), Londyn (1990), Nairobi (1991), Kopenhaga (1992), Wiedeń (1995) i inne) pozwoliły na ustalenie terminów i rozmiarów ograniczeń częściowej, a docelowo całkowitej redukcji tych związków. Obecnie można stwierdzić, że długoletnia epoka dominacji freonów przeszła do historii. Pozostaje jednak pytanie, które czynniki chłodnicze mają być stosowane w dłuższej perspektywie czasowej. Pomimo trwającej wciąż światowej dyskusji, odpowiedź na to pytanie nie została udzielona. Istnieje kilka możliwości przeprowadzenia procesu eliminacji zakazanych związków [2]:

- wprowadzenie zupełnie nowych substancji syntetycznych, wolnych od negatywnych cech dotychczas stosowanych freonów;
- stosowanie substancji przejściowych typu HCFC lub mieszanin opartych na związkach HCFC i HFC;



- wprowadzenie rozwiązań konstrukcyjnych instalacji pomp ciepła, zdecydowanie ograniczających zawartość czynnika w układzie oraz możliwość jego ucieczki;
- wykorzystanie związków występujących w przyrodzie, czyli powrót do czynników naturalnych, np.: amoniaku, propanu, izobutanu, dwutlenku węgla i innych.

Jak już wcześniej stwierdzono, nie istnieje idealny, rzeczywisty czynnik chłodniczy, który spełniałby wszystkie wymagane kryteria. Dlatego szukając substytutów freonów, należy dokładnie sprecyzować kryteria doboru czynnika. W krajach Unii Europejskiej stosuje się kryteria wyboru czynnika chłodniczego w przedstawionej poniżej kolejności [1, 2]:

- kryterium termodynamiczne;
- kryterium bezpieczeństwa w razie wycieku;
- kryterium oddziaływania na środowisko naturalne;
- kryterium techniczne;
- kryterium ekonomiczne.

Dotychczas w pompach ciepła małej i średniej wydajności stosowano zazwyczaj freony, takie jak: R12, R22, R502 [3, 7]. Wśród proponowanych związków zastępczych stosowanych dotychczas freonów wymienia się zarówno czynniki jednoskładnikowe naturalne oraz syntetyczne, jak również mieszaniny azeo- i zeotropowe oraz czynniki naturalne, takie jak amoniak, dwutlenek węgla, węglowodory i ich mieszaniny.

Czynnikami alternatywnymi wobec wycofanego freonu R12 mogą być jednoskładnikowe czynniki takie jak R134a (wodorofluorokarbon HFC), R124, R142b i R125a, mieszaniny wieloskładnikowe: R401A, R401B, R401C, R406A oraz R409A, jak również węglowodory: R290 (propan) i R600a (izobutan) [1, 2]. W dłuższej perspektywie czasowej na pewno wykorzystywany będzie czynnik R134a oraz czynniki naturalne (propan i izobutan).

Dla freonu R22 substytutami mogą być czynniki jednoskładnikowe: R717 (amoniak) i R152a, czynnik naturalny R290 (propan) oraz mieszaniny azeotropowe: R402A, R402B, R407C i R410A, mieszanina azeotropowa R507 [2].

Natomiast zamiennikami dla freonu R502 mogą być: R717 (amoniak) oraz mieszaniny trójskładnikowe R402A, R402B i R507 [2]. Mieszaniny R407A i R407C oraz R404A i R507 są podobne pod względem termodynamicznym. Zarówno dla freonu R22 jak i R502 najczęstszym zamiennikiem wydaje się być amoniak.

Wybór danego czynnika chłodniczego jako czynnika roboczego np. w instalacjach pomp ciepła długo jeszcze będzie oparty na kompromisie pomiędzy zaletami i wadami danego czynnika proekologicznego. Należy jednak zauważyć, że czynniki, które obecnie traktowane są jako przyjazne dla środowiska, mogą okazać się destrukcyjne w dłuższym czasie. Złożony problem wyboru czynnika chłodniczego w



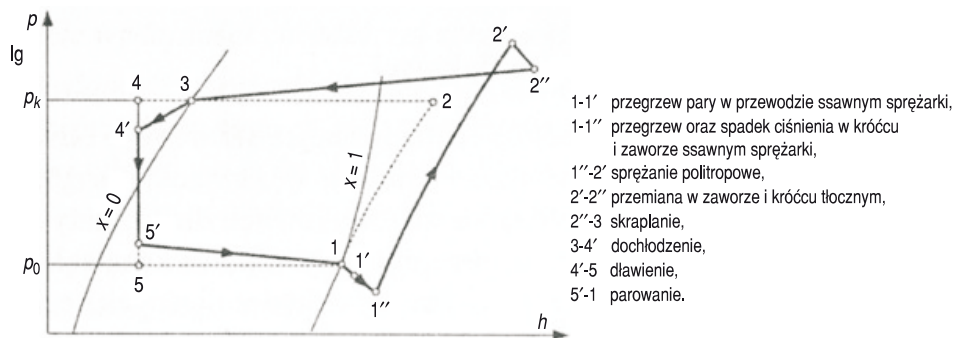
prosty sposób opisany został w rozdziale „Dobór czynników ziębniczych” w normie PN-EN 378-1:2002 [7, 17].

3. Analiza termodynamiczna czynników roboczych stosowanych w sprężarkowych pompach ciepła

W porównaniu do obiegu teoretycznego, w rzeczywistych obiegach pomp ciepła występują odchylenia wynikające z nieodwracalnych strat występujących w urządzeniu, jak również ze względu na stosowane zabiegi konstrukcyjne i eksploatacyjne związane z poprawą sprawności obiegu. W układach rzeczywistych wprowadza się przegrzanie par oraz dochłodzenie skroplin czynnika roboczego. Uwzględnia się również straty ciśnienia w parowniku i skraplaczu oraz przemiany w króćcu ssawnym i tłocznym sprężarki. Są to straty mechaniczne i hydrodynamiczne o charakterze energetycznym i objętościowym.

Uproszczony obieg jednostopniowy rzeczywisty w układzie współrzędnych $lgp-h$ pokazano na rysunku 1. Do zidentyfikowania rzeczywistego obiegu termodynamicznego pompy ciepła należy pozyskać następujące dane wejściowe [2, 8, 9]:

- wydajność chłodniczą obiegu \dot{Q}_{ch} ,
- temperatury charakterystyczne czynnika w obiegu T_{sk} , T_p , ΔT_D , ΔT_S ;
- sprawność wewnętrzną sprężarki η_i ;
- ocenę strat w wymiennikach ciepła i w króćcach sprężarki;
- przyjąć rodzaj obiegu teoretycznego.



Rys. 1. Porównanie obiegu rzeczywistego z obiegiem teoretycznym [2]

Do analizy termodynamicznej czynników roboczych pompy ciepła jako obieg porównawczy przyjęto obieg Lindego suchy z przegrzewem pary i dochłodzeniem skroplin [6]. Izobaryczne dochłodzenie skroplin poniżej temp. T_3 obniża entalpię tych skroplin, przez co zmniejszony zostaje stopień suchości x_5 . Oznacza to zwiększenie ilości cieczy pobierającej ciepło podczas parowania. Dzięki temu zwiększa się



wydajność chłodnicza obiegu Q_{ch} przy niezmienionym nakładzie pracy. Oznacza to wzrost sprawności termicznej obiegu [6]. Dodatkowo, w porównaniu z wykresem przedstawionym na rysunku 1, wprowadzono punkt '6', który opisuje przemianę 5-6-izobaryczny przegrzew par czynnika. Ma to na celu zabezpieczenie przed skropleniem par czynnika w sprężarce [2].

Do obliczenia punktów charakterystycznych obiegu przyjęto następujące oznaczenia:

- T_i — temperatura w i -tym punkcie w °C;
- p_i — ciśnienie w i -tym punkcie w bar;
- h_i — entalpia właściwa w i -tym punkcie w kJ/kg;
- s_i — entropia właściwa i -tym punkcie w kJ/kgK;
- v_i — objętość właściwa w dm^3/kg ;
- x — stopień suchości;
- \dot{m} — przepływ masowy czynnika w g/s.

Indeksy górne:

- ' — ciecz nasycona ($x = 0$);
- '' — para nasycona sucha ($x = 1$);

Indeksy dolne:

- ss — króciec ssawny sprężarki;
- ts — króciec tłoczny sprężarki;
- p — parownik;
- sk — skraplacz;
- S — przegrzanie czynnika;
- D — dochłodzenie czynnika.

Do identyfikacji obiegu należy wyznaczyć po dwa parametry termodynamiczne w każdym punkcie charakterystycznym obiegu. Pozostałe parametry obliczone zostały wg poniższego algorytmu i zestawione w tabeli 1 [2, 6]. Do obliczenia entalpii właściwej w punkcie drugim należy skorzystać ze wzoru [6]:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i} + h_1. \quad (1)$$

Do obliczenia wielkości charakteryzujących pracę urządzenia skorzystano z poniższych wzorów:

- współczynnik efektywności COP [7]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_g}{N}, \quad (2)$$

- współczynnik wydajności grzejnej ε [4]:



$$\varepsilon = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_2 - h_1}, \quad (3)$$

— moc wewnętrzna sprężarki [6]:

$$N_i \equiv \dot{L}_i = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1), \quad (4)$$

— moc elektryczna sprężarki [6]:

$$N_i \equiv \dot{L}_e = \frac{\dot{L}_i}{\eta_m}, \quad (5)$$

— moc grzewcza [2]:

$$\dot{Q}_g = \dot{m} \cdot (h_3 - h_{4'}), \quad (6)$$

— przepływ masowy czynnika [2]:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{ch}}{h_6 - h_5}, \quad (7)$$

— różnica ciśnień w sprężarce:

$$\Delta p = p_2 - p_1, \quad (8)$$

— spręż sprężarki:

$$\Pi = \frac{p_2}{p_1}. \quad (9)$$

TABELA 1

Parametry wyznaczone w punktach charakterystycznych obiegu

Punkt	Wyznaczone parametry	
1	$p_6 - \Delta p_{ss}$	$T_p + \Delta T_s + \Delta T_{ss}$
2s	$p_3 + \Delta p_{ts}$	s_1
2	$p_3 + \Delta p_{ts}$	h_2 obliczone ze wzoru 2.1
3	p_3	$T_2 - \Delta T_{ts}$
3'	T_{sk}	$x = 0$
4'	$p_3 - \Delta p_{sk}$	$x = 0$
4	$p_3 - \Delta p_{sk}$	$T_4' - \Delta T_D$
5	$p_6 - \Delta p_p$	h_4
6''	T_p	$x = 1$
6	p_6''	$T_p + \Delta T_s$



Niniejsza analiza projektowa instalacji grzewczej została przeprowadzona dla rzeczywistego obiektu mieszkalnego. Obiektem tym jest budynek jednorodzinny, wolno stojący, znajdujący się w miejscowości Koleczkowo w województwie pomorskim. Jest to parterowy dom z użytkowym przyziemem i garażem. Całość stanowi nowo wybudowany budynek, oddany do użytku w 2009 r., zgodnie z założeniami przeznaczony dla pięciu osób. Budynek został przedstawiony na fotografii 1. Podstawowe parametry konstrukcyjne budynku zestawiono w tabeli 2.

Budynek zlokalizowany jest w miejscowości Koleczkowo, która znajduje się w I strefie klimatycznej. Zgodnie z normą PN-82/B-02403, obliczeniowa temperatura powietrza zewnętrznego dla tej strefy klimatycznej wynosi -16°C [5, 13, 14].

TABELA 2

Ogólne dane budynku

Dom jednorodzinny wolno stojący	
Parametry techniczno-konstrukcyjne	Opis
Przeznaczenie budynku	mieszkalny
Rodzaj konstrukcji budynku	tradycyjny
Liczba kondygnacji	2
Liczba użytkowników/mieszkańców	5
Powierzchnia użytkowa budynku	330,7 m ²
Powierzchnia użytkowa o regulowanej temperaturze	272,5 m ²
Kubatura budynku	1169,1 m ³
Maksymalna szerokość	17,3 m
Maksymalna długość	26,36 m
Normalna temperatura eksploatacyjna	zima $t_z = 20^{\circ}\text{C}$ lato $t_l = 24^{\circ}\text{C}$
Podział powierzchni użytkowej	0,82 — powierzchnia ogrzewana
Powierzchnia ogrzewanych przegród zewnętrznych brutto	881 m ²
Kubatura ogrzewana brutto	678 m ³
Ogrzewana powierzchnia użytkowa brutto	300 m ²
System ogrzewania	podłogowy
Kąt pochylenia połaci	40°

Całkowita zapotrzebowana moc grzewcza budynku stanowi sumę zapotrzebowanej mocy grzewczej instalacji c.o. i instalacji c.w.u. Zgodnie z tym wynosi ona:

$$Q_{\text{całkowite}} = Q_{\text{co}} + Q_{\text{cwu}} = 13,1 \text{ kW}. \quad (10)$$





Fot. 1. Zdjęcie analizowanego budynku

Jest to tzw. moc szczytowa, potrzebna do pokrycia zapotrzebowania na ciepło instalacji c.o. i c.w.u. podczas najchłodniejszych dni w sezonie grzewczym oraz przy pełnym wykorzystaniu ciepłej wody użytkowej przewidzianej w założeniach projektowych.

Niniejsza analiza czynników roboczych została przeprowadzona dla parametrów pracy instalacji grzewczej w analizowanym budynku. Obliczenia zostały wykonane dla ustalonych warunków pracy urządzenia. Przyjęto, że pompa ciepła pracuje w warunkach szczytowego obciążenia cieplnego budynku i zasila zarówno instalację c.o. jak i c.w.u. Zgodnie z powyższym temperatura źródła dolnego wynosi 10°C , temperatura źródła górnego 35°C dla c.o. i 55°C dla c.w.u., a moc chłodnicza urządzenia pobierana ze źródła dolnego, zgodnie ze wstępnymi założeniami projektowymi, wynosi $Q_{ch} = 12,3 \text{ kW}$. Wynikiem analizy będzie ocena wpływu wybranych czynników chłodniczych na sprawność i parametry pracy urządzenia.

Do obliczeń przyjęto poniższe wartości wejściowe:

- $Q_{ch} = 12,3 \text{ kW}$ — moc chłodnicza pompy ciepła w rozpatrywanych warunkach;
- $\eta_i = 0,75$ — sprawność wewnętrzna sprężarki małej mocy [6];
- $\eta_m = 0,9$ — sprawność mechaniczna sprężarki małej mocy [6];
- $T_p = T_{6'} = 5^{\circ}\text{C}$ — temperatura parowania czynnika, przyjmuje się, że jest ona niższa o 5-8 K od temperatury dolnego źródła ciepła [2], która dla sondy gruntowej regenerowanej przez kolektor słoneczny wynosi 10°C [12];
- $T_{sk} = T_{3'} = 53^{\circ}\text{C}$ — temperatura skraplania dla skraplaczy chłodzonych wodą (PC typu S/W). Jest ona wyższa o 3-5 K od temperatury zasilania instalacji [2]. Temperatura zasilania wynosi: 35°C dla instalacji c.o. oraz 55°C dla instalacji c.w.u. Do obliczeń przyjęto temperaturę wyższą — zasilania c.w.u., obniżoną o 5°C ze względu na dogrzewanie wody przez grzałkę elektryczną;
- $\Delta T_s = 3 \text{ K}$ — przegrzew par czynnika roboczego [2];

- $\Delta T_D = 3 \text{ K}$ — dochłodzenie skroplin czynnika roboczego [2];
- $\Delta p_p = 0,1 \cdot \Delta p$ — strata ciśnienia w parowaczu obliczona z różnicy ciśnień
 $\Delta p = p_2 - p_1$;
- $\Delta p_{sk} = 0,1 \cdot \Delta p$ — strata ciśnienia w skraplaczu obliczona z różnicy ciśnień
 $\Delta p = p_2 - p_1$;
- $\Delta T_{ss} = 0,4 \text{ K}$ — przegrzew par czynnika w króćcu ssawnym sprężarki;
- $\Delta T_{ts} = 0,4 \text{ K}$ — strata ciepła w przewodzie tłocznym sprężarki;
- $\Delta p_{ss} = 0,07 \text{ bar}$ — strata ciśnienia w króćcu ssawnym sprężarki;
- $\Delta p_{ts} = 0,1 \text{ bar}$ — strata ciśnienia w przewodzie tłocznym sprężarki.

W obliczeniach pominięto wpływ olejów smarnych dodawanych do czynników chłodniczych w celu smarowania ruchomych części sprężarki. Pod uwagę nie jest brany również aspekt ekonomiczny związany z ceną czynników.

Analizie poddano czynniki chłodnicze dotychczas najczęściej stosowane w pompach ciepła, zamienniki wycofywanych związków oraz grupa dodatkowych czynników, które zostały wymienione poniżej:

- wycofywany R12;
- ekologiczne zamienniki R12:
 - R134a,
 - R600a (izobutan);
- wycofywany R22;
- ekologiczne zamienniki R22:
 - R152a,
 - R290 (propan),
 - R407C,
 - R410A,
 - R717 (amoniak);
- dodatkowe czynniki chłodnicze:
 - R141b,
 - R245fa,
 - SES36.

Poniżej zestawiono wyniki analizy dla czynnika R152a. Obliczenia dla tego czynnika wykonano w programie Solkane, a [12] wyniki przedstawione zostały w tabelach 3 i 4.

TABELA 3

Parametry obiegu dla R152a

Punkt	p [bar]	T [°C]	v [dm ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg]	x
1	3,08	8,40	105,38	514,60	2,486	
2s	12,78	70,76	27,71	563,30	2,486	



cd. tabeli 3

2	12,78	82,23	29,47	579,53	2,5325	
3	12,68	81,83	29,69	579,20	2,5324	
3`	12,68	53,00	24,92	537,40	2,4095	0
4`	11,73	49,86	1,20	290,24	1,6519	0
4	11,73	46,86	1,19	284,54	1,6345	
5	4,10	12,89	17,44	284,54	1,6492	0,212
6``	3,15	5,00	101,07	510,50	2,4688	1
6	3,15	8,00	102,60	513,87	2,4809	

TABELA 4

Parametry pracy pompy ciepła dla czynnika R152a

Czynnik	Δp [bar]	π	\dot{m} [g/s]	\dot{Q}_g [kW]	N_e [kW]	ϵ	COP
R 152a	9,70	4,15	53,63	15,50	4,35	4,45	3,56

W tabeli 5 zestawiono podstawowe parametry pracy SPC oraz współczynniki ekologiczne dla analizowanych czynników chłodniczych.

TABELA 5

Parametry pracy SPC i wskaźniki ekologiczne dla analizowanych czynników chłodniczych

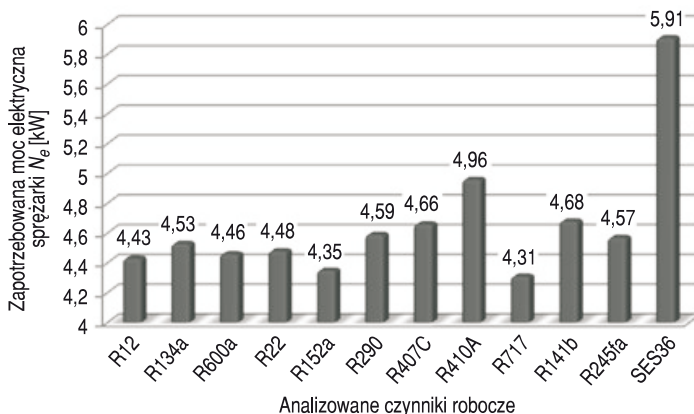
Czynnik	wsp. ODP	wsp. GWP	\dot{Q}_g [kW]	N_e [kW]	ϵ	COP	Uwagi
R12	1	7300	15,52	4,43	4,38	3,50	wycyfowany
R134a	0	1300	15,54	4,53	4,29	3,43	zła współpraca z olejami smarnymi
R600a izobutan	0	3	15,52	4,46	4,35	3,48	wymaga zwiększenia temp. przegrzewu $\Delta T_s = 5$ K; łatwopalny
R22	0,055	1700	15,57	4,48	4,34	3,47	wycyfowany
R152a	0	150	15,50	4,35	4,45	3,56	łatwopalny
R290 propan	0	0	15,56	4,59	4,24	3,39	łatwopalny
R407C	0	1600	15,64	4,66	4,20	3,36	
R410A	0	1819	15,77	4,96	3,98	3,18	obieg częściowo realizowany w obszarze ponadkrytycznym



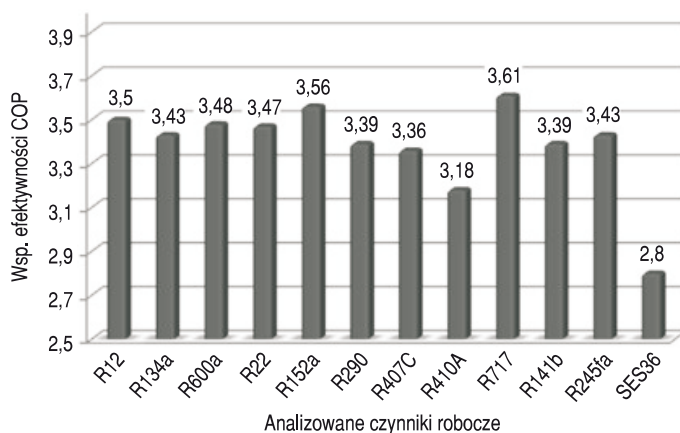
cd. tabeli 5

R717 amoniak	0	0	15,58	4,31	4,52	3,61	obieg częściowo realizowany w obszarze ponadkrytycznym; toksyczny i wybuchowy
R141b	0,11	630	15,84	4,68	4,23	3,39	tymczasowy zamiennik R11
R245fa	0	950	15,66	4,57	4,28	3,43	
SES36	0	-	16,55	5,91	3,50	2,80	wymaga zwiększenia temp. przegrzewu $\Delta T_s = 16$ K

Na rysunkach poniżej (rys. 2 i 3) przedstawiono wykresy porównujące uzyskane parametry pracy pompy ciepła dla poszczególnych czynników roboczych.



Rys. 2. Wykres zapotrzebowanej mocy elektrycznej sprężarki N_e dla analizowanych czynników



Rys. 3. Wykres współczynnika wydajności COP dla analizowanych czynników



4. Podsumowanie

Analizie poddano dwanaście czynników chłodniczych, które można sklasyfikować w trzech grupach. Pierwszą tworzą czynniki najszerzej dotychczas stosowane w pompach ciepła małej i średniej mocy, są to wycofywane z użycia freony R12 i R22. Do drugiej grupy zaliczone zostały ekologiczne zamienniki wymienionych wcześniej freonów: R134a, R600a (izobutan), R152a, R290 (propan), R407C, R410A oraz R717 (amoniak). Trzecią grupę tworzą czynniki niestosowane dotychczas w pompach ciepła: R141b, R245fa oraz SES36.

Na podstawie wyników analizy, przedstawionych w tabeli 5, można określić zasadność stosowania poszczególnych związków w pompie ciepła o określonych w analizie parametrach pracy.

Pierwszym, najważniejszym kryterium jest ocena termodynamiczna czynników. W tym kryterium do klasyfikacji posłużono się współczynnikiem efektywności COP, który jest proporcjonalny zarówno do współczynnika wydajności grzejnej ε , jak i do mocy elektrycznej sprężarki N_e . Zakres uzyskanych wyników obejmuje wartości od 2,80 dla SES36 do 3,61 dla R717, co daje 28,9% różnicę w odniesieniu do SES36. Najkorzystniejszy pod tym względem wynik osiągnął amoniak (R717) oraz kolejno R152a i R12. Biorąc pod uwagę kryterium termodynamiczne, zasadne jest użycie któregoś z tych czynników. Należy jednak zaznaczyć, że aby pompa ciepła pod względem ekonomicznym była konkurencyjna z innymi systemami grzewczymi, powinna osiągać wartość współczynnika wydajności grzejnej $\varepsilon > 2,5$ [10]. Zgodnie z powyższym, pod względem ekonomicznym, zasadne jest wykorzystanie każdego z analizowanych czynników.

Drugim kryterium, które należy wziąć pod uwagę, jest bezpieczeństwo w razie wycieku. Spośród analizowanych czynników można wymienić grupę czynników bezpiecznych, tj. niepalnych, niewybuchowych i nietoksycznych. Są to: R407C, R410A, R141b, R245fa oraz SES36.

Kolejnym kryterium, które jednak nabiera coraz większego znaczenia, jest oddziaływanie czynnika na środowisko naturalne. Do klasyfikacji w tym wypadku posłużono się wskaźnikami ekologicznymi: ODP i GWP. Pod tym względem korzystnie wypadają: R152a i SES36 oraz czynniki naturalne: amoniak, propan i izobutan.

Oprócz grupy związków wycofywanych: R12, R22 oraz R141b nie powinno się korzystać również z R134a, R407C i R245fa, które posiadają wysokie wartości wskaźników GWP.

Czwartym w kolejności kryterium jest ocena techniczna współpracy czynnika z rozważanym urządzeniem. W grupie analizowanych związków są czynniki (R717 oraz R410A) realizujące obieg częściowo w obszarze ponadkrytycznym. Jest to niewskazane, ponieważ może prowadzić do zmniejszenia współczynnika COP oraz innych problemów techniczno-eksploatacyjnych [2]. Natomiast R600a oraz



SES36 wymagały zwiększenia założonej temperatury przegrzewu ΔT_S . W przypadku izobutanu wymagane jest zwiększenie przegrzewu z 3 do 5 K, co jest możliwe do uzyskania bez dodatkowych elementów konstrukcyjnych. Natomiast stosując SES36, konieczne byłoby zastosowanie wymiennika regeneracyjnego, gdyż czynnik ten wymaga zwiększenia temp. przegrzewu do 16 K. Rozwiązanie takie jest możliwe, jednak wymagałoby zastosowania pompy ciepła innej konstrukcji. Kolejnym problemem techniczno-eksploatacyjnym, który warto zaznaczyć, jest zła współpraca R134a z olejami smarnymi. Czynnik ten wymaga zastosowania specjalnych olejów smarnych.

Biorąc pod uwagę powyższe kryteria, najkorzystniej prezentuje się czynnik R152a. W założonych warunkach pracy, charakteryzuje się on jednym z najwyższych współczynników COP oraz niskimi wskaźnikami ekologicznymi ODP i GWP. Jego wadą może być palność, która jednak nie wyklucza jego wykorzystania [2]. Cecha ta wymaga zastosowania instalacji o większej szczelności i bezawaryjności oraz dodatkowych zabezpieczeń podczas transportu i napełniania instalacji. Reasumując, z grupy przeanalizowanych związków, optymalnym czynnikiem chłodniczym do zastosowania w rozważanej pompie ciepła wydaje się być czynnik R152a (HFC152a).

Artykuł wpłynął do redakcji 30.05.2011 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano w listopadzie 2011 r.

LITERATURA

- [1] Z. BONCA, D. BUTRYMOWICZ, W. TARGAŃSKI, T. HAJDUK, *Nowe czynniki chłodnicze i nośniki ciepła*, IPPU MASTA, Gdańsk, 2004.
- [2] H. CHARUN, M. CZAPP, *Parowe jednostopniowe urządzenia chłodnicze sprężarkowe*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin, 1999.
- [3] A. GRZEBIELEC, Z. PLUTA, A. RUCIŃSKI, A. RUSOWICZ, *Czynniki chłodnicze i nośniki energii*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2009.
- [4] K. GUTKOWSKI, D. BUTRYMOWICZ, *Chłodnictwo i klimatyzacja*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2007.
- [5] W. OSZCZAK, *Ogrzewanie domów z zastosowaniem pomp ciepła*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa, 2009.
- [6] W. PUDLIK, *Termodynamika*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 1998.
- [7] M. RUBIK, *Pompy ciepła. Poradnik*, Ośrodek informacji „Technika informacyjna w budownictwie”, Warszawa, 2006.
- [8] *Viessmann, Pompy ciepła — poradnik projektanta*, Akademia Viessmann w Polsce, Warszawa, 2006.
- [9] *Viessmann, Pompy ciepła — zeszyty fachowe*, Akademia Viessmann w Polsce, Warszawa, 2010.
- [10] G. WIŚNIEWSKI, S. GOŁĘBIOWSKI, M. GRYCIUK, K. KUROWSKI, A. WIĘCKA, *Kolektory słoneczne. Energia słoneczna w mieszkalnictwie, hotelarstwie i drobnym przemyśle*, Dom Wydawniczy MEDIUM, Warszawa, 2008; Zalewski W.: *Pompy ciepła sprężarkowe, sorpcyjne i termoelektryczne*, IPPU MASTA, Gdańsk, 2001.



- [11] M. ZAWADZKI, *Kolektory słoneczne, pompy ciepła — na tak*, Polska Ekologia, Warszawa, 2003.
- [12] Strona internetowa: www.solvay-fluor.com, pobrano: wrzesień 2010.
- [13] Polska Norma PN-91/B-02020: *Ochrona cieplna budynków. Wymagania i obliczenia*.
- [14] Polska Norma PN-B-02025:2001: *Obliczanie sezonowego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynków mieszkalnych i zamieszkania zbiorowego*.
- [15] Polska Norma PN-EN 14511-1:2004(U): *Klimatyzatory, ziębiarki ciecicy i pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym wykorzystywane do ogrzewania i oziębiania, część 1: Terminy i definicje*.
- [16] Polska Norma PN-EN 378-1:2002: *Urządzenia chłodnicze i pompy ciepła. Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska*.
- [17] Polska Norma PN-M-04611: *Chłodnictwo. Oznaczenia czynników chłodniczych*.

M. LENZ, M. PIWOWARSKI, R. STĘPIEŃ, D. WIŚNIEWSKI, J. HAŁACZ

Analysis of low temperature factors for a heating system in a detached residential building

Abstract. This study involves a design analysis of the heating system based on a compression heat pump. This installation supplies central heating and tap water heating systems in a detached residential building situated in Koleczkowo. The analysis includes an assessment of heat loss and gain of the building, calculations of the demand for the heating power of the building under analysis and conceptual solutions concerning the heating system. The optimal variant was proposed with regard to its maximum efficiency, for which the main elements were chosen. The effects of the set of selected cooling factors on the efficiency and operating parameters of the proposed heat pump are also analysed.

Keywords: energetics, heating system, heat pump



