

# Możliwości wykorzystania systemów grzewczych opartych o sprężarkowe pompy ciepła w budynkach wielorodzinnych

Possibilities of using heating systems based on compressor heat pumps in multi-family buildings

STEFAN RESZEWSKI, BOGUSŁAW BIAŁKO

DOI 10.36119/15.2024.5.1

W artykule zaprezentowano przykład możliwości realizacji instalacji grzewczej budynków wielorodzinnych opartej na sprężarkowej pompie ciepła. Przedstawiono również sposób poszerzenia zakresu możliwych do uzyskania temperatur źródła górnego pompy ciepła, poprzez zastosowanie mieszanin wieloskładnikowych żiębników oraz przeanalizowano wykorzystanie oprócz termomodernizacji odzysku ciepła z wentylacji, które w kontekście istniejącego kryzysu energetycznego mogą przynieść korzyści nie tylko mieszkańcom, ale również środowisku przyczyniając się jednocześnie do oszczędności energetycznych na szeroką skalę.

Słowa kluczowe: pompa ciepła, mieszanina żiębników, ogrzewanie budynków

The article presents an example of the possibility of implementing a heating installation in multi-family buildings based on a compressor heat pump. It also presents a method of extending the range of temperatures that can be obtained from the heat source of the heat pump high temperature by using multi-component refrigerant mixtures and analyzes the use of heat recovery from ventilation in addition to thermal modernization, which in the context of the existing energy crisis may bring benefits not only to residents, but also to the environment, while contributing to savings energy on a large scale.

Keywords: heat pump, refrigerant mixture, building heating

## Wstęp

W ostatnich latach uwidoczniło się na rynku pomp ciepła znaczne ożywienie wynikające ze świadomości użytkowników oraz programów dofinansowań instalacji z takimi urządzeniami. Zarówno program „Czyste powietrze” jak również „Mój prąd” przyczyniły się do popularyzacji pomp ciepła. Jest to trend, który wpłynie pozytywnie zarówno na czystość powietrza atmosferycznego jak również na oszczędność energii, zwłaszcza w przypadku współpracy instalacji fotowoltaicznych z pompami ciepła.

Niestety programy dofinansowań, o których mowa w przeważającej części dotyczą instalacji w domach jednorodzinnych. Przy okazji konsultacji z NFOŚ okazało się, że programy dofinansowania instalacji dla pomp ciepła w budynkach wielorodzinnych występują jedynie pilotażowo w dwóch województwach: dolnośląskim oraz zachodnio-pomorskim.

Można się temu dziwić, ponieważ większy potencjał oszczędności energii

oraz efektu ekologicznego w postaci zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych ma realizacja instalacji w budynkach wielorodzinnych, a w szczególności takich, które mają własne kotłownie węglowe lub są zaopatrywane z ciepłowni węglowych. Tym bardziej to zaskakuje, jeżeli weźmie się pod uwagę fakt, że większość budynków wielorodzinnych ma dachy płaskie pozwalające na realizację instalacji fotowoltaicznych, a w większości budynków można z powodzeniem zainstalować pompy ciepła oraz zmodyfikować węzły cieplne w taki sposób, aby możliwa była współpraca z istniejącym źródłem ciepła lub nawet całkowita eliminacja wysoko emisyjnych źródeł ciepła.

## Wykorzystanie sprężarkowych pomp ciepła do systemów ogrzewania

Z punktu widzenia analizy termodynamicznej najważniejszą cechą obiegu pompy ciepła jest minimalna wartość pracy, która umożliwi uzyskanie zakładanego

efektu grzewczego. Można ją określić z warunku, że entropia układu złożonego ze źródła dolnego i górnego oraz z czynnika roboczego nie może ulegać zmniejszeniu, a w przypadku obiegu odwracalnego równa jest zeru [4], [9], [10].

Równanie przyrostu entropii  $\Delta s$ , J/(kg·K), w odniesieniu do 1 kg czynnika roboczego można zapisać w postaci:

$$\Delta s = \frac{-q_0}{T_0} + \frac{q_0}{T_g} + \frac{l_{\min}}{T_g} \geq 0 \quad (1)$$

gdzie:

$q$  – ilość ciepła pobrana ze źródła odniesiona do 1 kg czynnika obiegowego, J/kg,

$T$  – bezwzględna temperatura źródła, K,

$l_{\min}$  – minimalna jednostkowa praca obiegu, J/kg,

indeksy:

$g$  – dotyczy źródła górnego,

$0$  – dotyczy źródła dolnego

Przekształcając zależność (1) pod kątem minimalnej pracy obiegu, otrzymuje się

$$l_{\min} \geq q_0 \frac{T_g - T_0}{T_0} \quad (2)$$

Jeżeli założymy, że  $\Delta s = 0$ , czyli dla przypadku obiegu odwracalnego nierówność (2) przyjmuje postać

$$l_{\min} = q_0 \frac{T_g - T_0}{T_0} \quad (3)$$

W odniesieniu do całkowitej ilości czynnika roboczego

$$l_{\min} \geq q_0 \frac{T_g - T_0}{T_0} \quad (4)$$

W analogiczny sposób można wprowadzić zależność na  $L_{\min}$  dla obiegu ze zmienną temperaturą źródła górnego.

Z pierwszej zasady termodynamiki wynika:

$$Q_g = Q_0 + L_{\min PC} \quad (5)$$

i odpowiednio:

$$Q_g = \dot{m}_g (h_{g2} - h_{g1}) = T_g \Delta S \quad (6)$$

gdzie:

$\dot{m}_g$  – strumień nośnika ciepła źródła górnego;

$h_{g2}$  – entalpia nośnika ciepła źródła górnego na wylocie;

$h_{g1}$  – entalpia nośnika ciepła źródła dolnego na wylocie.

Biorąc pod uwagę, że

$$\frac{Q_g}{T_g} - \frac{Q_0}{T_0} = 0 \quad (7)$$

można zapisać:

$$L_{\min PC} = \dot{m}_g (h_{g2} - h_{g1}) - T_0 \dot{m}_g (s_{g2} - s_{g1}) \quad (8)$$

i dalej:

$$L_{\min PC} = \dot{m}_g (b_{g2} - b_{g1}) \quad (9)$$

gdzie

$b_g$  – określa egzergię nośnika ciepła odpowiednio na wylocie i wlocie do wymiennika.

$$b = (h - T_d \cdot s) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (10)$$

$h, s$  – wartości entalpii i entropii w dowolnym ciśnieniu i temperaturze;

$h_0, s_0$  – wartości entalpii i entropii w temperaturze odniesienia.

W pompach ciepła zamierzonym efektem obiegu lewobieżnego jest odprowadzenie ciepła o wyższym potencjale (przy temperaturze  $T_g$ ). Efektywność energetyczną określa współczynnik efektywności grzejnej COP zdefiniowany jako ilość uzyskanego ciepła  $q_g$  do pracy obiegu grzejnego  $l_{\text{obg}}$  [5], [6], [8]:

$$COP = \frac{q_g}{l_{\text{obg}}} \quad (11)$$

Dla optymalnej pompy ciepła

$$COP_{PC} = \frac{Q_g}{L_{\min}} = \frac{\dot{m}_g (h_{g2} - h_{g1})}{\dot{m}_g (b_{g2} - b_{g1})} \quad (12)$$

co pozwala przeprowadzić obliczenia uzyskiwanych parametrów.

Często spotykanym problemem podczas modernizacji systemów ogrzewania istniejących obiektów jest wymagana temperatura nośnika ciepła zasilającego grzejniki konwekcyjne w pomieszczeniach budynku. Pompy ciepła wykorzystujące czynniki jednorodne wymagają spełnienia specyficznych parametrów, co może wiązać się z obniżeniem ich sprawności. Jednym ze sposobów rozwiązania tych problemów i zapewnienia wymaganej temperatury może być zastosowanie mieszaniny zbienników wykorzystywanej jako czynnik obiegowy.

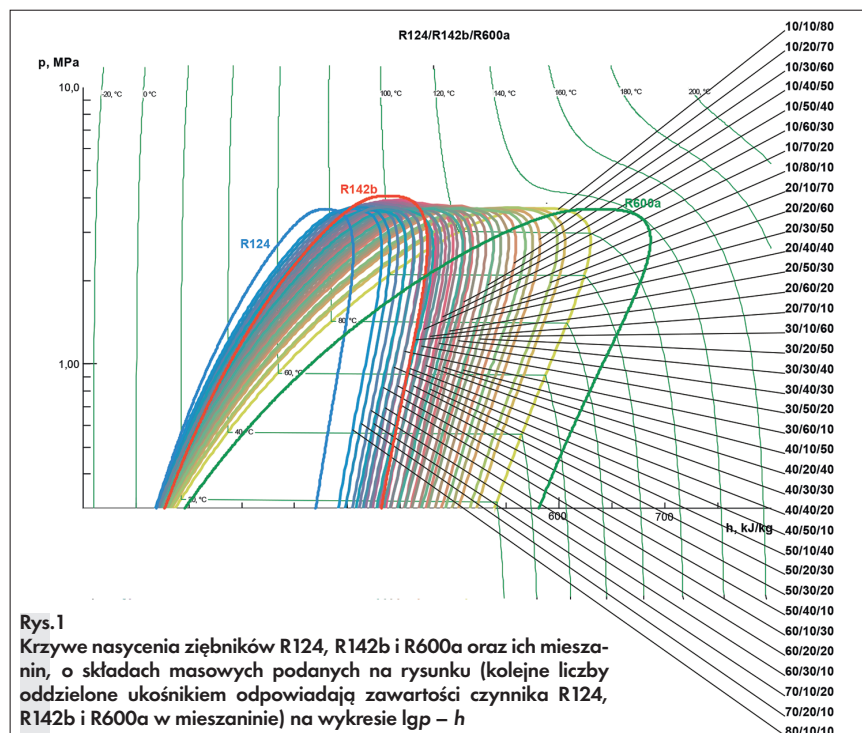
Sprawa bezpośrednich korzyści energetycznych (np. zmniejszenie zużycia energii napędowej), jakie mogą wynikać z zastosowania mieszanin, jest nadal dyskutowana. Różnorodność prezentowanych w literaturze wyników wskazuje na dużą złożoność problemu i brak jednoznaczności w stosunku do wielu przypadków praktycznych. Obok głosów typowo dyskusyjnych, pojawiają się też prace, w których autorzy stanowczo stwierdzają, że nie ma żadnych korzyści termodynamicznych czy energetycznych z zastosowania mieszanin. Zwraca się również uwagę na możliwości występowania nieprzewidzianych problemów ruchowych i eksploatacyjnych, np. związanych z niezotermicznością prze-

mian parowania i skraplania, problemów dławienia oraz mieszania z olejem.

Z drugiej strony, zwolennicy stosowania mieszanin freonów czy czynników naturalnych zwracają uwagę na możliwości tworzenia mieszanin dwu- lub wieloskładnikowych, o tak dobranej kompozycji i proporcjach, aby otrzymana substancja spełniała wymagania ekologiczne, uzyskując jednocześnie pożądane własności, odpowiednio do projektowanego zakresu zastosowań. Niekiedy niewielki dodatek innego czynnika może diametralnie zmienić własności czynnika podstawowego, a tym samym zwiększyć jego atrakcyjność rynkową.

Odpowiedni dobór składu opiera się o wskaźniki termodynamiczne, zakresy ciśnień oraz wartość różnicy entalpii pomiędzy stanami nasycenia w danym ciśnieniu. Poglądowe zestawienie mieszaniny w całym zakresie składu wraz z krzywymi nasycenia czystych składników mieszaniny przedstawiono na rysunku 1.

Obliczenia, mające na celu określenie potencjalnej przydatności mieszaniny, do realizacji procesu podwyższenia temperatury wody do 80°C zostały przeprowadzone na podstawie lewobieżnego obiegu Lindego, suchego. Wyselekcjonowana mieszanina została wybrana pod kątem maksymalizacji współczynnika efektywności pompy ciepła, minimalizacji temperatury końca sprężania oraz maksymalizacji temperatury krytycznej [3]. Mieszanina charakteryzowała się poślizgiem temperaturowym wynoszącym w analizowanym zakresie ciśnień wartość maksymalną



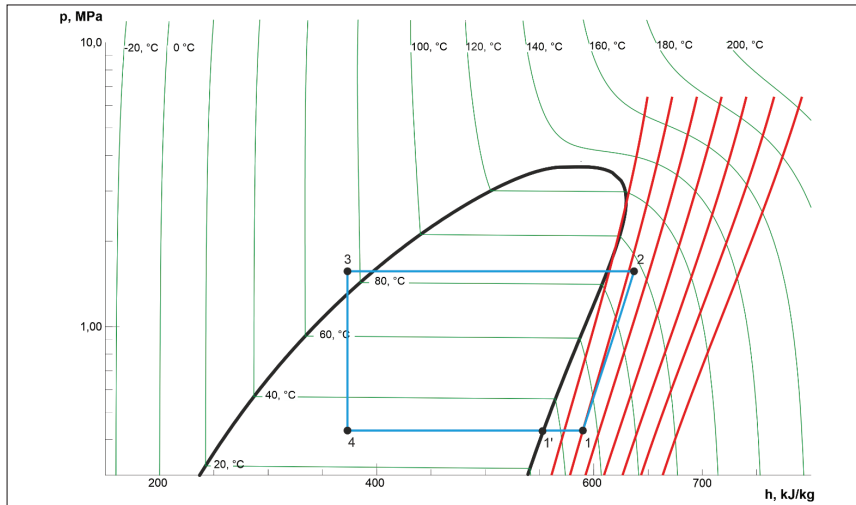
**Rys. 1**  
Krzywe nasycenia zbienników R124, R142b i R600a oraz ich mieszanin, o składach masowych podanych na rysunku (kolejne liczby oddzielone ukośnikami odpowiadają zawartości czynnika R124, R142b i R600a w mieszaninie) na wykresie  $lgp - h$

$\Delta T_{\max} = 0,68 \text{ K}$ . Obieg naniesiony na wykres fazowy mieszaniny przedstawiono na rys 2.

Analizę przydatności mieszaniny oparto na założeniach:

- przegrzanie czynnika w parowaczu 5K,

- izentropowa sprawność procesu sprężania 0,7,
- ciepłe straty sprężarki 10%,
- przegrzanie czynnika w rurociągu sprasowanym 10K,
- przechłodzenie czynnika w skraplaczu 10 K.



Rys. 2 Obieg pompy ciepła realizowany na mieszaninie R124/R142b/R600a o składzie masowym odpowiednio 10/80/10 (wybranej pod kątem maksymalizacji  $t_{kr}$  [3]), będący postawą do analizy przedstawionej w tabeli 2.1

Tabela 1 Analiza przydatności mieszaniny R124/R142b/R600a o składzie masowym odpowiednio 10/80/10, określającej zmianę współczynnika COP pompy ciepła dla stałej temperatury skraplania i zmiennych temperatur odparowania

Punkt	Temperatura, °C	Ciśnienie, MPa	Entalpia, kJ/kg	Gęstość, kg/m <sup>3</sup>	COP
1'	0,0	0,16	422,43	7,05	2,56
1	15,0	0,16	436,18	6,72	
2	115,76	1,62	517,11	59,40	
3	75,0	1,62	309,71	884,28	
4	0,0	0,16	309,71	–	2,70
1'	5	0,19	426,00	8,37	
1	20	0,19	440,05	7,90	
2	115,32	1,62	516,56	59,53	
3	75	1,62	309,71	884,28	2,88
4	5	0,19	309,71	–	
1'	10,0	0,22	429,56	9,87	
1	25,0	0,22	444,03	9,04	
2	114,56	1,62	515,60	59,77	3,16
3	75,0	1,62	309,71	884,28	
4	10,0	0,22	309,71	–	
1'	15,0	0,27	433,10	11,57	
1	30,0	0,27	447,61	11,03	3,39
2	111,4	1,62	511,58	60,79	
3	75,0	1,62	309,71	884,28	
4	15,0	0,27	309,71	–	
1'	20,0	0,31	436,61	13,49	3,70
1	35,0	0,31	451,56	12,54	
2	110,8	1,62	510,83	60,98	
3	75,0	1,62	309,71	884,28	
4	20,0	0,31	309,71	–	4,09
1'	25,0	0,36	440,08	15,65	
1	40,0	0,36	455,38	14,45	
2	109,7	1,62	509,35	61,38	
3	75,0	1,62	309,71	884,28	4,09
4	25,0	0,36	309,71	–	
1'	30,0	0,422	443,52	18,08	
1	45,0	0,422	459,03	17,64	
2	111,5	1,623	507,32	60,75	4,09
3	75,0	1,623	309,71	884,28	
4	30,0	0,422	309,71	–	

Analiza tabeli 1 pokazuje pewne możliwości wykorzystania mieszaniny trójskładnikowej do wysokotemperaturowego obiegu pompy ciepła. Uzyskiwane temperatury końca sprężania oraz ciśnienie kondensacji znajdują się na niższym poziomie w stosunku do innych czynników pracujących w tym obszarze, co daje potencjalne perspektywy zastosowania tej mieszaniny.

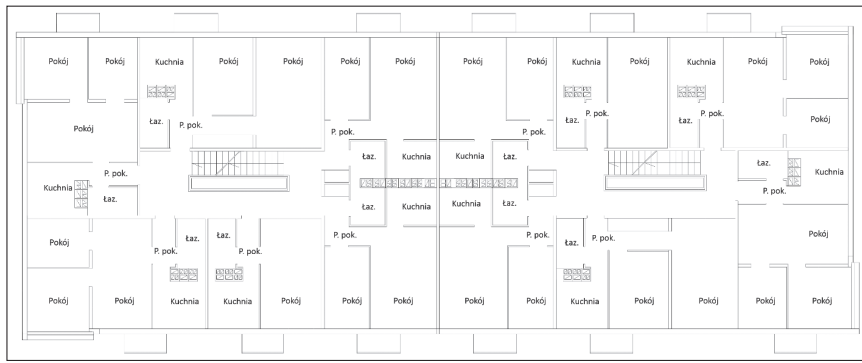
Problemem pozostaje jednak nadal dobór odpowiednich olejów oraz optymalizacja składu mieszaniny pod kątem maksymalizacji współczynnika COP i wykorzystania tego typu substancji w seryjnie produkowanych urządzeniach.

## Opis zespołu budynków z zastosowaniem pomp ciepła oraz kierunki termomodernizacji

Do analizy możliwości wykorzystania wysokotemperaturowych pomp ciepła wybrano zespół czterech obiektów Spółdzielni Mieszkaniowej w województwie kujawsko-pomorskim, obejmujący 281 mieszkań w budynkach o łącznej powierzchni użytkowej 11799 m<sup>2</sup> (rys. 3). W każdym z tych budynków została wykonana termomodernizacja na podstawie audytu energetycznego z roku 2007 [1]. Zaproponowane usprawnienia polegały na dociepleniu ścian i stropodachu styropianem, wymianie stolarki okiennej, wymianie drzwi wejściowych oraz na wprowadzeniu do instalacji c.o. zaworów regulacyjnych podpijonowych. Zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło wynikające z tytułu przedstawionej termomodernizacji, zgodnie z audytem, miało osiągnąć średnio 30%.

Żaden z przedstawionych audytów nie objął modernizacji źródła ciepła, sposobu przygotowania ciepłej wody oraz, co najważniejsze, instalacji wentylacji. Według obliczeń udział strat ciepła poprzez wentylację grawitacyjną mieścił się w przedziale 51÷62%, co dawało wartości w poszczególnych budynkach wynoszące 45÷178 kW. Oznacza to, że udział strat ciepła z wentylacji grawitacyjnej w analizowanych budynkach przekracza zapotrzebowanie wynikające ze strat przez przenikanie przez przegrody budowlane (ściany, stropodach, okna oraz drzwi). Kierunek zmian termomodernizacyjnych powinien więc objąć przede wszystkim instalację wentylacji.

Termomodernizacja polegająca na modyfikacji wentylacji w połączeniu z termomodernizacją przedstawioną w audytach [1] pozwoliłaby zmniejszyć straty ciepła o średnio 60%, zamiast 30%. Taka realizacja miałaby uzasadnienie nie tylko ze względu na widoczne oszczędności, ale pozwoliłaby na zorganizowaną wymianę powietrza w pomieszczeniach,



**Rys. 3**  
Rzut przykładowego piętra analizowanych budynków

a strumień powietrza usuwanego z budynku można by wykorzystać jako dolne źródło ciepła dla pomp ciepła realizujących efekt grzewczy na potrzeby c.o. oraz c.w.

### Koncepcja realizacji z zastosowaniem pomp ciepła

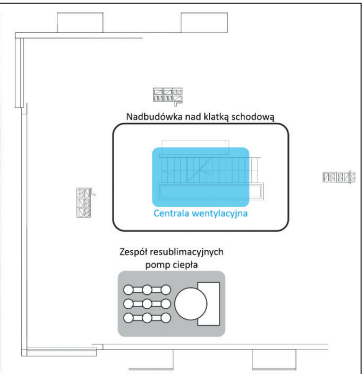
Przedstawione rezultaty kompleksowej termomodernizacji nie obejmują zmiany istniejącego systemu ogrzewania a jedynie przedstawiają w jaki sposób możliwe jest radykalne ograniczenie strat w budynkach wielorodzinnych.

Koncepcja została opracowana na przykładzie istniejącego modelowego budynku o 5 kondygnacjach i 60 mieszkaniach. Budynek o dwóch klatkach schodowych z łączną powierzchnią lokali 6478 m<sup>2</sup>.

Przyjęto następujące założenia:

- a) istnieje techniczna możliwość posadzenia na dachu wymienionego budynku zespołów pomp ciepła [10], [11], które są szczególnym przypadkiem klasy urządzeń powietrze/woda;
- b) istnieje techniczna możliwość posadzenia na dachu budynku lub wewnątrz central wentylacyjnych nawiewno-wywiewnych z wymiennikami krzyżowymi;
- c) możliwe jest prowadzenie przewodu wentylacyjnego nawiewnego w obrębie klatek schodowych i rozproszanie indywidualnych gałęzi przewodów wentylacyjnych do każdego z mieszkań;
- d) możliwy jest odbiór powietrza ze wszystkich przewodów wentylacyjnych na dachach budynków w celu doprowadzenia go do centrali wentylacyjnej;
- e) możliwe jest sprowadzenie w obrysie klatek schodowych gorącego medium z pomp ciepła do pomieszczenia, w którym zostaną zainstalowane zasobniki c.w., sprzęgło hydrauliczne z funkcją akumulacji ciepła dla c.o., podwężel c.o. oraz armatura hydrauliczna;

**Rys. 4.**  
Dach jednego z analizowanych budynków i szkielet z usytuowania zespołów pomp ciepła na dachu



**Rys. 5**  
Miejsce podwieszenia central wentylacyjnych wewnątrz budynku pod stropem nadbudówki, nad klatką schodową wraz ze schematem przykładowej centrali wentylacyjnej [12]

- f) istnieje możliwość doprowadzenia instalacji c.w. oraz cyrkulacji do poszczególnych mieszkań w budynku wraz z instalacjami pomiarowymi służącymi do rozliczania za zużyte ciepło oraz c.w.;
  - g) istnieje możliwość przesyłu danych z kotłowni za pośrednictwem Spółdzielni do zespołu projektowego w celu opracowywania raportów z badań.
- Dla jednego z budynków zakłada się wstępnie zastosowanie czterech pomp ciepła o łącznej masie 2 200 kg [7]. Proponuje się zainstalowanie zespołu po stronie nasłonecznionej nadbudówek nad klatkami schodowymi.
- Zakłada się zastosowanie dwóch central wentylacyjnych nawiewno-wywiewnych, które są w stanie obsłużyć mieszkania w obrębie obu klatek schodowych. Centrale zostaną zainstalowane wewnątrz nadbudówek klatek schodowych. Wydatek

obu central powinien wynosić 6100 m<sup>3</sup>/h (po 3050 m<sup>3</sup>/h na klatkę). Łączna masa urządzeń to 1000 kg (500 kg każda z central). Przykład zamontowania central pokazano na rys 5.

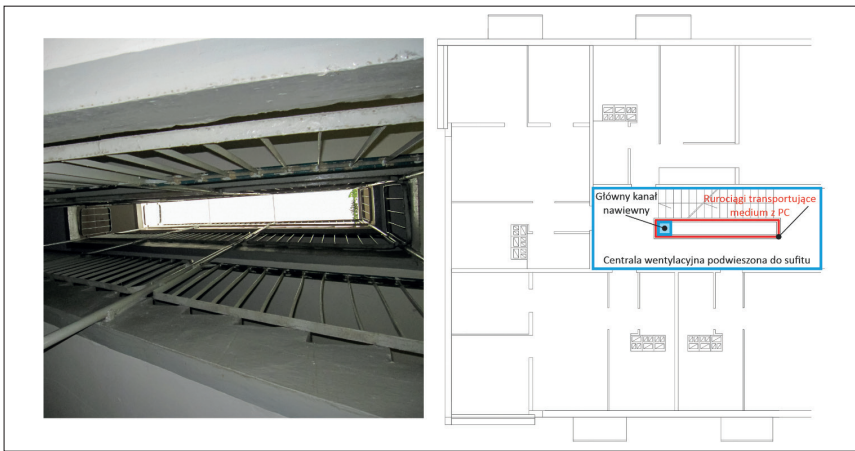
Wyrzutnie central zostaną skierowane na parowniki pomp ciepła w celu uzyskania jeszcze wyższego współczynnika efektywności niż w przypadku korzystania jedynie z powietrza atmosferycznego.

Dzięki wykorzystaniu entalpii powietrza usuwanego z centrali wentylacyjnej +6°C,

które jest znacznie cieplejsze niż w warunkach obliczeniowych dla okresu zimowego (-18°C) pompy ciepła osiągną znacznie wyższy współczynnik efektywności.

Współczynnik efektywności obiegu pompy ciepła wykorzystującej powietrze atmosferyczne jako dolne źródło ciepła o temperaturze -18°C dla warunków odpowiadających temperaturze obliczeniowej dla tej lokalizacji oraz temperatury powietrza w lokalach +20°C wynosi COP = 2,12. Natomiast dla powietrza usuwanego z instalacji wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła o temperaturze +6°C, która wystąpi gdy temperatura powietrza atmosferycznego wynosi -18°C współczynnik efektywności obiegu pompy ciepła COP = 3,12.

Rury z przygotowanym przez pompy ciepła gorącym medium zostaną sprowadzone do pomieszczenia suszarni na kondygnacji -1 jedną z klatek schodowych



Rys. 6 Przekrój klatki schodowej z miejscem do wykorzystania na przeprowadzenie rurociągów z gorącym medium oraz przewodu nawiewnego

w centralnej jej części, gdzie zostanie przygotowany węzeł cieplny wyposażony w sprzęgło hydrauliczne oraz zasobniki na c.w. dla całego budynku, jak na rys. 6.

Powietrze zewnętrzne podgrzane w nagrzewnicy centrali do temperatury  $+20^{\circ}\text{C}$  zostanie doprowadzone indywidualnie za pomocą nawiewników wyposażonych w puszkę rozprężną oraz system regulacji w ilości koniecznej do zrównoważenia wentylacji zgodnie z rozporządzeniem dot. Warunków technicznych budynków [2] [6]. Przewidziano umiejscowienie nawiewników indywidualnych nad drzwiami wejściowymi do każdego z mieszkań.

Zakłada się doprowadzenie do każdego z mieszkań takiej ilości powietrza jakie są przedstawione w audycie [11] czyli  $120\text{ m}^3/\text{h}$ , aby możliwa była wentylacja zrównoważona.

Instalacja wywiewna z poszczególnych mieszkań pozostanie niezmieniona w samych mieszkaniach poza wyposażeniem jej w nowe kratki kontaktowe z możliwością regulacji na etapie uruchomienia instalacji.

Zgodnie z koncepcją na kondygnacji – 1 w pomieszczeniu suszarni zlokalizowany zostanie nowy węzeł cieplny zawierający zasobniki c.w. oraz sprzęgła hydrauliczne. Dla budynku modelowego przewidziano jedno sprzęgło o objętości  $1000\text{ dm}^3$ .

Zaproponowany w artykule dwufunkcyjny zespół z czterema zasobnikami c.w. oraz jednym sprzęgłem hydraulicznym współpracującym z węzłem cieplnym zasilanym siecią ciepłowniczą z lokalnej kotłowni gazowej zabezpiecza funkcję c.o. do tzw. punktu biwalentnego, przy którym zaczyna się współpraca z węzłem ciepłowniczym. Współpraca z węzłem może być konieczna ze względu na:

- temperaturę zasilania grzejników, która przewyższa osiąganą przez standardowe (pracujące na czynniku jednorodnym) pompy ciepła. Pompy te przygotowują medium dla celów c.o. o maksymalnej temperaturze  $+61^{\circ}\text{C}$ . W audytach [1] występuje informacja

o wymaganej temperaturze zasilania  $+85^{\circ}\text{C}$ , co jest poza zakresem pracy większości dostępnych na rynku pomp ciepła na potrzeby c.o. Po termomodernizacji, opisanej wyżej, temperatura zasilania znacznie spadnie, ale może ona w dalszym ciągu przewyższać możliwości pomp ciepła stąd zaproponowano współpracę z istniejącym węzłem cieplnym. Jeśli zaistnieje konieczność podniesienia temperatury do wyższej wartości niż  $+61^{\circ}\text{C}$ , system sterowania wywoła reakcję zaworu trójdrożnego, który skieruje medium grzewcze do wymiennika istniejącego węzła ciepłowniczego, gdzie medium zostanie podgrzane do wymaganej wartości temperatury zasilania instalacji centralnego ogrzewania. Poniżej punktu zawór trójdrożny kieruje medium grzewcze bezpośrednio do kolektora zasilającego instalację centralnego ogrzewania.

- nieakceptowany stosunek ceny instalacji pomp ciepła do mocy źródła ciepła oraz malejący wraz z temperaturą zewnętrzną współczynnik efektywności. Możliwe jest wykorzystanie istniejącego węzła ciepłowniczego w większym stopniu przy jednoczesnej eliminacji jednej lub dwóch pomp ciepła. Obecnie jednak przy możliwości zastosowania paneli fotowoltaicznych do przygotowania energii elektrycznej zużywanej na własne potrzeby oraz aktualnych cen gazu, który jest paliwem zużywanym na potrzeby grzewcze przez węzeł ciepłowniczy budynku nieuzasadnione może być rezygnowanie z przewidzianej liczby pomp ciepła.

### Podsumowanie i kierunki rozwoju energooszczędnego budownictwa wielorodzinnego

Porównanie efektów poszczególnych etapów kompleksowej termomodernizacji budynków wielorodzinnych powinno skło-

nić audytorów energetycznych oraz projektantów do głębszej analizy podejmowanych przedsięwzięć prowadzących do oszczędzania energii niż klasyczne izolowanie przegród budowlanych.

Jak przedstawiono w opracowaniu zmiana systemu wentylacji może przynieść podobny efekt przy znacznie mniejszych nakładach finansowych.

Dopiero jednak zmiana sposobu realizacji efektu grzewczego na potrzeby c.o. oraz c.w. w połączeniu z modyfikacją systemu wentylacji i izolowania przegród budowlanych może dać efekty, które radykalnie zmniejszają zapotrzebowanie na ciepło dla budynków wielorodzinnych.

Dodatkowo, jeśli budynek posiada płaski dach możliwa jest budowa instalacji fotowoltaicznej, która będzie wspomagała zasilanie zarówno pomp ciepła, jak również wszystkich urządzeń konsumujących energię elektryczną w budynku. Opracowanie modelu obliczeń oraz projekt takiego poligeneracyjnego systemu nie zostały przedstawione w tym opracowaniu, ale posługując się analogią do budynków jednorodzinnych można domniemywać, że taki system będzie zbliżał, nawet istniejące budynki, do blisko zeroemisyjnych.

### LITERATURA

- [1] Audyt energetyczny budynków wykonany dla Spółdzielni Mieszkaniowej, maj 2007.
- [2] Besler M.: Wpływ lokalizacji lokalu mieszkalnego w budynku na roczne zużycie energii do ogrzewania, Instal 12/2021, s. 15 – 21; DOI 10.36119/15.2021.12.2.
- [3] Białko B., Zajęczkowski B., Sandler S., Właźlak A.: Increase of heating medium temperature by using HTR mixtures in vapor compression heat pump, Proceedings of 12th IEA Heat Pump Conference : 15th-18th May 2017, Rotterdam, Netherlands.
- [4] Brodowicz K, Dyakowski T.: Pompy ciepła, PWN 1990.
- [5] Cube H.L, Steimle F.: Wärmepumpen. VDI-Verlag, Dusseldorf, 1987.
- [6] Dz.U. 2002 nr 75 poz. 690 Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie – z późniejszymi zmianami.
- [7] Reszewski S. Żak M., Regucki P. Wykorzystanie procesu resublimacji jako dolnego źródła ciepła w nowoczesnych transformatorach ciepła, Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1/2015.
- [8] Sakowicz R. A., Werner-Juszczak A. J.: Operating costs of air and ground source heat pumps, Instal 7-8/2022, s. 33 – 37; DOI 10.36119/15.2022.7-8.4.
- [9] Venkatarathanam G.: The coefficient of performance of an ideal air conditioner, international Journal of Refrigeration 32, 2009 str 1929-1931.
- [10] Wark W., Richards D.: Thermodynamics. McGraw Hill, Boston, Wyd. VI 1999.
- [11] Wróblewski L., Audyt energetyczny budynku dla przedsięwzięcia termomodernizacyjnego przewidzianego do realizacji w trybie Ustawy z dnia 21.11.2008, lipiec 2015.
- [12] www.swegon.com – dostęp 04.05.2024.