

ROZPRAWA DOKTORSKA

**Modelowanie układu podgrzewania wody
w instalacji centralnego ogrzewania
z akumulatorem ciepła nagrzewanym
elektrycznie**

mgr inż. Piotr Cisek

Promotor:

Prof. dr hab. inż. **Dawid Taler**

Promotor pomocniczy:

dr hab. inż. **P. Rajesh Kanna**

Kraków, 2017

Pragnę podziękować wszystkim bez których niniejsza praca nie mogła by powstać:

*Panu Profesorowi Dawidowi Talerowi,
za poświęcony czas i nieocenioną pomoc w tworzeniu niniejszej pracy.*

*Panu Profesorowi Janowi Talerowi,
Dyrektorowi Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych,
za wszelką udzieloną pomoc w czasie dotychczasowej współpracy,
a zwłaszcza za ciągłą motywację oraz liczne cenne uwagi merytoryczne.*

Dziękuję Rodzicom za okazane wsparcie i pomoc w czasie mojej edukacji.

*Szczególne podziękowania składam mojej Żonie Marcie
za cierpliwość, wyrozumiałość i wsparcie w chwilach zwątpienia.*

Piotr Cisek

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń	5
1. Wprowadzenie.....	8
2. Możliwości ograniczenia zanieczyszczenia powietrza w krajach Unii Europejskiej poprzez rozwój systemów elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego	15
2.1. Rozwój technologii energetycznych opartych o odnawialne źródła energii	15
2.2. Elektryczne ogrzewanie akumulacyjne jako sposób redukcji zanieczyszczenia powietrza oraz wykorzystania nadmiaru energii w dolinach obciążeń KSE	21
2.3. Akumulacja ciepła w ciałach stałych.....	24
2.4. Przykłady systemów elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego	26
2.4.1. Piece akumulacyjne	26
2.4.2. Centralne ogrzewanie akumulacyjne	30
2.4.3. Wady i zalety elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego.....	34
3. Cel, zakres i teza pracy	36
4. Stanowisko badawcze – instalacja centralnego ogrzewania wodnego z elektrycznym ogrzewaczem akumulacyjnym nowej konstrukcji.....	38
4.1. Konstrukcja ogrzewacza akumulacyjnego.....	39
4.2. Obieg powietrzny i wodny w instalacji badawczej	42
4.3. Szafa zasilająca – sterująca i układ akwizycji danych.....	44
5. Modele matematyczne chłodzenia złoża ogrzewacza akumulacyjnego	46
5.1. Przegląd modeli wymiany ciepła między złożem regeneratora a płynem	47
5.2. Sformułowanie równań modeli wymiany ciepła dla badanej konstrukcji elektrycznego ogrzewacza akumulacyjnego	52
5.2.1. Jednowymiarowy model ogrzewacza akumulacyjnego	53
5.2.2. Model ogrzewacza akumulacyjnego z uwzględnieniem rozkładu temperatury w elementach ceramicznych złoża.....	58
6. Obliczenia numeryczne.....	64
6.1. Rozwiązania dla modelu jednowymiarowego.....	64
6.1.1. Schematy różnicowe dla metody objętości skończonych	65
6.1.2. Ścisłe rozwiązanie analityczne	67
6.1.3. Porównanie dokładności obliczeń metodą różnic skończonych w odniesieniu do wyników ze ścisłego rozwiązania analitycznego.....	69
6.2. Model dwuwymiarowy z uwzględnieniem rozkładu temperatury w elementach ceramicznych wypełnienia	72
6.3. Weryfikacja poprawności obliczeń dla modelu dwuwymiarowego	82
7. Badania eksperymentalne.....	86
7.1. Wyznaczenie średniej prędkości przepływu powietrza w kanale instalacji badawczej z ogrzewaczem akumulacyjnym.....	88
7.1.1. Procedura cechowania anemometrów w tunelu aerodynamicznym	90
7.1.2. Kalibracja cyfrowego anemometru wiatraczkowego.....	91
7.1.3. Wyznaczenie rzeczywistej prędkości przepływu w kanale obiegu powietrza w instalacji badawczej z elektrycznym ogrzewaczem akumulacyjnym	95

7.2. Wyznaczanie oporów przepływu oraz strumieni powietrza płynącego w przestrzeni międzyrurowej i w rurach ogrzewacza.....	99
7.2.1. Przepływu powietrza w przestrzeni międzyrurowej.....	101
7.2.2. Przepływ powietrza wewnątrz rur rdzenia ogrzewacza akumulacyjnego wypełnionych cylindrami ceramicznymi	103
8. Porównanie wyników symulacji numerycznych z danymi eksperymentalnymi	107
8.1. Analiza i porównanie z eksperymentem wyników otrzymanych z modelu jednowymiarowego	107
8.1.1. Wyznaczanie średniego współczynnika wnikania ciepła dla modelu jednowymiarowego	108
8.1.2. Walidacja doświadczalna modelu jednowymiarowego	110
8.2. Analiza i porównanie z eksperymentem wyników otrzymanych z modelu dwuwymiarowego, uwzględniającego rozkład temperatury w złożu i elementach stalowych	113
8.2.1. Wybrane równania kryterialne dla przepływu powietrza przez wnętrze ogrzewacza akumulacyjnego.....	114
8.2.2. Wyznaczanie współczynników wnikania ciepła	119
8.2.2. Dalsza analiza wyników	125
9. Podsumowanie i wnioski	129
Załącznik 1. Pomiar średnio–masowej temperatury płynu	133
Załącznik 2. Sposób pomiaru średniej prędkości płynu w kanałach o przekroju kołowym ...	135
Załącznik 3. Przeliczanie spadków ciśnienia na prędkość przepływającego płynu w tunelu aerodynamicznym w warunkach standardowych.....	139
Załącznik 4. Wyniki sondowania kanału powietrza	140
Literatura.....	141
Streszczenie pracy w języku polskim	149
Streszczenie i tytuł pracy w języku angielskim.....	152

Wykaz ważniejszych oznaczeń

Alfabet łaciński:

A	– powierzchnia, –
A_{ex}	– pole przekroju rury płaszcz ogrzewacza akumulacyjnego, m^2
A_{int}	– pole przekroju przepływu w rurze wypełnionej elementami cylindrycznymi, m^2
A_{out}	– pole przekroju przepływu w przestrzeni międzyrurowej, m^2
A_m	– powierzchnia wymiany ciepła dla modelu jednowymiarowego, m^2
a	– współczynnik dyfuzyjności cieplnej, m^2/s
Bi	– liczba Biota,
c	– ciepło właściwe pod stałym ciśnieniem, $J/(kg \cdot K)$
D_{ex}	– średnica zewnętrzna płaszcz ogrzewacza akumulacyjnego, m
D_{sh}	– średnica wewnętrzna płaszcz ogrzewacza akumulacyjnego, m
$D_{t,int}$	– średnica wewnętrzna rury rdzenia ogrzewacza, m
$D_{t,out}$	– średnica zewnętrzna rury rdzenia ogrzewacza, m
d	– średnica, m
d_c	– średnica cylindrów ceramicznych, m
d_h	– średnica hydrauliczna, m
e	– chropowatość ścianki kanału, m
h	– współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$
\bar{h}	– średnia wartość współczynnika wnikania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$
$I_0(x)$	– funkcja Bessela pierwszego rodzaju, rzędu zerowego,
$I_1(x)$	– funkcja Bessela pierwszego rodzaju, rzędu pierwszego,
$I_n(x)$	– funkcja Bessela pierwszego rodzaju, rzędu n -tego,
i	– numer objętości kontrolnej w kierunku osiowym z ,
j	– numer objętości kontrolnej w kierunku promieniowym r ,
K	– współczynnik korekcyjny,
k	– współczynnik przewodzenia ciepła, $W/(m \cdot K)$
L	– całkowita długość złoża ogrzewacza, m
l	– długość kanału, m
M	– całkowita ilość objętości kontrolnych w kierunku promieniowym r ,
$MAPE$	– średni bezwzględny błąd procentowy, %
m	– ilość rzędów kształtek ceramicznych w rurze rdzenia ogrzewacza,
m_c	– całkowita masa złoża ceramicznego, kg
m_{st}	– całkowita masa stali, kg
m_f	– masa powietrza wypełniającego wolne przestrzenie w złożu ogrzewacza, kg
\dot{m}	– masowe natężenie przepływu, kg/s
$\dot{m}_{f,int}$	– masowe natężenie przepływu powietrza w rurze rdzenia ogrzewacza, kg/s
$\dot{m}_{f,out}$	– masowe natężenie przepływu powietrza w przestrzeni międzyrurowej, kg/s
N	– całkowita ilość objętości kontrolnych w kierunku osiowym z ,
NTU	– liczba jednostek wymiany ciepła,
Nu_m	– średnia wartość liczby Nusselta,
Nu_z	– lokalna wartość liczby Nusselta,
n	– numer kroku czasowego,
Obr	– częstość obrotów wentylatora, Hz
Pr	– liczba Prandtla,
p	– ilość rur rdzenia w ogrzewaczu,
Δp	– spadek ciśnienia, Pa

- Δp_{act} – spadek ciśnienia mierzony w tunelu aerodynamicznym w warunkach rzeczywistych, mmHg
 Δp_{std} – spadek ciśnienia mierzony w tunelu aerodynamicznym w warunkach standardowych, mmHg
 Δp_i – liniowe straty ciśnienia, Pa
 Δp_ξ – miejscowe straty ciśnienia, Pa
 ΔQ – ilość wymienianego ciepła, J
 $\Delta \dot{Q}$ – strumień wymienianego ciepła, W
 Re – liczba Reynoldsa,
 $RMSE$ – pierwiastek błędu średniokwadratowego,
 r – współrzędna promieniowa, m
 Δr – rozmiar kroku przestrzennego w kierunku promieniowym, m
 s – stosunek zewnętrznej d_o do wewnętrznej d_i średnicy kanału o przekroju pierścieniowym,
 T – temperatura, °C
 T_c – temperatura cylindrów ceramicznych, °C
 T_f – temperatura powietrza, °C
 T_m – temperatura jednorodnego złoża stałe ogrzewacza (stal + ceramika) – dla modelu jednowymiarowego, °C
 T_{sh} – temperatura płaszcza zewnętrznego, °C
 T_t – temperatura rury rdzenia ogrzewacza, °C
 T_0 – temperatura początkowa dla $t = 0$, °C
 \bar{T} – temperatura średnio-masowa, °C
 ΔT – różnica temperatur, °C
 t – czas, s
 t_{pr} – czas potrzebny dla cząsteczki płynu do przebycia drogi od $z = 0$ do danego punktu o współrzędnej z , s
 Δt – rozmiar kroku czasowego, s
 U – współczynnik przenikania ciepła, W/(m²·K)
 V – objętość, m³
 \dot{V} – objętościowe natężenie przepływu, m³/s
 w – prędkość przepływu płynu, m/s
 w_{an} – prędkość powietrza mierzona za pomocą anemometru, m/s
 w_{tun} – prędkość powietrza w tunelu aerodynamicznym, m/s
 \bar{w}_z – średnia prędkość przepływu płynu w danym przekroju z kanału, m/s
 $(w_z)_i$ – wartość lokalnej prędkości przepływu płynu mierzona w punkcie x_i przekroju z kanału, m/s
 x_i – współrzędna punktu pomiaru lokalnej prędkości płynu $(w_z)_i$ w przekroju kanału, m
 z – współrzędna osiowa, m
 z^+ – bezwymiarowa współrzędna przestrzenna, –
 Δz – rozmiar kroku przestrzennego w kierunku osiowym, m
 Δz^+ – rozmiar bezwymiarowego kroku przestrzennego w kierunku osiowym, m

Alfabet grecki

- δ – grubość rury, m
 ε – procentowy błąd względny, %
 θ – temperatura nadmiarowa, °C
 λ – współczynnik liniowych strat tarcia,

- ξ – współczynnik oporów miejscowych,
- ρ – gęstość, kg/m^3
- τ – stała czasowa, s
- φ – porowatość złoża,

Indeksy dolne

- amb* – otoczenie,
- an* – wyznaczony z metody analitycznej,
- c* – cylinder ceramiczny,
- ex* – zewnętrzna powierzchnia płaszczka od strony otoczenia,
- f* – płyn,
- i* – numer objętości kontrolnej w kierunku osiowym z , –
- inlet* – dla przekroju wlotowego,
- ins* – izolacja,
- int* – wewnątrz rury rdzenia ogrzewacza,
- j* – numer objętości kontrolnej w kierunku promieniowym r ,
- m* – jednorodne złożo stałe ogrzewacza (stal + ceramika),
- max* – wartość maksymalna,
- MRS* – wyznaczony z metody różnic skończonych,
- or* – otwór w dnie sitowym,
- out* – na zewnątrz rur rdzenia ogrzewacza,
- outlet* – dla przekroju wylotowego,
- r* – w kierunku współrzędnej promieniowej r ,
- s* – ciało stałe,
- sh* – wewnętrzna powierzchnia płaszczka,
- st* – stal,
- t* – rura rdzenia ogrzewacza,
- tot* – całkowity,
- w* – woda w instalacji c.o.,
- z* – w kierunku współrzędnej osiowej z ,

Indeksy górne

- n* – numer kroku czasowego, –
- 0* – początkowy krok czasowy, dla chwili czasu $t = 0$, –

1. Wprowadzenie

Prawie 2/3 ludności (72,4%) Unii Europejskiej mieszka na obszarach miejskich, gdzie regularnie występują przekroczenia standardów jakości powietrza. Kwestia problemów związanych z zanieczyszczeniem powietrza dotyka mieszkańców nie tylko dużych aglomeracji, ale również małych miast i miasteczek oraz obszarów wiejskich. Problem ten występuje w szczególności w Europie Środkowej i Wschodniej. Do najważniejszych zanieczyszczeń powietrza, które znacząco wpływają na ludzkie zdrowie i życie zalicza się m.in. [1]:

- cząstki stałe zawarte w pyłach zawieszonych (ang. *Particulate Matter* – PM),
- policykliczne węglowodory aromatyczne (ang. *Polycyclic Aromatic Hydrocarbons* – PAH) a w szczególności benzo(a)piren (BaP).
- tlenki azotu (NO_x),
- ozon (O₃),
- tlenek siarki (SO₂),
- tlenek węgla (CO),
- pierwiastki toksyczne, w szczególności arsen (As), kadm (Cd), nikiel (Ni) i ołów (Pb),
- benzen (C₆H₆).

W niniejszej pracy zwrócono szczególną uwagę na zanieczyszczenia powietrza powstałe ze spalania paliw kopalnych, tj. węgla kamiennego, gazu ziemnego oraz oleju opałowego, jak również biomasy. Energię zawartą w paliwach konwencjonalnych wykorzystuje się zarówno w dużych zakładach przemysłowych, elektrowniach systemowych i elektrociepłowniach, jak również w lokalnych ciepłowniach oraz indywidualnych systemy ogrzewania gospodarstw domowych. Należy w tym miejscu zauważyć, że większa ilość zanieczyszczeń dostaje się do atmosfery z tzw. niskiej emisji, czyli źródeł o wysokości nieprzekraczającej 40 metrów, takich jak gospodarstwa domowe i ruch uliczny.

Nadmierne stężenie pyłów zawieszonych w powietrzu stanowi poważne zagrożenie dla ludzkiego zdrowia. Pyły zawieszone o bardzo małych średnicach cząstek mają zdolność wnikania do układu oddechowego, co może prowadzić do problemów zdrowotnych i przedwczesnej umieralności. Grupa cząstek stałych zawieszonych w powietrzu, nazywana pyłem zawieszonym, różni się szeroko składem i właściwościami fizyko–chemicznymi jak również pochodzeniem i wielkością cząstek. Powszechnie stosuje się następującą klasyfikację pyłów zawieszonych:

- frakcję największych cząstek pyłu zawieszonego mających średnice do 10 mikrometrów oznacza się jako frakcję PM₁₀,
- najbardziej niebezpieczne dla ludzkiego zdrowia są jednak cząstki o średnicy 2,5 mikrometrów lub mniejszej – oznaczane jako frakcja PM_{2,5}.

Niektóre z cząstek frakcji PM_{2,5} są wystarczająco małe aby przedostać się z płuc do krwioobrotu, w taki sam sposób jak cząsteczki tlenu, prowadząc w konsekwencji do rozlicznych chorób dróg oddechowych, układu sercowo–naczyniowego, układu immunologicznego, oraz układu nerwowego. Frakcja najdrobniejszych cząstek (o średnicy poniżej 0,1 μm) może nawet dostać się bezpośrednio do mózgu poprzez górne drogi oddechowe [1].

Tlenek węgla jest emitowany do atmosfery na skutek niepełnego spalania paliw kopalnych i biopaliw. Transport drogowy był niegdyś znaczącym źródłem emisji CO, lecz wprowadzenie

katalizatorów dla samochodów z silnikami spalinowymi zmniejszyło ją znacząco. Tlenek węgla dostaje się do organizmu poprzez płuca, a stąd następne do krwioobiegu, wiążąc się z hemoglobina. Nadmierna ekspozycja na CO może zmniejszyć zdolność przenoszenia tlenu przez krwinki czerwone, tym samym ograniczając ilość dostarczanego tlenu do narządów i tkanek organizmu. Osoby cierpiące na choroby układu sercowo–naczyniowego są najbardziej wrażliwe na ekspozycję na CO. Tacy ludzie już mają obniżoną zdolność do pompowania natlenionej krwi do serca, co może spowodować u nich niedokrwienie mięśnia sercowego (zmniejszenie dostarczania tlenu do serca), któremu towarzyszy często ból w klatce piersiowej przy wysiłku fizycznym lub pod wpływem stresu. Narażenie na bardzo wysokie stężenia CO w powietrzu może prowadzić do śmierci [1].

Ze względu na ich rakotwórczy i mutageny charakter, policykliczne węglowodory aromatyczne (PAH) są uważane za jedne z najbardziej niebezpiecznych zanieczyszczeń powietrza [2]. PAH (a w szczególności benzo(a)piren – BaP) emitowane są do atmosfery jako produkty spalania paliw konwencjonalnych i biomasy, a są głównym składnikiem pyłów zawieszonych o bardzo małych średnicach cząstek ($< 1,0 \mu\text{m}$) [3]. Szacunkowa liczba zachorowań na raka płuc w Europie w 2012 r. na skutek narażenia na BaP to od 630 do 700 przypadków. Największy wpływ nadmiernego stężenia BaP na zdrowie można odnotować w krajach Europy Wschodniej, z czego około 50% przypadków występuje w Polsce i Rumunii [1].

Skutki zdrowotne narażenia na PAH w Europie są prawdopodobnie większe niż szacunkowa częstość występowania raka płuc z tytułu ekspozycji na BaP z uwagi na to, że [2]:

- nadmierne stężenie PAH w powietrzu oprócz raka płuc wywołuje inne skutki zdrowotne, tj. zwiększenie częstości występowania raka pęcherza moczowego i skóry, genotoksyczności i mutagenności. Narażenie na PAH ma wpływ na rozwój poznawczy dzieci oraz związane jest z zachorowalnością na choroby układu krążenia;
- BaP jest markerem całkowitej ekspozycji na rakotwórcze policykliczne węglowodory aromatyczne, ale przyczynia się tylko do części całkowitego rakotwórczego działania PAH;
- znajdujące się w powietrzu PAH nie dostają się do organizmu tylko przez drogi oddechowe. PAH osadzają się również w glebie i wodzie, oraz mogą ulegać akumulacji biologicznej w łańcuchu pokarmowym. Ludzie są więc narażeni na PAH poprzez spożycie żywności i wody.

Emisja zanieczyszczeń powietrza uwalnianych do atmosfery poprzez spalanie paliw kopalnych wzrosła znacząco w ostatnich latach i dla państw UE–28 stanowiła w 2013 roku [1]:

- 43% i 58% całkowitej emisji pyłów zawieszonych, odpowiednio, PM_{10} i $\text{PM}_{2,5}$,
- 73% całkowitej emisji tlenków węgla CO,
- 47% całkowitej emisji PAH, a w szczególności BaP, którego emisja wzrosła o 16% w latach 2004 – 2013.
- zaobserwować można również wzrost emisji metali ciężkich, tj. arsenu i ołowiu.

Narażenie na wyżej wyszczególnione zanieczyszczenia obecne w otaczającym powietrzu mogą mieć negatywny skutek na ludzkie zdrowie. W związku z narastającym problemem zanieczyszczenia powietrza Unia Europejska opracowała szeroki wachlarz aktów prawnych [4], które ustalają standardy jakości powietrza.

Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2008/50/WE z dnia 21 maja 2008 r. w sprawie jakości powietrza i czystszej powietrza dla Europy (CAFE) [4] zobowiązuje państwa

członkowskie do przestrzegania norm dopuszczalnych stężeń pyłu PM₁₀ (od 2005r.), pyłu PM_{2,5} (od 2015r.), a bardziej restrykcyjnych norm jakości powietrza od 2020r. Ponadto, zgodnie z Dyrektywą 2004/107/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 15 grudnia 2004r. w sprawie arsenu, kadmu, rtęci, niklu i wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych w otaczającym powietrzu [5], norma stężeń BaP w powietrzu obowiązuje od 2013r. Obecnie obowiązujące standardy jakości powietrza dla krajów Unii Europejskiej przedstawiono w tabeli 1.1.

Tabela. 1.1. Standardy jakości powietrza obowiązujące w krajach Unii Europejskiej [4].

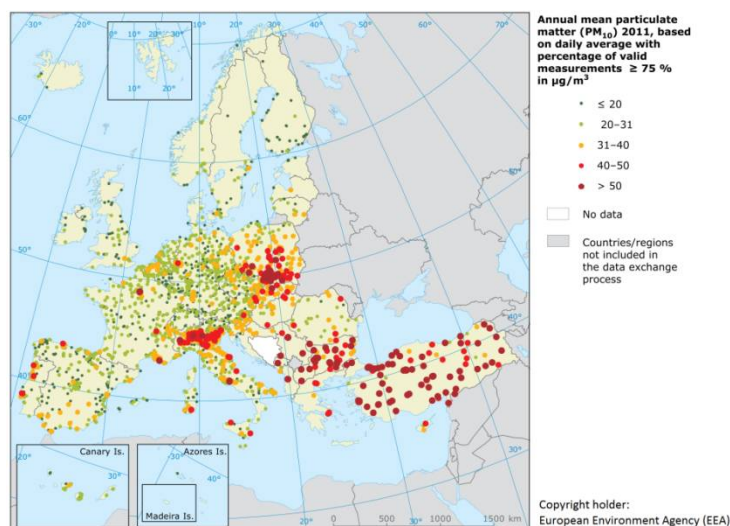
Zanieczyszczenie powietrza	Graniczna wartość stężenia	Okres uśredniania	Dopuszczalne przekroczenia w ciągu roku
Pyły zawieszone (PM _{2,5})	25 µg/m ³	1 rok	–
Pyły zawieszone (PM ₁₀)	50 µg/m ³	24 godz.	35 dni
	40 µg/m ³	1 rok	–
Ozon (O ₃)	120 µg/m ³	maksymalna dzienna średnia z 8 godzin	25 dni uśrednione w ciągu 3 lat
Tlenek węgla (CO)	–	1 godz.	–
	10 mg/m ³	średnia 8–godz.	–
Wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne (PAH)	1 ng/m ³ (wyrażane jako stężenie BaP)	1 rok	–

Normy jakości powietrza ustanowione przez Światową Organizację Zdrowia (WHO) są jeszcze bardziej restrykcyjne. Jako przykład w tabeli 1.2 przedstawiono normy *Air Quality Guidelines* (AQG) ustanowione przez WHO dla pyłów zawieszonych i CO.

Tabela. 1.2. Wskazania co do jakości powietrza podawane przez WHO [6, 7].

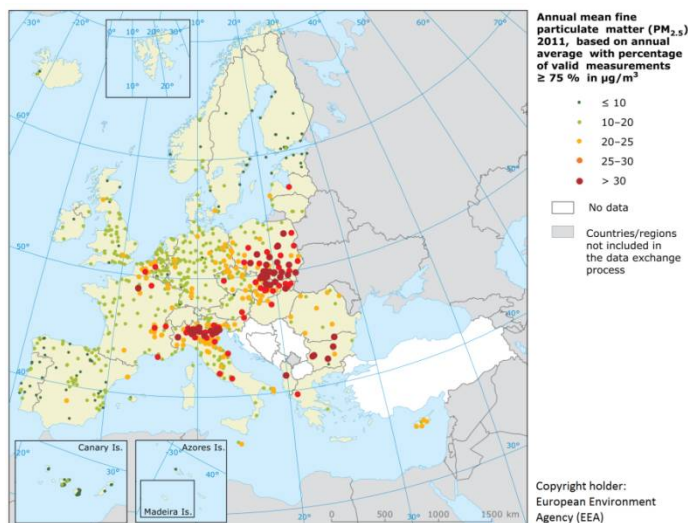
Zanieczyszczenie powietrza	Graniczna wartość stężenia	
	Średnia 24–godzinna	Średnia roczna
PM _{2,5}	25 µg/m ³	10 µg/m ³
PM ₁₀	50 µg/m ³	20 µg/m ³
	Średnia 1–godzinna	Średnia 8–godzinna
CO	30 mg/m ³	10 mg/m ³

Wg danych zawartych w [8] w 2013 roku 87% ludności miejskiej UE narażone było na stężenia PM które przekroczyły średnie roczne wartości graniczne ustanowione przez WHO – czyli 10 µg/m³, wg tabeli 1.2. Norma jakości powietrza ustanowiona przez prawodawstwo UE jest mniej restrykcyjna i tylko 9% ludności miast była narażona na stężenia PM powyżej wartości granicznych – 25 µg/m³, wg tabeli 1.1.



Rys. 1.1. Średnie roczne stężenie pyłu zawieszonego PM_{10} w powietrzu w krajach UE w 2011 roku, gdzie: ● – to stacje w których wystąpiło przekroczenie średniej rocznej wartości granicznej $50 \mu\text{g}/\text{m}^3$ wskazywanej przez normy UE, natomiast ● – oznaczają stacje monitorowania jakości powietrza wskazujące średnie roczne stężenia PM_{10} poniżej wymagań WHO ($20 \mu\text{g}/\text{m}^3$), zaczerpnięto z [1].

Rys. 1.1 i 1.2 przedstawiają średnie roczne stężenia pyłów zawieszonych w powietrzu. Na rys. 1.1 przedstawiono wartości dla PM_{10} , natomiast na rys. 1.2 dane dla $PM_{2,5}$ dla regionu UE w roku 2011.



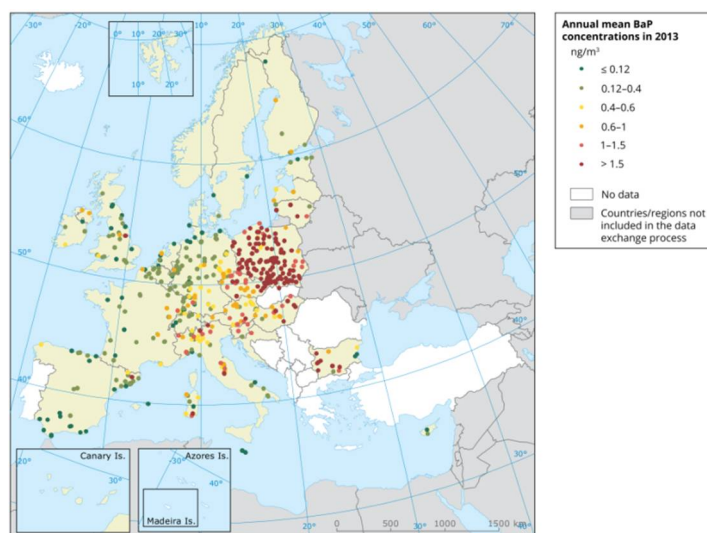
Rys. 1.2. Średnie roczne stężenie pyłu zawieszonego $PM_{2,5}$ w powietrzu w krajach UE w 2011 roku, gdzie : ● – to stacje w których wystąpiły przekroczenia średniej rocznej wartości stężenia granicznego $PM_{2,5}$ wg UE ($25 \mu\text{g}/\text{m}^3$), natomiast ● – to stacje w których średnie roczne stężenia $PM_{2,5}$ były mniejsze od norm WHO ($10 \mu\text{g}/\text{m}^3$), zaczerpnięto z [1].

Szacunki skutków zdrowotnych związanych z długotrwałą ekspozycją na PM pokazują, że zanieczyszczenie powietrza przez pyły zawieszone było odpowiedzialne za 432 000 przedwczesnych zgonów w Europie w 2012 roku [8]. Korzyści wynikające z poprawy jakości powietrza w Europie są jasne – spełnienie norm jakości powietrza WHO w całej Unii Europejskiej doprowadziłoby do spadku średniego stężenia PM o około jedną trzecią, w wyniku

czego liczba przedwczesnych zgonów spadłaby o ok. 144 000 w odniesieniu do obecnej sytuacji [8].

Stężenie BaP w powietrzu jest stosunkowo wysokie na rozległych obszarach Europy, głównie z powodu występowania źródeł tzw. niskiej emisji. W 2012 roku ok. 82% całkowitej emisji BaP na terenie Europy spowodowane było emisją produktów spalania paliw kopalnych, drewna lub odpadów komunalnych spalanych w paleniskach przydomowych oraz w lokalnych kotłowniach [2].

Ponad 30% stacji monitorujących stężenia BaP w powietrzu na terenie całej Europy wskazują na przekroczenie wartości bezpiecznych, głównie w obszarach miejskich i podmiejskich. Za wartość bezpieczną dla zdrowia i życia uznaje się średnie roczne stężenie na poziomie $1,0 \text{ ng/m}^3$ (wartość docelowa wskazana w prawie UE). W Krakowie wartość ta przekroczona jest około 8-krotnie, co przekłada się na ekspozycję porównywalną z czynnym paleniem tytoniu. Przekroczenia występują zwykle w Europie Środkowej i Wschodniej. W 2012r. około 20% populacji europejskiej narażone było na średnie roczne stężenia BaP powyżej wartości granicznej, a tylko około 12% mieszka na obszarach o stężeniach poniżej szacowanego poziomu odniesienia ($0,12 \text{ ng/m}^3$) [2]. Rys. 1.3 przedstawia średnie roczne stężenia BaP w UE w 2013 roku. Należy również zauważyć, że średnie stężenie BaP mierzone na terenie Polski jest 4,6 razy wyższe niż wartości graniczne.

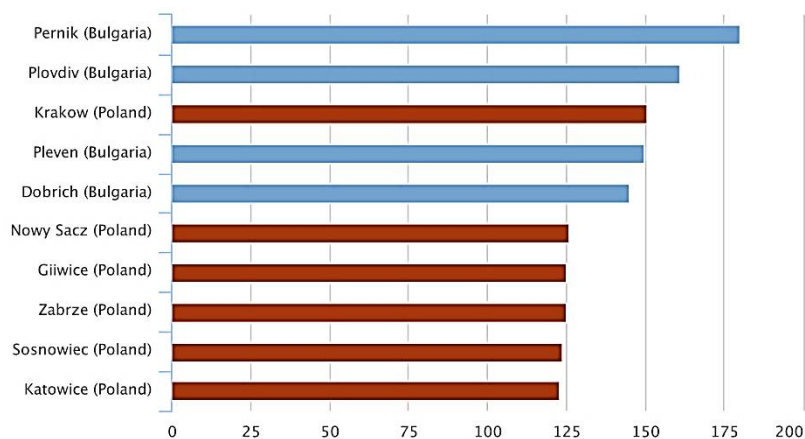


Rys. 1.3. Średnie roczne stężenia BaP w powietrzu na terenie Unii Europejskiej w 2013 roku, gdzie: ● – odpowiadają stężeniu referencyjnemu BaP na poziomie ($0,12 \text{ ng/m}^3$), natomiast ● – oznaczają stężenia przekraczające wartość graniczną $1,0 \text{ ng/m}^3$, zaczerpnięto z [1].

Porównując dane przedstawione na rys. 1.1, 1.2 i 1.3, widać wyraźnie, że problem złej jakości powietrza dotyczy głównie krajów Europy Środkowej i Wschodniej (m.in. Austrii, Bułgarii, Chorwacji, Czech, Węgier, Włoch, Litwy, Polski i Słowenii). Dyrektywa CAFE [4] zobowiązuje państwa członkowskie, aby w przypadku przekroczenia wartości dopuszczalnych, których termin wejścia w życie minął, plany ochrony powietrza określały odpowiednie działania tak, aby okres, w którym nie są one dotrzymane był jak najkrótszy. W tym przypadku państwa członkowskie są zobligowane do przyjęcia i wdrożenia planów ochrony powietrza, które podają środki pozwalające na skrócenie do minimum okresu przekroczenia dopuszczalnych wartości. Komisja Europejska chce w ten sposób dopilnować, aby państwa członkowskie podejmowały zdecydowane i konstruktywne działania w celu poprawienia jakości powietrza. Pomimo ciężącego na państwach członkowskich obowiązku zagwarantowania

zadowalającej jakości powietrza dla obywateli, jakość ta już od lat stanowi problem w wielu miejscach [9].

W związku z utrzymującym się wysokim poziomem zanieczyszczenia powietrza, stanowiącym poważne zagrożenie dla zdrowia publicznego, Komisja Europejska zdecydowała w dniu 10 grudnia 2015r. o postawieniu Polski przed Trybunałem Sprawiedliwości UE [9]. W ciągu co najmniej pięciu ostatnich lat, w tym w roku 2014, dobowe dopuszczalne wartości stężenia pyłu zawieszonego PM₁₀ w powietrzu były stale przekraczane w 35 spośród 46 stref pomiaru jakości powietrza w Polsce [1, 2]. Co więcej, w dziewięciu strefach stale przekraczane były również roczne dopuszczalne wartości. Środki legislacyjne i administracyjne stosowane do tej pory w celu ograniczenia tych nieprzepisowych wartości stężeń zanieczyszczeń zostały uznane przez Komisję za niewystarczające. Komisja Europejska prowadzi obecnie postępowania w sprawie uchybienia zobowiązaniom państwa członkowskiego, za przekroczenie dopuszczalnych poziomów pyłu zawieszonego, przeciwko 16 państwom członkowskim: Belgii, Bułgarii, Czechom, Niemcom, Grecji, Hiszpanii, Francji, Węgrom, Włochom, Łotwie, Portugalii, Polsce, Rumunii, Szwecji, Słowacji i Słowenii, a do Trybunału wniesiono również sprawę przeciwko Bułgarii [9].



Rys. 1.4. Zestawienie 10 europejskich miast, w których w 2011 roku wystąpiło najwięcej dni z przekroczonymi dziennymi normami zawartości pyłów zawieszonych PM₁₀ w powietrzu, wg [10].

Jak przedstawiono na rys. 1.4, sześć spośród 10 miast z najbardziej zanieczyszczonym powietrzem w Europie w 2011 roku było zlokalizowanych w Polsce. Jako najbardziej zanieczyszczone polskie miasto wskazuje się tu Kraków, gdzie średnio przez 150,5 dni roku występuje zanieczyszczenie powietrza pyłami zawieszonymi PM₁₀ powyżej wartości dopuszczalnych [10]. Należy tutaj zauważyć, że dopuszcza się przekroczenie wartości 50 µg/m³ średniego dziennego stężenia PM₁₀ przez okres nie większy niż sumarycznie 35 dni w ciągu roku (wg tabeli 1.1).

Województwo Małopolskie jest jednym z regionów w Polsce, w którym występują znaczne przekroczenia norm zanieczyszczenia powietrza. Miasto Kraków, stolica Małopolski, jest narażone na kilka faz antropogenicznego zanieczyszczenia i drastycznych zmian w jakości powietrza, szczególnie w okresach zimowym [11]. Główne źródła zanieczyszczenia powietrza w regionie to przemysł (huty, elektrownie i elektrociepłownie), piece i kotły na paliwo stałe, ciekłe i gazowe stosowane w gospodarstwach domowych, oraz ruch uliczny. Z powodu nieefektywnego spalania złej jakości paliw stałych w przestarzałych paleniskach domowych, duże ilości tlenków węgla, azotu i siarki, jak również PAH, w tym BaP, a także znaczne ilości

PM emitowane są do atmosfery, szczególnie w okresach grzewczych (od października do marca) [12]. Przykładowo, w 2013 roku w Krakowie, udział cząsteczek frakcji $PM_{2,5}$ w frakcji pyłu zawieszonego PM_{10} stanowił ponad 50% rocznie, a podczas sezonu grzewczego, było to już ok. 90% [11, 13]. Dodatkowo, badania składu pyłu przeprowadzone w 2006 r. przez Instytut Środowiska i Zrównoważonego Rozwoju z Ispry (Włochy) wykazały, że 55% – 70% cząsteczek pyłu zebranego na stacjach pomiarowych w Krakowie pochodziło ze spalania węgla w małych kotłach i piecach grzewczych [14]. Zła jakość powietrza w regionie jest również spowodowana specyficzną lokalizacją miasta. Kraków znajduje się na terenach nizinnych, co ogranicza swobodny przepływ powietrza, a tym samym rozpraszania się emitowanych w mieście zanieczyszczeń.

Dla Krakowa oszacowano, iż z powodu zanieczyszczenia powietrza pyłem zawieszonym rocznie umiera nawet kilkaset osób. Średnia ilość możliwych do uniknięcia zgonów na rok została oszacowana dla roku 2001 w zależności od poziomu redukcji zanieczyszczeń. A zatem, redukcja średniorocznego stężenia $PM_{2,5}$:

- do poziomu $25 \mu\text{g}/\text{m}^3$ zmniejszyłaby liczbę zgonów średnio o 232,
- do poziomu $20 \mu\text{g}/\text{m}^3$ o 362,
- do poziomu $15 \mu\text{g}/\text{m}^3$ o 492,
- a do poziomu $10 \mu\text{g}/\text{m}^3$ (zalecenia WHO) o 612 rocznie.

Dodatkowo oszacowano, iż statystyczny krakowianin żyłby średnio o rok dłużej, gdyby udało się zredukować średnie roczne stężenie pyłu $PM_{2,5}$ do $15 \mu\text{g}/\text{m}^3$.

W związku ze znacznym zanieczyszczeniem powietrza występującym w Małopolsce, utrzymującym się od lat na bardzo wysokim poziomie, w dniu 15 stycznia 2016 roku Sejmik Województwa Małopolskiego wprowadził uchwałę w sprawie wprowadzenia na obszarze Gminy Miejskiej Kraków ograniczeń w zakresie eksploatacji instalacji, w których następuje spalanie paliw [14]. Ograniczenia wejdą w życie od września 2019. W tym okresie mieszkańcy Małopolski zyskali czas na dostosowanie domowych systemów ogrzewania i wymiany starych kotłów i pieców węglowych na bardziej ekologiczne rozwiązania. Dodatkowo, władze miejskie wprowadziły dotacje mające na celu wsparcie finansowe na modernizację przestarzałych systemów grzewczych.

Wprowadzenie ograniczeń w spalaniu paliw stałych zastosowane zostało w innych dużych aglomeracjach miejskich w Europie i na świecie, zmagającymi się z podobnym problemem. Stało się tak w Londynie (w 1956r.) oraz w Dublinie (w 1990r.). W Dublinie po wprowadzeniu zakazu palenia węglem i związaną z tym szybką i znaczącą poprawą jakości powietrza, liczba zgonów zmniejszyła się rocznie o ok. 360, co stanowiło ok. 8% wszystkich zgonów. Z tej liczby jedynie ok. 1/3 to zgony związane z chorobami układu oddechowego, zaś większość (ok. 2/3) z chorobami układu krążenia [14]. W 2013r. ograniczenia stosowania paliw stałych objęły kolejne 7 miast w Irlandii. W Christchurch (Nowa Zelandia) od 2008r. obowiązuje zakaz używania kotłów starszych niż 15 lat, a w Sacramento (USA) w 2007r. wprowadzono zakaz stosowania drewna w zależności od prognozy stężenia pyłu $PM_{2,5}$ (przy stężeniach powyżej $35 \mu\text{g}/\text{m}^3$ można używać tylko autoryzowanych kotłów, a przy stężeniach powyżej $40 \mu\text{g}/\text{m}^3$ obowiązuje całkowity zakaz). W 2012r. w 47 dużych miastach w Chinach wprowadzono zakaz spalania węgla w paleniskach domowych, który w dalszej kolejności ma objąć 113 największych aglomeracji [14]. Doświadczenia tych miast wskazują, iż ograniczenie emisji zanieczyszczeń z przestarzałych palenisk domowych na paliwo stałe może być skutecznym narzędziem poprawy jakości powietrza w aglomeracjach miejskich.

2. Możliwości ograniczenia zanieczyszczenia powietrza w krajach Unii Europejskiej poprzez rozwój systemów elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego

W ostatnich latach zaobserwować można systematyczne zwiększenie udziału energetyki odnawialnej w produkcji energii elektrycznej zarówno w polskim jak i europejskim systemie energetycznym. To wynik aktualnie realizowanej polityki Unii Europejskiej, która wymusza zmiany w strukturze wytwarzania energii elektrycznej w perspektywie do 2020 i 2030r. [15, 16]. Członkostwo Polski w Unii Europejskiej wymaga czynnego udziału kraju w tworzeniu wspólnotowej polityki energetycznej oraz determinuje implementację jej głównych celów w warunkach krajowych. Systematycznie rosnące wykorzystanie odnawialnych źródeł energii zmienia strukturę mocy dyspozycyjnej w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym (KSE). W szczególności siłownie wiatrowe, charakteryzujące się dużą niestabilnością pracy, przyczyniają się do znacznych dysproporcji obciążenia KSE [17].

2.1. Rozwój technologii energetycznych opartych o odnawialne źródła energii

Dokument przyjęty przez Radę Ministrów w dniu 10 listopada 2009 roku pt. „*Polityka energetyczna Polski do 2030 roku*” określa podstawowe kierunki polskiej polityki energetycznej. Należą do nich m.in. dywersyfikacja struktury wytwarzania energii elektrycznej poprzez wprowadzenie energetyki jądrowej, wzrost bezpieczeństwa dostaw paliw i energii, rozwój wykorzystania odnawialnych źródeł energii (w tym biopaliw) oraz ograniczenie oddziaływania energetyki na środowisko [18]. W dokumencie tym założono również wzrost udziału energii odnawialnej w produkcji energii elektrycznej brutto z 13,14 TWh (dane za rok 2013 [19]) do 31 TWh w roku 2020, a w perspektywie do 39,5 TWh w 2030 roku. Warto zaznaczyć, że dokument ten przypisuje siłowniom wiatrowym największy udział w generacji energii z OZE. W roku 2030 ich udział jest przewidziany na poziomie ok. 18 TWh, co stanowić będzie ok. 8,2% całkowitej przewidywanej produkcji energii elektrycznej brutto [18]. Dokument [18] zakłada także zwiększenie rocznego całkowitego zapotrzebowania na energię elektryczną z poziomu 146 TWh w 2005 roku do 280 TWh w 2030 roku. Prognoza ta wynika z realizacji założeń dotyczących tempa wzrostu gospodarczego w Polsce w okresie do 2030r., co bezpośrednio wiąże się ze znacznym zwiększeniem produkcji oraz zużyciem energii elektrycznej.

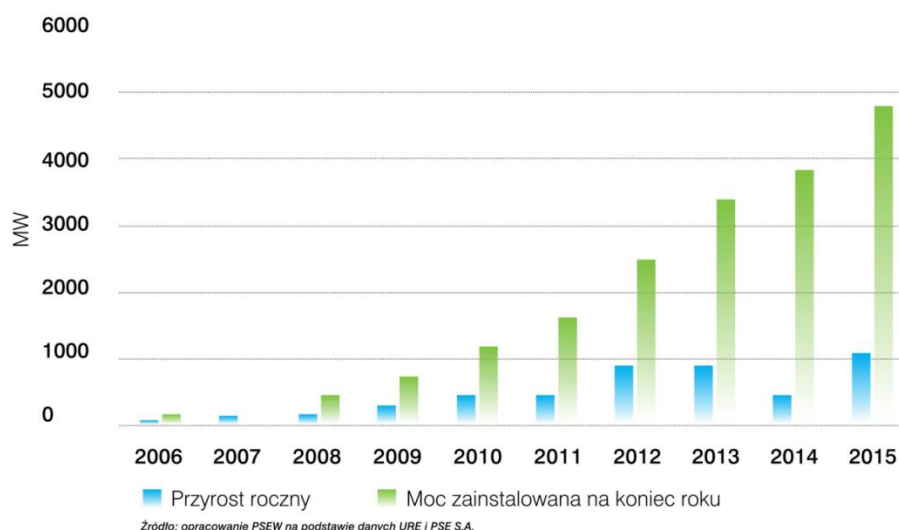
Biorąc pod uwagę średni wiek krajowych bloków energetycznych (ok. 30 lat) oraz fakt, że praktycznie wszystkie krajowe bloki energetyczne o mocy 200 MW przekroczyły ten wiek, należy liczyć się z budową nowych mocy wytwórczych o znacznej łącznej mocy. Szacunkowo, ok. 20 GW mocy elektrycznej miałyby pochodzić z obecnie istniejących elektrowni, a do zapewnienia kolejnych 35 GW konieczne będzie wybudowanie nowych źródeł wytwórczych [20]. Pomimo, iż w ostatnich latach zauważalny jest spadek udziału węgla kamiennego i brunatnego w strukturze wytwarzania energii elektrycznej, głównie na rzecz OZE, to łączny ich udział w 2011 roku wyniósł ok. 87% [21]. Dokument [18] zakłada, że w roku 2030 sumaryczny udział tych paliw będzie oscylował na poziomie 56,5%. Warto jednak zaznaczyć, że w niedawno przedstawionym projekcie polityki energetycznej kraju do 2050 [22], uznano rodzime zasoby węgla kamiennego i brunatnego jako stabilizatory bezpieczeństwa

energetycznego Polski. Dokument ten pokazuje również, że rola jaką pełnią elektrownie zawodowe opalane węglem kamiennym i brunatnym w strukturze mocy jest obecnie bardzo duża, gdyż dostarczają one 29,8 GW, co stanowi łącznie ponad 78% całkowitej mocy zainstalowanej w KSE. Z kolei, niecałe 45% urządzeń wytwarzających energię elektryczną przekroczyło wiek 30 lat, a 77% wiek ponad 20 lat. Biorąc pod uwagę przewidywany na ok. 40-45 lat okres eksploatacji bloków węglowych, odnowienie istniejącego potencjału będzie wymagało wybudowania w najbliższej przyszłości źródeł o mocy od 13 do 18 GW [22]. Warto jednak podkreślić fakt, że odbudowa mocy jest związana z budową dużych kotłów na parametry nadkrytyczne o wysokiej sprawności do uzupełniania mocy podstawowej [21].

Tabela. 2.1. Udział produkcji energii elektrycznej z farm wiatrowych w produkcji energii elektrycznej ogółem oraz krajowym zużyciu [23, 24].

	2013	2014	2015
Produkcja energii elektrycznej ogółem, TWh	162,500	156,567	161,772
Produkcja energii elektrycznej w elektrowniach wiatrowych, TWh	5,822	7,184	10,041
Krajowe zużycie energii elektrycznej, TWh	157,985	158,734	161,438
Udział produkcji energii elektrycznej z wiatru w produkcji energii elektrycznej ogółem, TWh	3,58%	4,59%	6,21%
Udział produkcji energii elektrycznej z wiatru w krajowym zużyciu energii elektrycznej ogółem, TWh	3,69%	4,53%	6,22%

Energetyka odnawialna, z uwagi na ciągły wzrost mocy zainstalowanej, w coraz większym stopniu oddziałuje na funkcjonowanie KSE. Całkowita moc zainstalowana w KSE na koniec 2013r. wynosiła 38 406 MW w tym 5 510,7 MW pochodzących z OZE. Z kolei 5,822 TWh wyprodukowano w elektrowniach wiatrowych, co stanowiło ok. 3,69% całkowitej produkcji energii elektrycznej (162,501 TWh w 2013 roku) [23, 24]. Natomiast, na koniec 2015 roku produkcja energii elektrycznej z elektrowni wiatrowych przekroczyła 10,041 TWh, co stanowiło już 6,22% całkowitej produkcji energii elektrycznej [24]. Przytoczone dane w tym zakresie zebrano w tabeli 2.1.

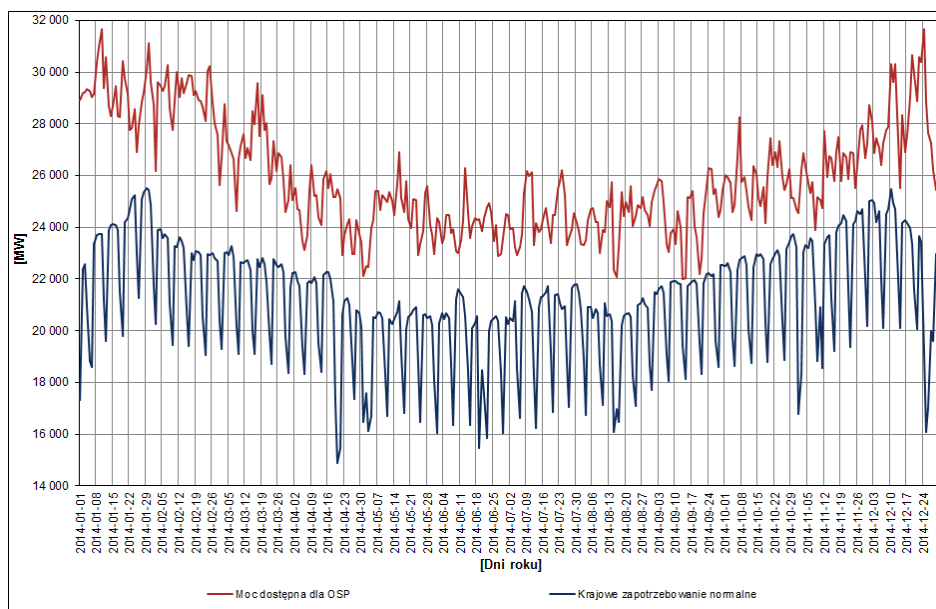


Rys. 2.1. Moc zainstalowana w Polsce w latach 2006 – 2015 [24].

Na rys. 2.1. zobrazowano wzrost mocy zainstalowanej elektrowni wiatrowych w Polsce w latach 2006 – 2015. Jak podano w pracy [25], w 2013 roku moc zainstalowana siłowni wiatrowych wzrosła o 24% w stosunku do zakładanych. Trend ten odpowiada założeniom [25],

w których przyjęto wzrost udziału zarówno mocy zainstalowanej jak i generacji energii elektrycznej z OZE w najbliższych latach. W perspektywie, do 2019 roku, około 44% produkowanej energii odnawialnej powinno pochodzić z siłowni wiatrowych [26].

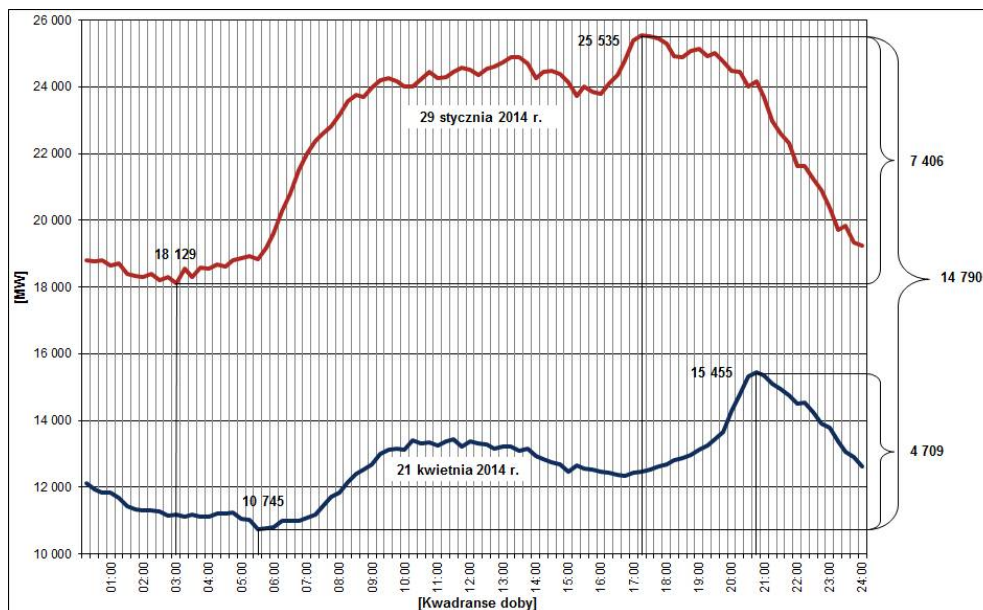
Źródła energii wyróżniane przez Operatora Systemu Przesyłowego (OSP) zasilające system energetyczny można podzielić na: Jednostki Wytwórcze Centralnie Dysponowane (JWCD) – co do których istnieje możliwość wpływu na poziom generowanej w nich mocy, oraz jednostki niedysponowane centralnie (nJWCD), do których zaliczane są źródła energetyki rozproszonej, w tym również elektrownie wiatrowe [26]. Regulacja systemu elektroenergetycznego możliwa jest tylko poprzez zmianę jednostek JWCD. Równoległa praca turbin wiatrowych równocześnie zasilających KSE, charakteryzuje się wysoką dynamiką ze względu na zmienne warunki pogodowe (siła wiatru, nasłonecznienie), wyklucza to zatem możliwości pełnego sterowania [27]. Z tego względu, intensywny rozwój OZE, a w szczególności energetyki wiatrowej, wymusza na OSP weryfikację podejścia w zakresie bilansowania Krajowego Systemu Elektroenergetycznego. Konieczne jest w tym przypadku zwiększenie zakresu dostępnych rezerw mocy utrzymywanych w źródłach konwencjonalnych [28], co z kolei skutkować będzie występowaniem jeszcze większego nadmiaru energii elektrycznej w okresach zmniejszonego na nią zapotrzebowania, tj. w godzinach nocnych i południowych.



Rys. 2.2. Krajowe zapotrzebowanie na moc oraz moc dyspozycyjna dostępna dla Operatora Systemu Przesyłowego (OSP) w szczytach dobowych krajowego zapotrzebowania na moc w 2014 roku, wg [23].

Za ten stan rzeczy odpowiedzialne są względy ekonomiczne eksploatacji elektrowni węglowych. Wyłączanie średnich i dużych bloków energetycznych w godzinach zmniejszonego zapotrzebowania na energię oraz znaczne koszty rozruchów wymuszają konieczność ich eksploatacji przez całą dobę z regulacją mocy tylko w bardzo wąskim zakresie. W tym kontekście ważnym zagadnieniem jest podwyższenie elastyczności eksploatowanych bloków węglowych, a co za tym idzie zwiększenie ich dynamiki i możliwości regulacji mocy dostępnych z JWCD. Już w chwili obecnej w krajach o dużym udziale mocy wytwarzanej w elektrowniach wiatrowych, np. w Niemczech, z uwagi na znaczne nadwyżki mocy, energia elektryczna przekazywana jest w okresie nocnym za darmo do innych krajów. Na rys. 2.2 przedstawiono wykres zapotrzebowania na moc KSE w 2015 roku.

Zestawienie danych na rys. 2.2 jasno pokazuje, iż zapotrzebowanie na moc KSE doznaje znacznych wahań nie tylko w cyklu sezonowym, ale również tygodniowym i dziennym. Najwyższy poziom zapotrzebowania na energię elektryczną zaobserwować można w okresie zimowym, bardzo silnie związanym z warunkami atmosferycznymi: ujemną temperaturą powietrza, małą ilością godzin słonecznych i dużym zachmurzeniem. Okres letni charakteryzuje się natomiast znacznym zmniejszeniem zapotrzebowania na energię elektryczną, a z drugiej strony wzrostem jej produkcji z elektrowni fotowoltaicznych. Spadki obciążenia sieci w dni wolne od pracy (weekendy, święta) spowodowane są przez zmniejszony pobór mocy przez przedsiębiorstwa i zakłady produkcyjne, które w tych okresach ograniczają lub zawieszają pracę [29].



Rys. 2.3. Przebiegi zapotrzebowania w dniach, w których wystąpiło minimalne i maksymalne krajowe zapotrzebowanie na moc w 2014 roku, wg [23].

Rys. 2.3. pokazuje zapotrzebowanie na moc KSE w dniach, w których wystąpiło maksymalne i minimalne zapotrzebowanie – 29 stycznia (wtorek) i 21 kwietnia (Poniedziałek Wielkanocny) 2014r. Widać na nim wyraźnie doliny obciążenia występujące w godzinach nocnych i południowych oraz znaczne zmiany w poborze mocy w zależności od warunków pogodowych, pory roku oraz dnia tygodnia. Największe obciążenie KSE w 2014 roku wystąpiło 29 stycznia w szczycie wieczornym, ok. godziny 17:15 i wynosiło 25 535 MW (minimalne zapotrzebowanie tego dnia wynosiło 18 129 MW ok. godziny 3:20). Różnica między szczytem a doliną zapotrzebowania wynosiła 7 406 MW, co przy całkowitym zapotrzebowaniu KSE na moc rzędu 25 535 MW stanowiło ok. 30% całkowitego zapotrzebowania. Natomiast minimalne zapotrzebowanie na moc w szczycie wieczornym wystąpiło natomiast 21 kwietnia ok. 20:45 i wynosiło 15 455 MW, (największą dolinę obciążenia zanotowano ok. godziny 5:30 – 10 745 MW) [23].

Dystrybutorzy, w celu wyrównania poboru mocy i dobowego obciążenia sieci elektroenergetycznej, zachęcają odbiorców do korzystania z energii elektrycznej w okresach dolin zapotrzebowania na moc przez wprowadzanie specjalnych taryf opłat. Najkorzystniejszy efekt ekonomiczny przy wykorzystaniu energii można uzyskać przy stosowaniu taryfy wielostrefowej (ang. *Time-of-Use* – TOU), oraz tzw. inteligentnych taryf, tj. taryfy czasu rzeczywistego (ang. *Real Time Pricing* – RTP).

W taryfie wielostrefowej ceny energii elektrycznej dla jej odbiorców zmieniają się cyklu dobowym, tygodniowym (dni robocze/weekendy), oraz sezonowo (lato/zima) [30]. Wykorzystanie energii elektrycznej do ogrzewania akumulacyjnego ma sens ekonomiczny w czasie, gdy jest ona najtańsza, czyli w okresie występowania nadmiaru energii w systemie elektroenergetycznym. W tym celu doba podzielona została na strefę szczytową i pozaszczytową, bądź dzienną i nocną, zużycia energii elektrycznej. W tabeli 2.2 przedstawiono wprowadzone strefy czasowe w grupie taryfowej G, przeznaczonej dla odbiorców indywidualnych i gospodarstw domowych, przez jednego z dystrybutorów energii elektrycznej na rynku małopolskim.

Tabela 2.2. Strefy czasowe stosowane w rozliczeniach z odbiorcami indywidualnymi w obszarach: bielskim, będzińskim, częstochowskim, krakowskim i tarnowskim na rok 2014 [31].

Grupa taryfowa			
G11	jednostrefowa		
G12	dwustrefowa (strefy: dzień, noc)		
	strefa dzienna	strefa nocna	
	14 godzin w ciągu doby [*]	10 godzin w ciągu doby ^{*)} z tego 8 następujących po sobie godzin z przedziału pomiędzy godzinami 22:00 a 7:00 oraz następujące po sobie godziny z przedziału pomiędzy 13:00 a 16:00	
G12e	dwustrefowa (strefy: dzień, noc) o przedłużonej strefie czasowej nocnej		
	strefa dzienna	strefa nocna	
	7:00–13:00, 15:00–21:00	13:00–15:00, 21:00–7:00	
G12w	dwustrefowa (strefy: szczyt, pozaszczyt) z podziałem doby na strefę szczytową i pozaszczytową (z rozszerzoną strefą pozaszczytową o wszystkie godziny sobót i niedziel)		
	strefa szczytowa	strefa pozaszczytowa	
	od poniedziałku do piątku 6:00–13:00, 15:00–22:00	od poniedziałku do piątku: 13:00–15:00, 22:00–6:00 oraz wszystkie godziny doby soboty i niedzieli	
G13	trójstrefowa (strefy: szczyt przedpołudniowy, szczyt popołudniowy, pozostałe godziny doby), dla odbiorców o rocznym zużyciu energii elektrycznej nie niższym niż 7 MWh (taryfa dedykowana do ogrzewania akumulacyjnego)		
	strefa doby	okres czasowy	
		lato (1.04 – 30.09)	zima (1.10 – 31.03)
	szczyt przedpołudniowy	7:00–13:00	7:00–13:00
	szczyt popołudniowy	19:00–22:00	16:00–21:00
pozostałe godziny doby ^{**)}	13:00–19:00, 22:00–7:00	13:00–16:00, 21:00–7:00	
^{*)} godziny zegarowe trwania stref czasowych określa dostawca, ^{**)} jeżeli układy pomiarowo-rozliczeniowe na to pozwalają, dni ustawowo wolne od pracy, soboty, niedziele zaliczane są (cała doba) do strefy „pozostałe godziny doby”			

Wśród grup dwustrefowych wyróżnić można taryfy: G12 z podziałem na strefy dzienną i nocną, G12e o przedłużonej strefie czasowej nocnej oraz G12w z podziałem doby na strefę szczytową i pozaszczytową z rozszerzoną strefą pozaszczytową na wszystkie godziny weekendów i dni wolnych od pracy. Sprzedawcy energii elektrycznej poszli nawet o krok dalej i w niektórych rejonach Polski oferują dodatkową trójstrefową grupę taryfową przeznaczoną

głównie do elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego (G13). W tabeli 2.3 zestawiono przykładowe ceny energii elektrycznej w odpowiednich grupach taryfowych. Jak można łatwo zauważyć, energia elektryczna wykorzystywana w tzw. II taryfie, jest o ok. 40% tańsza w porównaniu z jej ceną w taryfie całodobowej.

Tabela 2.3. Zestawienie cen brutto energii elektrycznej w przypadku grup taryfowych przeznaczonych dla odbiorców indywidualnych w obszarach: bielskim, będzińskim, częstochowskim, krakowskim i tarnowskim na rok 2014, wg [31].

Grupa taryfowa		Ceny energii elektrycznej brutto (z VAT)					
		całodobowa	dzienna / szczytowa	nocna / pozaszczytowa	w szczycie przedpołudniowym	w szczycie popołudniowym	w pozostałych godzinach doby
		z/kWh					
G11	dom wygodny	0,5720	x	x	x	x	x
G12	dom oszczędna noc	x	0,6494	0,2648	x	x	x
G12e	dom oszczędna noc Plus	x	0,6568	0,2658	x	x	x
G12w	dom oszczędny Weekend Plus	x	0,7477	0,2654	x	x	x
G13	dom oszczędny Plus	x	x	x	0,5219	0,8294	0,2775

Taryfa czasu rzeczywistego (RTP) to taka, w której przewidywana jest zmienność cen energii elektrycznej w czasie. W taryfie czasu rzeczywistego stawka opłaty za energią elektryczną zmienia się podobnie jak ceny na rynku hurtowym, przy czym odbiorcy są informowani o prognozowanych cenach energii z wyprzedzeniem czasowym od 1h do 1 doby. Korzystając z taryfy RTP, obok kosztu energii, odbiorca ponosi także koszty przesyłu i dystrybucji energii oraz płaci marżę dostawcy [30].

Zgodnie z dyrektywami unijnymi [32, 33, 34], do roku 2020 w całej Unii Europejskiej będzie trwać proces wymiany obecnie używanych liczników, na inteligentne liczniki energii elektrycznej. Będą one częścią sieci inteligentnej sieci elektroenergetycznej (ISE), bazującej na nowoczesnych i jednocześnie sprawdzonych technologiach telekomunikacyjnych. Po zainstalowaniu licznika zdalnego odczytu przez Operatora Systemu Dystrybucyjnego (OSD), odbiorca energii elektrycznej uzyska szereg korzyści płynących z rozliczenia w oparciu o dane rzeczywistego zużycia oraz możliwości optymalizacji i zarządzania wykorzystaniem energii elektrycznej. Dodatkowo, możliwość wzbogacenia wachlarza ofert i ich dostosowania do potrzeb klientów, dzięki dostępowi do danych o zużyciu energii przez klientów, będzie skutkowało wprowadzaniem bardziej wszechstronnych i nowoczesnych taryf lepiej odzwierciedlających hurtowe ceny energii w poszczególnych godzinach, z bonusami ze zmniejszania konsumpcji w godzinach szczytu zapotrzebowania na energię i zwiększania poza szczytem [35, 36].

2.2. Elektryczne ogrzewanie akumulacyjne jako sposób redukcji zanieczyszczenia powietrza oraz wykorzystania nadmiaru energii w dolinach obciążeń KSE

Pomimo faktu, że w Polsce energia elektryczna jest wytwarzana głównie w konwencjonalnych elektrowniach węglowych – w 2012 roku 62,2% energii elektrycznej generowano w elektrowniach opalanych węglem kamiennym, natomiast 17,6% z elektrowni na węgiel brunatny – nie wiąże się to ze znacznym wzrostem zanieczyszczenia powietrza. W związku z ograniczonymi limitami emisji dla elektrowni opalanych węglem oraz w związku z wykorzystaniem zaawansowanych i wydajnych systemów oczyszczania spalin, osiąga się znaczne zmniejszenie emisji zanieczyszczeń do atmosfery, szczególnie w porównaniu do indywidualnych systemów ogrzewania gospodarstw domowych.

Według raportu Europejskiej Agencji Środowiska [37] wskaźniki średniej emisji dla spalania paliw konwencjonalnych w kotłach małej mocy wynoszą odpowiednio:

- 225 g/GJ emisji pyłu PM₁₀, 201 g/GJ pyłu PM_{2,5} oraz 270 mg/GJ emisji BaP w przypadku spalania paliw stałych,
- 480 g/GJ emisji pyłu PM₁₀, 470 g/GJ PM_{2,5} oraz 121 mg/GJ emisji BaP w przypadku spalania biomasy,
- 0,2 g/GJ dla pyłu PM₁₀ i PM_{2,5} oraz 0,56 µg/GJ dla BaP w przypadku spalania paliw gazowych,
- 1,5 g/GJ w zakresie emisji pyłu PM₁₀ i PM_{2,5} oraz 80 µg/GJ dla emisji BaP w przypadku spalania paliw ciekłych.

Natomiast, biorąc pod uwagę instalacje spalania paliw o łącznej nominalnej mocy cieplnej nie mniejszej niż 50 MW, czyli rozpoczynając od małych kotłów pracujących w niewielkich ciepłowniach lokalnych, a kończąc na kotłach energetycznych zainstalowanych w elektrowniach i elektrociepłowniach, źródło [38] podaje, w oparciu o wytyczne Europejskiej Agencji Środowiska [35], że dla nowo budowanych i obecnie pracujących instalacji wymagane są następujące wskaźniki emisji:

- 6 – 70 g/GJ emisji pyłu PM₁₀ oraz 45 mg/GJ emisji PAH (w tym BaP) w przypadku spalania węgla kamiennego w kotłach energetycznych z instalacją oczyszczania spalin wyposażoną w elektrofiltr (w zależności od skuteczności odpylania),
- 8 – 30 g/GJ emisji pyłu PM₁₀ oraz 45 mg/GJ emisji PAH (w tym BaP) w przypadku spalania węgla brunatnego w kotłach energetycznych z instalacją oczyszczania spalin wyposażoną w elektrofiltr (w zależności od skuteczności odpylania),
- 0,2 g/GJ emisji pyłu PM₁₀ w przypadku standardowych kotłów gazowych,
- 5 g/GJ emisji pyłu PM₁₀ oraz 5 mg/GJ emisji PAH (w tym BaP) w przypadku kotłów olejowych z palnikiem konwencjonalnym,

Na podstawie danych zebranych powyżej widać wyraźnie, że spalanie paliw stałych (szczególnie węgla kamiennego i brunatnego) w elektrowniach i elektrociepłowniach niesie ze sobą bardzo duży efekt ekologiczny w postaci znacznego ograniczenia emisji do atmosfery pyłów zawieszonych i wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych. Dla paliw stałych jest to blisko 70% – 90% zmniejszenie emisji pyłu PM₁₀ oraz ponad 85% zmniejszenie uwalniania PAH (w tym BaP) do atmosfery. Efekt ekologiczny jest również bardzo duży jeśli mowa o wymianie przestarzałych palenisk węglowych w domowych instalacjach grzewczych na kotły opalane gazem lub olejem opałowym. Widać wyraźnie, że spalanie paliw gazowych

i ciekłych w kotłach małej mocy powoduje nawet kilkaset razy mniejszą emisję wymienionych zanieczyszczeń w porównaniu do spalania paliw stałych.

Idea elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego polega na zamianie energii elektrycznej w ciepło, a następnie wykorzystywania go do celów grzewczych przez 24 godziny na dobę. System elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego składa się z elektrycznych elementów grzewczych, które są osadzone w złożu o dużej pojemności cieplnej. Ze względu na to, że energia cieplna jest magazynowana w złożu w godzinach dolin obciążeń, a wykorzystywana do ogrzewania w godzinach szczytu zapotrzebowania, co skutkuje znacznym obniżeniem kosztów ogrzewania elektrycznego dla gospodarstw domowych. Należy tutaj zaznaczyć, że użytkowanie elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego nie zmniejsza całkowitego zużycia energii, natomiast w znacznym stopniu redukuje koszty energii elektrycznej. Dużymi zaletami systemu ogrzewania tego typu jest korzystanie ze specjalnych taryf energii elektrycznej, czyli ograniczenie kosztów energii w okresach pozaszczytowych, eliminacja kosztów stałych podłączenia i utrzymania przyłącza gazowego, brak konieczności budowy komina czy organizacji składu paliwa [40, 41].

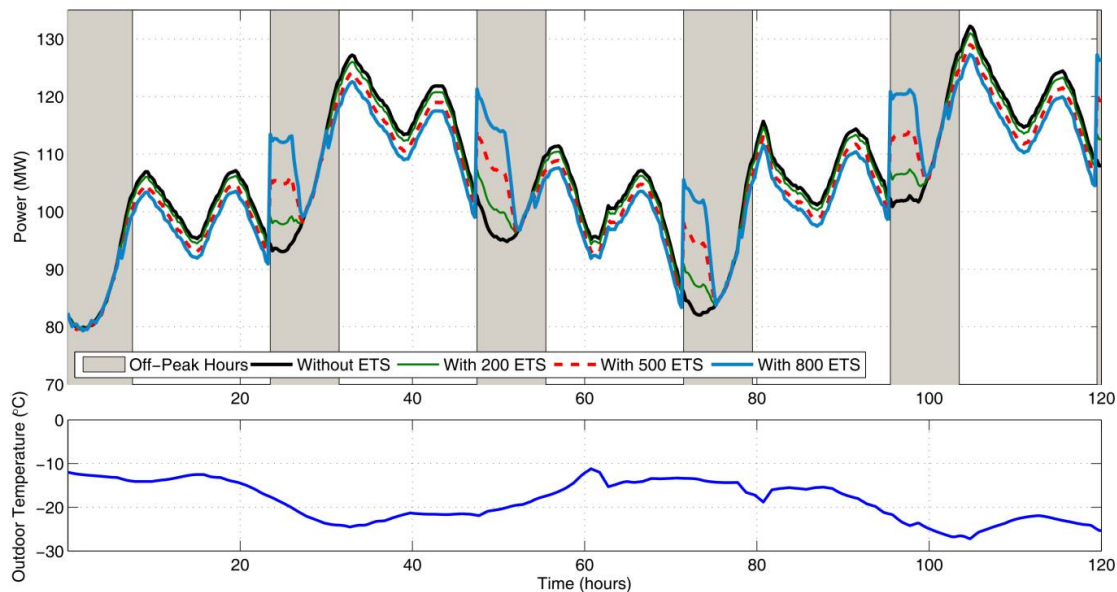
Na chwilę obecną, ogrzewanie elektryczne nie zyskuje popularność, głównie ze względów ekonomicznych. Biorąc pod uwagę zagrożenie dla życia i zdrowia ludzkiego, jakie stwarzają kotły na paliwa stałe, ciekłe i gazowe zainstalowane w budynkach mieszkalnych (m.in. zatrucia tlenkiem węgla, wybuchy kotłów, wycieki z instalacji gazowych), a także koszty środowiskowe, ogrzewanie elektryczne może stanowić ciekawą alternatywę. Należy również liczyć się z tym, że stały wzrost udziału odnawialnych źródeł energii w krajowych i unijnych mocach wytwórczych może doprowadzić do kolejnych ograniczeń w zakresie wykorzystania paliw kopalnych na potrzeby grzewcze dla klientów indywidualnych. Jak poinformował „Puls Biznesu” pod koniec 2016r., Ministerstwo Energii przygotowuje rozwiązania mające na celu zachęcić Polaków do ogrzewania domów jednorodzinnych kotłami elektrycznymi z rozbudowaną akumulacją ciepła [39]. Wiąże się to z ograniczeniem emisji z przestarzałych palenisk węglowych, oraz poprawą jakości krajowego powietrza, szczególnie w kresach zimowych. Ministerstwo chce wprowadzenia taniej nocnej taryfy na energię elektryczną przeznaczoną tylko dla celów grzewczych. Cena energii w tym przypadku ma być niższa niż w innych taryfach i pozbawiona wszystkich narzutów i opłat nakładanych centralnie na energię elektryczną. Oprócz specjalnej taryfy na energię elektryczną Ministerstwo Energii chce zaproponować również dotacje do zakupu kotłów elektrycznych [42].

Prowadzone w ostatnich latach badania nad instalacjami z elektrycznym ogrzewaniem akumulacyjnym koncentrowały się głównie na budowie systemów grzewczych, modelowaniu ich pracy oraz analizie ekonomicznej proponowanych rozwiązań i były prowadzone głównie przez badaczy z Kanady. Należy zauważyć, że w 2011r. ponad 39% kanadyjskich domów ogrzewano za pomocą energii elektrycznej [43]. Ważnym aspektem przewijającym się w publikacjach naukowych z tego zakresu jest wpływ instalacji elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego na obciążenie systemu elektroenergetycznego.

W wydanym w 2012 roku artykule, Moffet i in. [44] ocenili korzyści ekonomiczne płynące z zastąpienia instalacji tradycyjnego ogrzewania elektrycznego systemem centralnego elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego. Analizę przeprowadzono dla budynków zlokalizowanych na obszarze podmiejskim w okręgu Quebec, Kanada. Przeprowadzone symulacje miały na celu porównanie dwóch systemów grzewczych, przy wykorzystaniu danych wejściowych w postaci typowego rocznego profilu zużycia energii dla przeciętnego budynku w regionie. Wyniki wykazały, że zastosowanie elektrycznych systemów grzewczych

z akumulacją ciepła może prowadzić do oszczędności sięgających nawet ok. 15% rocznych należności za energię elektryczną.

W artykule przeanalizowano również wpływ rozwoju instalacji elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego na krzywą zapotrzebowania na moc dla analizowanego obszaru podmiejskiego w tygodniu zimowym, w którym wystąpiły największe szczyty zapotrzebowania na moc. Przedmiotem rozważań była sieć elektroenergetyczna, do której podłączono 20 000 budynków. Badano kształt krzywej zapotrzebowania na moc, pokazanej na rys. 2.4, w przypadku podłączenia, odpowiednio: 200, 500 i 800 budynków wyposażonych w system elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego. Badano również wpływ zmian temperatury zewnętrznej na przebieg zapotrzebowania na moc.



Rys. 2.4. Symulacja obciążeń systemu elektroenergetycznego dla podłączonych do niego 20 000 budynków przy różnym udziale instalacji elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego (górze) i przy wahaniami temperatury zewnętrznej (dół) w okresie zimowym dla Montrealu, Kanada [44].

Symulacje wskazują, że nawet niewielka ilość instalacji elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego w systemie może mieć znaczny wpływ na jego obciążenie. Na przykład, przy podłączeniu 500 instalacji z ogrzewaniem akumulacyjnym, każda średnio o mocy 6 kW, spowodowało zmniejszenie zapotrzebowania na moc w szczycie porannym o ok. 3 MW, co odpowiada ok 2,3% największego zapotrzebowania na moc zaobserwowanego w tym tygodniu. Jednakże, redukcja zapotrzebowania na moc w szczycie porannym skutkuje powstaniem nowych szczytów zapotrzebowania w godzinach nocnych, co związane jest z koniecznością ładowania w tym czasie akumulatorów ciepła. Nowy pik obciążenia jest tym większy, im więcej instalacji ogrzewania akumulacyjnego jest podłączonych do sieci. Wnioskiem płynącym z analizy rys. 2.4 to konieczność ograniczenia liczby instalacji elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego w systemie elektroenergetycznym, w tym przypadku do max. 4%.

W pracy [45] Bedouani i in. stworzyli, przy użyciu komercyjnego oprogramowania TRNSYS, model wielokondygnacyjnego budynku, w którym instalacja c.o. zasilana była za pomocą układu akumulacji ciepła ogrzewanego elektrycznie. Wyniki symulacji zostały porównane z danymi eksperymentalnymi. Analizie poddano wpływ wybranych parametrów, takich jak: konfiguracja systemu, pojemność cieplną, strategię sterowania i straty ciepła w budynku. Kolejno, w [46] autorzy przeprowadzili techniczno-ekonomiczne studium

wykonalności w celu oceny żywotności centralnego ogrzewania akumulacyjnego dla sektora mieszkaniowego i opracowali proste zasady projektowania tego typu instalacji. Wyniki analizy wykazały, że dla lokalizacji budynku w Montrealu, Kanada, wdrożenie instalacji centralnego ogrzewania akumulacyjnego było ekonomicznie uzasadnione tylko wtedy, gdy wykorzystano określone taryfy energii elektrycznej. Stopę zwrotu inwestycji oszacowano na poziomie 4 – 5 lat.

Podsumowując, jak starano się udowodnić, elektryczne ogrzewanie akumulacyjne może stanowić konkurencję dla konwencjonalnych źródeł ciepła do ogrzewania budynków. Koszty ekologiczne związane z emisją szkodliwych substancji do atmosfery są znacznie niższe przy wykorzystaniu do celów grzewczych energii elektrycznej produkowanej w elektrowniach węglowych, niż w przypadku spalania paliw stałych w przestarzałych paleniskach domowych. Co do cen energii elektrycznej – w przytoczonych pracach udowodniono, że koszty ogrzewania elektrycznego mogą być znacząco ograniczone przy zastosowaniu akumulacji ciepła w godzinach dolin obciążenia systemu elektroenergetycznego, oraz przy wykorzystaniu specjalnych grup taryfowych cen energii elektrycznej. Rozpowszechnienie w ograniczonym zakresie instalacji elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego ma również korzystny wpływ na pracę systemu elektroenergetycznego – wyrównuje doliny obciążeń i zmniejsza zużycie energii w szczytach zapotrzebowania. Dodatkowo, korzystanie z niższych cen energii elektrycznej oferowanych w obecnie dostępnych na rynku, oraz zapowiadanych przez Ministerstwo Energetyki, taryf wielostrefowych pozwala patrzeć z optymizmem na rozwój instalacji elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego w przyszłości.

2.3. Akumulacja ciepła w ciałach stałych

Energia cieplna magazynowana jest zazwyczaj w ciałach stałych lub cieczech na dwa sposoby: jako ciepło jawne lub ciepło utajone przemiany fazowej [47]. Ilość ciepła ΔQ pobrana lub oddana przez ciało przy zmianie jego temperatury od T_1 do T_2 bez zajścia przemiany fazowej można zapisać zależnością:

$$\Delta Q = m \int_{T_1}^{T_2} c dT, \quad (2.1)$$

gdzie m jest masą ośrodka akumulującego ciepło, a c jego ciepłem właściwym. Ze wzoru (2.1) wynika, że zdolność akumulacji ciepła przez dany ośrodek zależy wprost proporcjonalnie od jego masy oraz od ciepła właściwego. Z punktu widzenia materiałów akumulacyjnych, znacznie częściej od ciepła właściwego posługuje się objętościową pojemnością cieplną, definiowaną jako iloraz gęstości ρ oraz ciepła właściwego:

$$b = \rho c. \quad (2.2)$$

Jest ona miarą zdolności magazynowania energii cieplnej przez jednostkową objętość materiału akumulacyjnego przy zmianie jego temperatury o 1 K. W tabeli 2.4 zestawiono przykłady materiałów powszechnie stosowanych w budownictwie oraz pokazano ich zdolność do akumulacji ciepła. Woda, charakteryzująca się zdecydowanie największą spośród wszystkich wymienionych objętościową pojemnością cieplną, ma możliwość akumulacji ciepła w znacznie ograniczonym zakresie temperatur do 100°C.

Tabela 2.4. Właściwości cieplne materiałów powszechnie stosowanych w budownictwie, na podstawie [48, 49, 50]

Materiał	Gęstość ρ , kg/m ³	Ciepło właściwe c , J/(kg·K)	Objętościowa pojemność cieplna b , MJ/(m ³ ·K)	Współczynnik przewodzenia ciepła k , W/(m·K)
Gлина	1458	879	1,28	1,26
Drewno (dąb)	650	2390	1,55	0,24
Piaskowiec	2200	712	1,57	1,28
Cegła szamotowa	2000	837	1,67	1,40
Granit	2670	754	2,01	3,50
Magnezyt	2547	936	2,38	5,00
Aluminium	2710	896	2,43	205
Magnetyt (Feolit)	5177	752	3,89	4,7–5,3
Stal stopowa	7800	500	3,90	15
Woda	998,2	4182	4,17	0,60

Pomimo mniejszej pojemności cieplnej, ciała stałe odznaczają się znacznie szerszym zakresem temperatury pracy. Tym samym są w stanie przyjąć i później oddać większą ilość energii cieplnej oraz podgrzać czynnik pośredniczący w wymianie ciepła do znacznie wyższych temperatur. Metale, o pojemności cieplnej zbliżonej do wody oraz znacznie większej przewodności cieplnej, odznaczają się również bardzo dużą gęstością, która znacznie zwiększa ciężar bloków wypełnienia akumulatora, co wiąże się ze znacznymi kosztami ich wytwarzania. Kolejną ważną właściwością materiałów akumulacyjnych jest ich przewodność cieplna, określana współczynnikiem przewodzenia ciepła k . Wysokie wartości k pozwalają na szybkie i równomierne nagrzewanie i chłodzenie bloku akumulacyjnego, co jest korzystne zarówno z punktu widzenia wymiany ciepła (krótsze okresy ładowania, lepsze warunki oddawania ciepła) jak i powstających naprężeń termicznych w strukturze bloku (mniejsze gradienty temperatur). Materiały używane jako bloki akumulacyjne muszą charakteryzować się zatem odpowiednim zestawem cech i właściwości fizycznych, między innymi [51]:

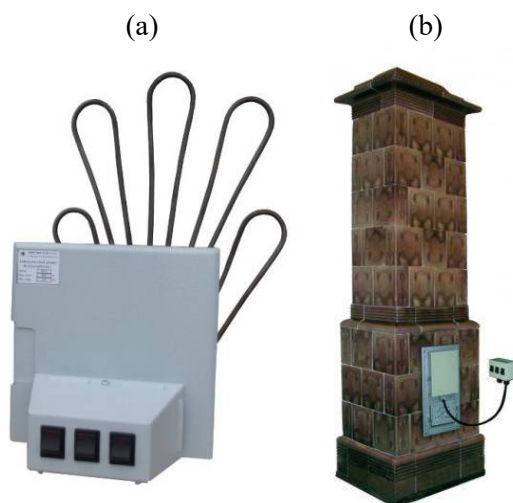
- dużą pojemnością cieplną, z którą wiąże się duże ciepło właściwe oraz duża gęstość. Ponadto, istotne jest aby pojemność cieplna była stabilna, czyli nie zmieniała się w kolejnych cyklach ładowania i rozładowywania złoza,
- dużą przewodnością cieplną,
- małą rozszerzalnością cieplną,
- stabilnością struktury i składu chemicznego bloku wraz ze zmianą jego temperatury,
- obojętnością chemiczną, czyli brakiem reakcji chemicznych między blokiem a materiałem zbiornika lub wymiennika ciepła,
- bezpieczeństwem użytkowania – materiał bloku nie powinien być łatwopalny ani trujący, a w czasie jego eksploatacji nie powinny wydzielać się substancje niebezpieczne dla otoczenia,
- niską ceną i szeroką dostępnością, możliwością wdrożenia do produkcji masowej oraz dużą powtarzalnością wytwarzania.

Znalezienie odpowiedniego materiału akumulacyjnego spełniającego wszystkie z powyższych wymagań jest bardzo trudne. W doborze stosownego bloku potrzebne jest znalezienie pewnego kompromisu i wybór materiałów o cechach jak najbardziej satysfakcjonujących. Obecnie dostępne wkłady do akumulatorów ciepła wytwarzane są ze skał magnetytowych (feolitowych),

a w tańszych rozwiązaniach z : magnezytu, granitu, cegły szamotowej oraz różnego typu mieszanek ceramicznych i betonów żaroodpornych.

2.4. Przykłady systemów elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego

W przypadku systemów ogrzewania leciwych i zabytkowych kamienic oraz domów, w których głównym źródłem ciepła są piece kaflowe na paliwo stałe, ich zasadniczą wadą jest problematyczne użytkowanie oraz niska sprawność dla pieców zbudowanych do 1966r. – na poziomie ok. 25%. Poprzez montaż wkładów grzejnych możliwa jest łatwa zmiana sposobu ogrzewania pieca kaflowego – przejście z ogrzewania tradycyjnego na ogrzewanie elektryczne. Wkłady grzejne (tzw. szwedzkie) są zestawami grzałek elektrycznych, przeznaczonymi do montowania wewnątrz pieców kaflowych (rys. 2.5).



Rys. 2.5. Piec kaflowy przystosowany do elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego: a) tzw. szwedzki wkład grzejny, b) piec kaflowy z zamontowanymi wkładami grzejnymi, zaczerpnięto z [52].

Zestaw grzałek umieszczony wewnątrz zaadoptowanego do tego celu pieca przetwarza energię elektryczną w ciepło akumulowane we wnętrzu trzonu pieca kaflowego. W celu przystosowania pieca do zmiany sposobu jego funkcjonowania, należy zaślepić i uszczelnić przewód kominowy oraz przebić w środku trzonu kanał umożliwiający prawidłową cyrkulację powietrza [53]. Zadaniem wkładu jest wówczas dostarczanie energii cieplnej akumulowanej w trzonie pieca podczas nocy i oddawanej całą powierzchnią kafli w godzinach dziennych. Wkłady grzejne mogą być przystosowane do każdego modelu pieca kaflowego, uwzględniając przy tym wymiary samego pieca, a więc zapotrzebowanie mocy, jak i indywidualne potrzeby wykonania pod wymiar jego drzwiczek. Najlepszy efekt ekonomiczny uzyskuje się zasilając sekcje grzejne wkładu tanią energią pozaszczytową, z wykorzystaniem licznika dwutaryfowego.

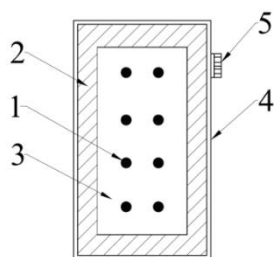
2.4.1. Piece akumulacyjne

Pierwsze elektryczne piece akumulacyjne pojawiły się na polskim rynku w latach 70-tych ubiegłego wieku. Na lata 90-te przypada rozkwit ich popularności, głównie ze względu na prostotę budowy oraz niskie koszty eksploatacji. Spotykane są trzy główne rozwiązania konstrukcyjne wolno stojących elektrycznych pieców akumulacyjnych (ang. *storage heaters*).

Według budowy i zasady działania wyróżnia się piece akumulacyjne [29, 54, 55]:

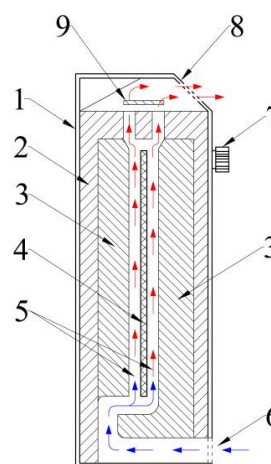
- ze statycznym rozładowaniem:
 - powierzchniowe,
 - powierzchniowo–kanałowe,
- z dynamicznym rozładowaniem,

Historycznie najstarszym rozwiązaniem dedykowanym dla elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego są powierzchniowe piece akumulacyjne, których schematyczną konstrukcję przedstawiono na rys. 2.6.



Rys. 2.6. Schemat powierzchniowego ogrzewacza akumulacyjnego:

- 1 – elementy grzejne,
 - 2 – izolacja cieplna,
 - 3 – blok akumulacyjny,
 - 4 – obudowa,
 - 5 – przełącznik mocy,
- na podstawie [54, 56]



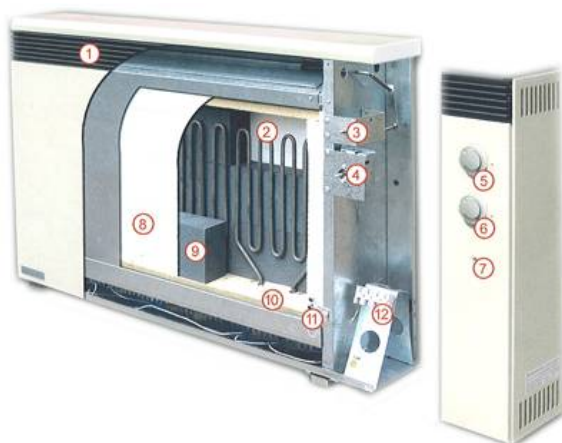
Rys. 2.7. Schemat powierzchniowo–kanałowego ogrzewacza akumulacyjnego:

- 1 – obudowa, 2 – izolacja termiczna, 3 – blok akumulacyjny, 4 – elementy grzejne,
- 5 – kanał powietrzny, 6 – wlot zimnego powietrza,
- 7 – regulator mocy,
- 8 – wylot ciepłego powietrza,
- 9 – przesłona regulacyjna, na podstawie [54, 56]

Ich cechą charakterystyczną jest bardzo prosta budowa i zasada działania. Centralnym elementem konstrukcji są w tym wypadku prostokątne bloki akumulacyjne. Najczęściej stosowanym materiałem bloku jest magnetyt (Fe_3O_4), spotykane są również tańsze materiały o gorszych właściwościach akumulacyjnych, takie jak: magnezyt (MgCO_3), kształtki ceramiczne lub cegła szamotowa. Ogrzewanie złoża akumulacyjnego (ładowanie pica akumulacyjnego) realizowane jest przez umieszczone w jego wnętrzu oporowe elementy grzejne zasilane tanią energią elektryczną w godzinach dolin obciążenia systemu elektroenergetycznego. Oddawanie ciepła (rozładowywanie pieca) odbywa się na drodze konwekcji swobodnej i promieniowania cieplnego, bez możliwości regulacji wielkości strumienia ciepła oddawanego do pomieszczenia, jest on bowiem w znacznej mierze uzależniony od temperatury obudowy pieca, a tym samym od temperatury bloków akumulacyjnych. Ogrzewacze powierzchniowe najwyższą temperaturę osiągają bezpośrednio po zakończeniu ładowania, w godzinach porannych, stopniowo oddając ciepło do otoczenia aż do całkowitego wychłodzenia złoża przypadającego na wczesne godziny popołudniowe. Układy sterowania pracą ogrzewaczy powierzchniowych są bardzo proste i składają się głównie z regulatorów ładowania oraz ograniczników ładowania bloku akumulacyjnego. Ze względów bezpieczeństwa eksploatacji obudowy ogrzewaczy nie mogą osiągać zbyt wysokich temperatur. Grubość stosowanej izolacji powinna być dobrana w takim zakresie by obniżyć temperaturę obudowy do poziomu $60\text{--}70^\circ\text{C}$ lecz nie ograniczać zbytnio przepływu ciepła. Zwiększenie

mocy elementów grzejnych skutkuje wzrostem powierzchni wymiany ciepła, a tym samym zwiększeniem gabarytów i ciężaru urządzenia. Dlatego też w praktyce moc powierzchniowych pieców akumulacyjnych nie przekracza 3 kW. Piece akumulacyjne ze statycznym rozładowaniem instaluje się najczęściej w pomieszczeniach, w których przebywa się w godzinach przedpołudniowych, tj. biura, urzędy, sklepy, gdyż w tym czasie oddają one najwięcej ciepła [54, 56].

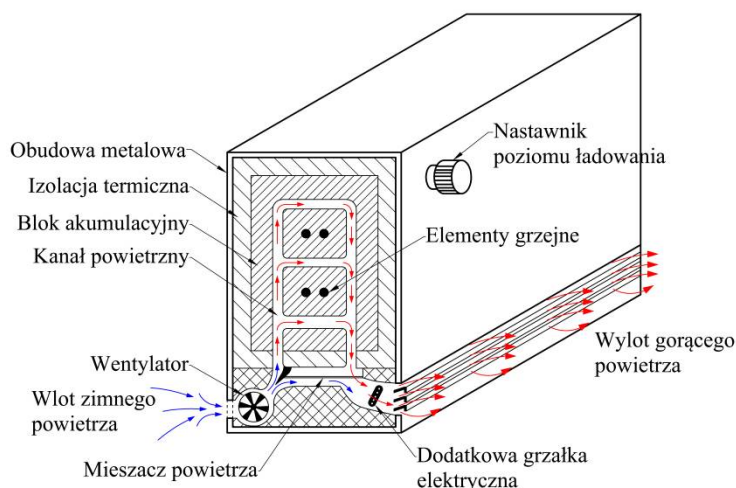
Bardziej rozbudowaną konstrukcją charakteryzują się ogrzewacze powierzchniowo–kanałowe. Schemat i zasadę działania powierzchniowo–kanałowego ogrzewacza akumulacyjnego przedstawiono na rys. 2.7. W bloku akumulacyjnym ogrzewanym grzałkami elektrycznymi znajdują się kanały umożliwiające swobodny przepływ powietrza przez wypełnienie. Temperatura wnętrza pieca akumulacyjnego w czasie ładowania przekraczać może 650°C. W celu minimalizacji strat ciepła do otoczenia oraz zwiększenia bezpieczeństwa eksploatacji wkład akumulacyjny izolowany jest termicznie ze wszystkich stron. Przekazywanie ciepła od ogrzewacza do otoczenia odbywa się na dwa sposoby. Pierwszy z nich jest analogiczny jak przy piecach powierzchniowych – ciepło jest przewodzone z nagrzanego bloku akumulacyjnego przez izolację do obudowy zewnętrznej, a następnie oddawane na drodze konwekcji swobodnej i promieniowania. Dodatkowy odbiór ciepła zapewnia swobodny przepływ powietrza przez pionowe kanały w bloku akumulacyjnym. Wlot powietrza do ogrzewacza usytuowany jest w dolnej części urządzenia, natomiast wylot zaopatrzony w ruchome przesłony regulacyjne znajduje się w jego górnej części. Możliwość zmiany przekroju przepływu kanału wylotowego ogrzanego powietrza pozwala na częściową regulację strumienia oddawanego ciepła, a w konsekwencji regulację temperatury w pomieszczeniu. Sterowanie położeniem przesłony odbywać się może ręcznie lub automatycznie za pomocą czujnika bimetalicznego. Przy całkowitym zamknięciu przesłony opisywany model pieca akumulacyjnego pracuje w przybliżeniu jak ogrzewacz powierzchniowy. Wadą konstrukcji ogrzewaczy powierzchniowo–kanałowych jest wysoka temperatura powietrza wylotowego. Aby uzyskać bezpieczne dla otoczenia parametry powietrza wylotowego, na wylocie z kanału montuje się dyfuzory. Ich zadaniem jest zasysanie i mieszanie zimnego powietrza z pomieszczenia z gorącym wylotowym.



Rys. 2.8. Budowa elektrycznego pieca akumulacyjnego ze statycznym rozładowaniem:
1 – kratka wydmuchu powietrza, 2 – rurkowe elementy grzejne, 3 – regulator wywiewu,
4 – regulator ładowania, 5 – pokrętko regulatora wywiewu, 6 – pokrętko regulatora ładowania,
7 – lampka kontrolna, 8 – izolacja cieplna z Microthermu, 9 – blok akumulacyjny,
10 – izolacja cieplna z Vermiculitu, 11 – ogranicznik temperatury,
12 – listwa przyłączeniowa, zaczerpnięto z [57].

Biorąc pod uwagę piece akumulacyjne ze statycznym rozładowaniem, najszersze zastosowanie komercyjne znajdują praktycznie tylko piece powierzchniowo–kanałowe. Charakteryzują się one prostotą działania, bezawaryjną pracą oraz możliwością regulacji oddawanego strumienia ciepła, czego nie można powiedzieć o piecach powierzchniowych. Dlatego na rynku urządzeń grzewczych jako piece ze statycznym rozładowaniem najczęściej rozumie się piece powierzchniowo–kanałowe [54, 56]. Na rys. 2.8 przedstawiono budowę pieca akumulacyjnego ze statycznym rozładowaniem.

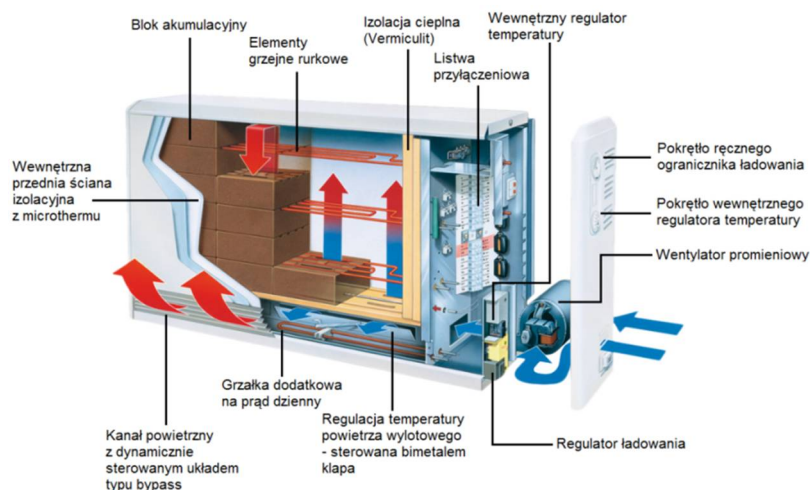
Trzecim i najbardziej zaawansowanym pod względem konstrukcji typem pieca akumulacyjnego jest ogrzewacz z dynamicznym rozładowaniem (rys. 2.9). Zbudowany jest z bloku akumulacyjnego wykonanego z materiału o bardzo dobrych właściwościach akumulacyjnych, najczęściej magnetytu. Tak jak w poprzednich rozwiązaniach, złożo ogrzewane jest przez umieszczone w jego wnętrzu oporowe elementy grzejne. Blok ogrzewacza posiada wewnętrzne kanały powietrzne ułożone w taki sposób by uniemożliwić samoistny, naturalny przepływ powietrza. Przepływ powietrza wymuszany jest przez zamontowany na wlocie wentylator. Kanały wlotowe i wylotowe usytuowane są w tym przypadku w dolnej części urządzenia. Sterowanie odbieranym przez powietrze strumieniem ciepła realizowane jest przez włączanie, wyłączanie lub zmianę częstości obrotów wentylatora oraz przez zmianę położenia kłapy komory powietrznej, sterowanym regulatorem bimetalowym połączonym z czujnikiem temperatury. Aby umożliwić regulację strumienia ciepła oddawanego przez ogrzewacz w szerszym zakresie, blok akumulacyjny jest bardzo dobrze izolowany termicznie. Do tego celu powszechnie wykorzystywana jest izolacja mineralna charakteryzująca się dużą odpornością na wysokie temperatury i przewodnością cieplną w granicach 0,09–0,18 W/(m·K). Odpowiednia izolacja termiczna minimalizuje straty ciepła i zapewnia oddawanie ciepła przez blok akumulacyjny tylko na drodze konwekcji wymuszonej do przepływającego wewnątrz urządzenia powietrza. Dzięki ok. 2,5 cm izolacji zewnętrznej bloku przy wyłączonym wentylatorze złożo piec utrzymuje wysoką temperaturę nawet do kilkunastu godzin.



Rys. 2.9. Schemat pieca akumulacyjnego z dynamicznym rozładowaniem, na podstawie [29].

Także w tego typu urządzeniach konieczne jest zastosowanie mieszaczy powietrza ograniczających temperaturę powietrza wydmuchiwane z ogrzewacza. Jest to niezbędne z punktu widzenia bezpieczeństwa eksploatacji. W pierwszej chwili po uruchomieniu wentylatora, przy maksymalnym naładowaniu bloku akumulacyjnego, powietrze wypływające z kanału może osiągać temperaturę nawet 600–650°C. W okresach zwiększonego zapotrzebowania na ciepło, przy bardzo niskich temperaturach zewnętrznych, ogrzewanie

akumulacyjne może być niewystarczające i wymagane będzie zewnętrzne wspomaganie. W tym celu piece z dynamicznym rozładowaniem wyposażone są w dodatkowe grzałki elektryczne o mocy 1–2kW, umieszczone na wylocie kanału powietrznego, zasilane droższą energią elektryczną w okresie szczytowym. Na rysunku 2.10 przedstawiono budowę przykładowego modelu pieca akumulacyjnego z dynamicznym rozładowaniem. Dostępne na rynku urządzenia tego typu posiadają moc od 1,2 do 10kW. Koszt zakupu pieca akumulacyjnego z dynamicznym rozładowaniem waha się w granicach 500 – 1200 zł/kW mocy zainstalowanej i zależy od stopnia automatyzacji i jakości wykonania urządzenia [29, 54, 56, 57].



Rys. 2.10. Budowa elektrycznego pieca akumulacyjnego z dynamicznym rozładowaniem, na podstawie [58].

Pewną niedogodnością instalacyjną w eksploatacji pieców z dynamicznym rozładowaniem jest konieczność doprowadzenia do ogrzewacza dwóch obwodów zasilających. Pierwszy z nich o dużej mocy, nazywany obwodem energii pozaszczytowej, zasila elementy grzejne, natomiast drugi, o mocy ok 20W, tzw. obwód energii dziennej, służy do zasilania wentylatora. Konieczne jest również doprowadzenie obwodu sterowania.

2.4.2. Centralne ogrzewanie akumulacyjne

Ogrzewanie pomieszczeń o dużych kubaturach, takich jak: hale sportowe, pomieszczenia handlowe, sale audytorcyjne, lub szeregu pomieszczeń sąsiadujących ze sobą: domów lub budynków z kilkoma kondygnacjami, za pomocą wolno stojących ogrzewaczy akumulacyjnych może okazać się dość problematyczne. Prowadzi to do rozbudowy instalacji zasilającej i sterowania oraz stwarza kłopoty z rozmieszczeniem pieców w pomieszczeniu. W takich przypadkach uzasadnione jest stosowanie centralnego ogrzewania akumulacyjnego.

Ogrzewanie akumulacyjne centralne, podobnie jak klasyczne instalacje centralnego ogrzewania, polega na wykorzystaniu jednego urządzenia grzewczego, o odpowiednio dobranej mocy, i rozprowadzeniu wytworzonego w nim ciepła do ogrzewanych pomieszczeń. Urządzenie grzejne, ze względu na swoje rozmiary, instalowane jest zazwyczaj poza pomieszczeniami ogrzewanymi. Dlatego też, ze względu na konieczność transportu ciepła ze źródła ciepła do poszczególnych pomieszczeń, w układzie występują straty ciepła, które zmniejszają sprawność energetyczną całego układu. Z tego względu – instalacje centralnego ogrzewania akumulacyjnego mają mniejszą sprawność energetyczną od indywidualnych systemów ogrzewania akumulacyjnego (piece akumulacyjne). Należy zauważyć, że sprawność instalacji centralnego ogrzewania zależy od odległości między źródłem ciepła a ogrzewanymi

pomieszczeniami, wielkości instalacji, izolacji cieplnej układu, oraz rodzaju czynnika grzewczego. Ze względu na zastosowane medium pośredniczące w transporcie ciepła, instalacje centralnego ogrzewania akumulacyjnego dzieli się na powietrzne i wodne [41, 59].

Ogrzewanie wodne jest najpopularniejszym rodzajem centralnego ogrzewania akumulacyjnego. Systemy centralnego ogrzewania wodnego oparte o elektryczne akumulatory ciepła mogą być uwzględnione zarówno na etapie projektowania nowo powstałych budynków jak i podczas termomodernizacji już istniejących. W przypadku modernizacji systemów ogrzewania paliwowego wymianie podlega tylko kocioł centralnego ogrzewania przy zachowaniu całej sieci rozdzielczej oraz grzejników zainstalowanych w pomieszczeniach. Urządzenia grzewcze będące źródłem ciepła w instalacjach centralnego ogrzewania akumulacyjnego powinny spełniać szereg wymagań, m.in. [59]:

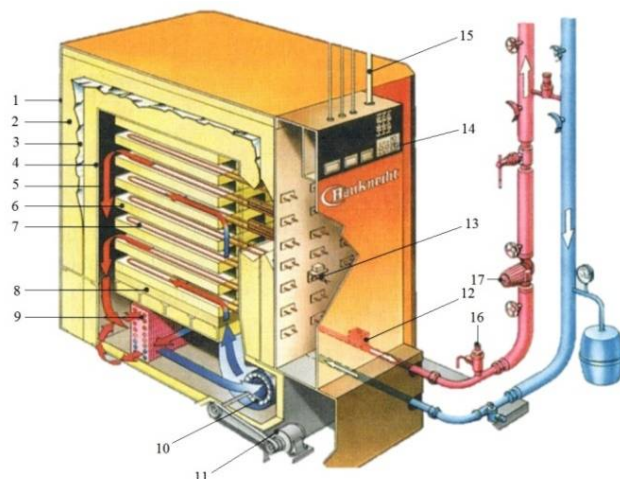
- a) możliwość wbudowania urządzenia w istniejącą instalację centralnego ogrzewania wodnego poprzez wymianę dotychczas używanego kotła na elektryczny akumulator ciepła,
- b) możliwość wykorzystywania do instalowania urządzeń tych samych pomieszczeń i powierzchni użytkowych jakie używane są przy konwencjonalnym ogrzewaniu paliwowym,
- c) niewielki ciężar i podzielność urządzeń instalacji grzewczej,
- d) zajmowanie małej powierzchni i przestrzeni,
- e) utrzymanie temperatury wody dolotowej na poziomie ok. 90°C podczas całego okresu rozładowywania,
- f) niewielkie straty ciepła do otoczenia przez powierzchnię zewnętrzną obudowy akumulatora ciepła,
- g) cicha i niezawodna praca systemu, trwałość konstrukcji przy zachowaniu stabilnych parametrów cieplnych.

Ze względu na surowe, a czasami sprzeczne (pkt. c i d), wymagania co do funkcjonalności oraz samej konstrukcji, oczywiste jest, że projektowane urządzenia muszą być rozwiązaniami kompromisowymi o zindywidualizowanych własnościach dopasowanych do konkretnych zastosowań [59].

W praktyce jako instalacje wodne z elektrycznym akumulatorem ciepła stosuje się rozwiązania wykorzystujące elektryczne kotły przepływowe, często połączone z zasobnikami wody pełniącymi rolę buforów ciepła. Jednakże, ze względu na wąski zakres temperatur pracy (do 100°C), takie instalacje są zazwyczaj używane głównie do przygotowania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.). Mogą być one zatem źródłem ciepła dla instalacji ogrzewania niskotemperaturowego.

Inne rozwiązanie konstrukcyjne wodnego centralnego ogrzewania akumulacyjnego to instalacje, w których dotychczasowe źródło ciepła – kocioł c.o. – zamienia się na ogrzewacz akumulacyjny dużej mocy z blokiem akumulacyjnym z materiałów ceramicznych (ang. *Electric Thermal Storage* – ETS), pokazany na rys. 2.11. Centralne ogrzewacze akumulacyjne są budowane najczęściej jako urządzenia segmentowe. Ułatwia to znacząco transport bloków akumulacyjnych, konstrukcję i montaż urządzeń w miejscu instalacji. Taka konstrukcja umożliwia łączenie kilku segmentów w układzie równoległym zależnie od wymaganej mocy instalacji. Moce centralnych ogrzewaczy akumulacyjnych mieszczą się w przedziale od 18 kW do ok. 290kW, a ich masy od ok. 1 300kg do 14 000kg [59]. W praktyce moc ogrzewaczy akumulacyjnych jest o ok. 2,2 – 2,4 razy większa niż moc klasycznych kotłów c.o., a to ze

względu na fakt, że w czasie ok. 10 godzin złożone ogrzewacza akumulacyjnego musi zgromadzić zapas ciepła na 24 godziny [59].



Rys. 2.11. Elektryczny ogrzewacz akumulacyjny z blokiem ceramicznym pracujący w instalacji centralnego ogrzewania wodnego (producent: THERMOTECHNIK G. BAUKNECHT GmbH):

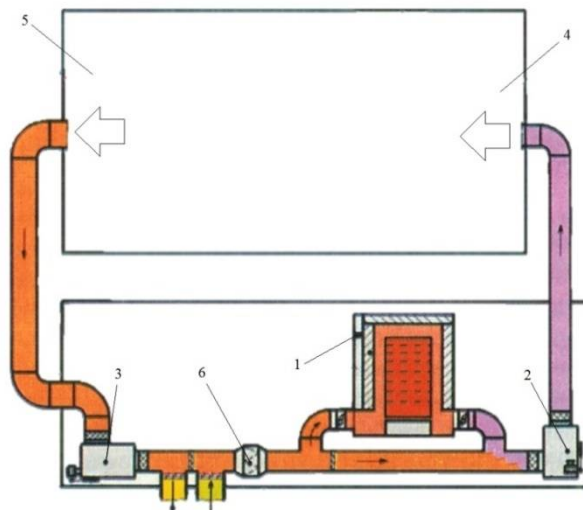
- 1 – obudowa, 2 – izolacja cieplna, 3 – folia aluminiowa, 4 – obudowa bloku akumulacyjnego,
- 5 – kanał powietrzny, 6 – blok akumulacyjny, 7 – elementy grzejne, 8 – izolacja twarda,
- 9 – wymiennik ciepła, 10 – wentylator, 11 – silnik napędowy wentylatora,
- 12 – czujnik temperatury wody wylotowej, 13 – czujnik temperatury bloku akumulacyjnego,
- 14 – szafa regulacyjno-sterująca, 15 – przyłącze elektryczne, 16 – zawór bezpieczeństwa,
- 17 – pompa obiegowa; na podstawie [59].

Zasada pracy ogrzewacza akumulacyjnego dedykowanego do instalacji c.o. wodnego jest praktycznie taka sama jak w przypadku pieca akumulacyjnego z dynamicznym rozładowaniem. Jedyną różnicą to sposób prowadzenia obiegu powietrza – w elektrycznym ogrzewaczu akumulacyjnym powietrze cyrkuluje w kanałach bloku akumulacyjnego w obiegu zamkniętym. Na wylocie z kanału umieszczony jest wymiennik ciepła typu powietrze–woda. Gorące powietrze ochładza się oddając ciepło do wody i zostaje zawracane do kanałów bloku akumulacyjnego. W ten sposób zamykany jest obieg powietrza w urządzeniu. Obieg wody nagrzewanej w wymienniku ciepła podłączony jest do instalacji c.o.

Pojemność cieplna stosowanego ogrzewacza akumulacyjnego musi być dostosowana do zapotrzebowania na ciepło w instalacji grzewczej. Z tego względu ogrzewacz akumulacyjny powinien mieć zarówno dużą moc oraz odpowiednią masę bloku akumulacyjnego, co z kolei determinuje jego gabaryty. Budowane w latach 90-tych XX wieku urządzenia o mocach dochodzących do 230kW i pojemnościach cieplnych 1 200kWh miały masę ok. 11 200kg i utrzymywały maksymalną temperaturę wody zasilającej instalację c.o. na poziomie 90°C [45].

Ogrzewacz akumulacyjny dedykowany do instalacji c.o. powietrznego nie różni się znacząco budową i zasadą działania od ogrzewacza stosowanego w instalacji c.o. wodnego. Powietrze krąży w obiegu zamkniętym w kanałach bloku akumulacyjnego a następnie, w wymienniku ciepła typu powietrze–powietrze, oddaje przejęte ciepło do powietrza w obiegu grzewczym. Maksymalne temperatury bloku akumulacyjnego sięgają w tym przypadku 650–700°C. Powietrze z obiegu grzewczego jest wtłaczane do ogrzewanych pomieszczeń, schładza się w nich, a następnie jest usuwane przez instalacje wywiewną. Najczęściej powietrze wywiewane poddawane jest procesom regeneracji i na powrót kierowane do ogrzewacza centralnego. Regeneracja powietrza polega na jego odpylaniu, usuwaniu zapachów, nawilżaniu

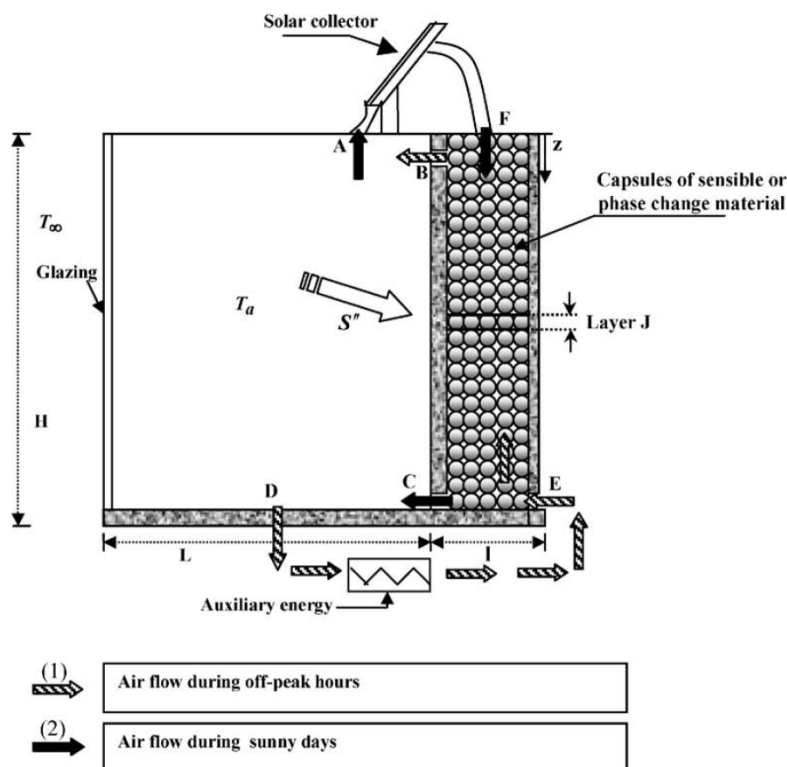
i przywróceniu prawidłowego składu chemicznego. Tego typu instalacje bardzo często połączone są z układem klimatyzacji. W celu ograniczenia strat ciepła, przy usuwaniu niewielkie ilości powietrza do atmosfery, stosuje się dodatkowy odzysk ciepła i regeneracyjne podgrzewanie pobieranego zimnego powietrza zewnętrznego. W celu lepszej stabilizacji temperatury powietrza opuszczającego ogrzewacz akumulacyjny, za pomocą połączenia typu „by pass”, stosuje się na jego wylocie mieszanie powietrza gorącego z zimnym powietrzem dolotowym. Rozwiązanie to jest identyczne jak układ mieszania powietrza w piecach akumulacyjnych z dynamicznym rozładowaniem [59].



Rys. 2.12. Schemat instalacji centralnego elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego powietrznego z wykorzystaniem powietrza odlotowego: 1 – centralny ogrzewacz akumulacyjny, 2 – wentylator nawiewowy, 3 – wentylator wywiewowy, 4 – nawiew powietrza do pomieszczenia, 5 – wywiew powietrza z pomieszczenia, 6 – filtr; wg [59].

Ogrzewanie powietrzne wymaga wykonania sieci kanałów doprowadzających o dość dużych wymiarach, dlatego stosowane jest z reguły w dużych instalacjach głównie do ogrzewania pomieszczeń wysokokubaturowych. Na rys. 2.12 przedstawiono schemat instalacji akumulacyjnego centralnego ogrzewania powietrznego.

Ciekawym kierunkiem rozwoju jest współpraca elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego z instalacjami wykorzystującymi odnawialne źródła energii, np. instalacjami solarnymi. Jako przykład można podać publikację Hammou i Lacroix [60], w której opisano hybrydowy system ogrzewania akumulacyjnego, pokazany na rys. 2.13, gdzie magazynowane w układzie ciepło pochodzi zarówno ze słońca jak i energii elektrycznej z sieci. Akumulatorem ciepła w tym wypadku jest ściana budynku wypełniona kapsułkami z materiałem zmiennofazowym (ang. *Phase Change Material* – PCM), a powietrze jest medium pośredniczącym w wymianie ciepła. Dodatkowo, ściana budynku skierowana jest na południe, a zatem sama również ogrzewa się absorbując promieniowanie słoneczne. Ściana od wewnątrz posiada otwory (C i B), zlokalizowane odpowiednio przy suficie i podłodze, co umożliwia cyrkulację powietrza między sąsiadującym pomieszczeniem a złożem. W słoneczne dni powietrze jest pobierane z pomieszczenia kanałem A, trafia do powietrznego kolektora słonecznego, a następnie ogrzewa złożo akumulacyjne F → C. Rozładowanie złoża odbywa się w pochmurne dni i w ciągu nocy. W okresie gdy nie można liczyć na pozyskanie energii cieplnej ze słońca – sterownik załącza ogrzewacz powietrza wykorzystujący tanią energię elektryczną w okresach dolin obciążenia systemu elektroenergetycznego – obieg D → E → B.



Rys. 3.9. Schematy hybrydowego systemu magazynowania energii cieplnej zaproponowanego w pracy [60].

W pracy [60] przeprowadzono symulacje numeryczne w celu zbadania wpływu różnych materiałów magazynujących ciepło oraz warunków pracy na wydajność cieplną układu. Jak pokazano w pracy, dla miesięcy zimowych możliwa jest redukcja zużycia energii elektrycznej do celów ogrzewania pomieszczenia nawet o 30%.

2.4.3. Wady i zalety elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego

Biorąc pod uwagę montaż, eksploatację oraz koszty budowy i eksploatacji instalacji elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego, do jej największych zalet zaliczyć można:

- obniżenie kosztów ogrzewania elektrycznego budynków,
- w przypadku szerszego rozpowszechnienia jest to sposób wyrównywania obciążenia systemu elektroenergetycznego, szczególnie w perspektywie zwiększenia produkcji energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych,
- zmniejszenie niskiej emisji – elektryczne ogrzewacze akumulacyjne jak i piece akumulacyjne nie emitują zanieczyszczeń w miejscu eksploatacji, a wykorzystywana do celów grzewczych energia elektryczna produkowana jest głównie w elektrowniach węglowych, z których emisja jest w znacznym stopniu ograniczona,
- bezpieczeństwo eksploatacji – zmniejszenie ryzyka zacczadzenia i wybuchu,
- zmniejszenie kosztów przyłączeniowych budynku – możliwość rezygnacji z podłączenia instalacji gazowej,
- zmniejszenie kosztów inwestycyjnych instalacji systemu grzewczego i jego obsługi – brak konieczności budowy komina spalinowego, organizacji składu paliwa oraz żużli i popiołów,
- bezobsługowa praca i niskie koszty eksploatacji,

- duże możliwości regulacji temperatury w pomieszczeniu i optymalizacji kosztów zużycia energii,
- niezawodność pracy i mała awaryjność urządzeń,
- pomijalnie małe straty przesyłowe energii, duża sprawność zamiany energii elektrycznej na ciepło,
- uzyskiwanie wysokiego komfortu cieplnego w ogrzewanych pomieszczeniach.

Jako wady tego systemu ogrzewania wymienia się:

- w warunkach polskich energia elektryczna wytwarzana jest w większości w konwencjonalnych elektrowniach węglowych co wiąże się z emisją zanieczyszczeń do atmosfery,
- znaczne zwiększenie kosztów ogrzewania przy wykorzystaniu energii elektrycznej w okresach szczytowego zapotrzebowania,
- ograniczona możliwość regulacji temperatury w pomieszczeniu przy zastosowaniu konstrukcji pieców ze statycznym rozładowaniem,
- szum i hałas spowodowany pracą wentylatora w przypadku konstrukcji pieców z dynamicznym rozładowaniem,
- nagrzewanie pieca akumulacyjnego od stanu zimnego trwa nawet do kilku godzin,
- duże gabaryty oraz znaczny ciężar stosowanych urządzeń grzewczych,
- konieczność wykonania odpowiedniej instalacji zasilającej w miejscu instalacji urządzenia,
- zalecana termomodernizacja szczególnie w przypadku starszych budynków.

Jak można zauważyć, wykorzystanie elektrycznych akumulacyjnych urządzeń grzewczych ma wiele zalet ale również sporo wad. Wybór sposobu ogrzewania budynków powinien być dokonywany indywidualnie dla konkretnego przypadku. Z racji długiego okresu nagrzewania oraz gabarytów, wolno stojące piece akumulacyjne nie są wykorzystywane do dogrzewania pomieszczeń, a raczej dedykowane są do pracy ciągłej jako główne źródło ciepła. Ciekawym rozwiązaniem jest stosowanie elektrycznych ogrzewaczy akumulacyjnych jako źródło ciepła w instalacjach centralnego ogrzewania wodnego lub powietrznego. Rozwiązanie to może znaleźć praktyczne zastosowanie w centrach miast oraz budynkach, do których nie ma możliwości doprowadzenia przyłącza gazowego oraz podłączenia do sieci ciepłowniczej. Z takimi problemami spotykają się m.in. mieszkańcy centralnych dzielnic Miasta Krakowa. Likwidacja systemów ogrzewania wykorzystujących paliwa stałe, brak możliwości podłączenia do instalacji gazowej oraz sieci ciepłowniczej w ścisłym centrum miasta ogranicza znacznie wybór sposobu ogrzewania. Jedynym przyjaznym środowisku rozwiązaniem jest montaż systemów ogrzewania akumulacyjnego. Zastosowanie w tych przypadkach mogą znaleźć piece akumulacyjne wykorzystywane do ogrzewania pojedynczych pomieszczeń lub centralne ogrzewanie akumulacyjne. Zmniejszy to znacznie koszty ogrzewania elektrycznego i przyczyni się do poprawy jakości powietrza, szczególnie w okresach zimowych.

3. Cel, zakres i teza pracy

W pracy przedstawiono budowę i zasadę działania nowego typu ogrzewacza akumulacyjnego nagrzewanego energią elektryczną, dedykowanego do pracy w instalacjach centralnego ogrzewania budynków. Konstrukcja ogrzewacza została zgłoszona do ochrony patentowej przez prof. dr. hab. inż. Dawida Talera i mgr. inż. Jarosława Tokarczyka, a decyzja o przyznaniu patentu zapadła w lutym 2017r.

Pod koniec 2013 roku w laboratorium Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Krakowskiej powstało stanowisko do badań akumulacyjnego systemu ogrzewania budynku ze źródłem ciepła w postaci ogrzewacza akumulacyjnego o nowej konstrukcji. Rolę bloku akumulacyjnego w opisywanym akumulatorze ciepła pełnią walce ceramiczne rozmieszczone w sposób uporządkowany w ośmiu rurach stalowych ułożonych koncentrycznie, stanowiących rdzeń ogrzewacza. Ładowanie akumulatora realizowane jest poprzez nagrzewanie złoża, w okresie dolin obciążeń systemu elektroenergetycznego – szczególnie w okresach nocnych, tanią energią elektryczną poprzez zamontowane w rurach rdzenia grzałki elektryczne. Rozładowanie akumulatora prowadzi się w okresie szczytu zapotrzebowania na energię elektryczną (głównie w ciągu dnia) poprzez chłodzenie wypełnienia przepływającym przez nie powietrzem, krążącym w instalacji w obiegu zamkniętym. Wypływające z ogrzewacza gorące powietrze trafia kolejno na lamelowy wymiennik ciepła typu powietrze–woda ogrzewając tym samym wodę przepływającą w instalacji centralnego ogrzewania. Jako odbiorniki ciepła w instalacji c.o. wykorzystano dwa grzejniki płytowe zlokalizowane w oddzielnym pomieszczeniu.

Głównym celem niniejszej pracy doktorskiej jest opracowanie i walidacja eksperymentalna modeli matematycznych chłodzenia wypełnienia akumulatora ciepła o nowej konstrukcji. Łatwy w implementacji model numeryczny może być wykorzystywany podczas optymalizacji konstrukcji i pracy układu. Opracowanie procedur numerycznych pozwalających na wyznaczenie przebiegu temperatury powietrza opuszczającego złożę ogrzewacza akumulacyjnego w czasie, przy zmiennych parametrach pracy układu, tj. natężenia przepływu powietrza, ilości rur rdzenia ogrzewacza, kształtu i materiału z którego wykonane są elementy akumulujące ciepło, itp., znacznie wspomogę projektowanie i dobór tego typu urządzeń w trakcie doboru tego typu instalacji dla konkretnego budynku. Co więcej, w przyszłości planowane jest stworzenie układu sterowania pracą wentylatora w obiegu powietrza, oraz pompy obiegowej w instalacji c.o., tak aby dostosowując strumień wymianianego ciepła, możliwe było utrzymanie stałej temperatury w ogrzewanym pomieszczeniu, niezależnie od zmiennych warunków atmosferycznych.

Aby osiągnąć cele założone w pracy wykonano następujące zadania:

- 1) Przeprowadzono rozeznanie literaturowe pod kątem modeli opisujących wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym (płynem) a wypełnieniem regeneratorów ciepła ze złożem nieruchomym.
- 2) Wyprowadzono równania różniczkowe bilansu ciepła dla dwóch zaproponowanych modeli wymiany ciepła: jednowymiarowego oraz dwuwymiarowego – uwzględniającego rozkład temperatury w kierunku promieniowym w elementach ceramicznych złoża oraz biorącego pod uwagę geometrię rozważanego ogrzewacza akumulacyjnego.
- 3) Uproszczono geometrię ogrzewacza w ten sposób, aby możliwa była jej dyskretyzacja na objętości kontrolne o odpowiednio wybranych rozmiarach. Dla metody objętości

skończonych zapisano równania bilansu dla każdej z wyznaczonych objętości kontrolnych.

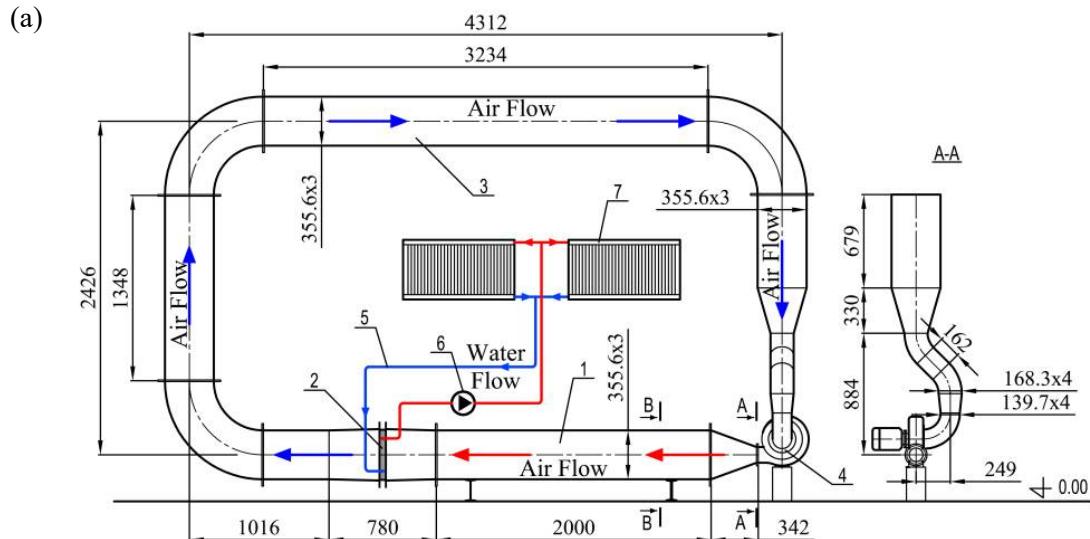
- 4) Modele numerycznej wymiany ciepła zaimplementowano do programów autorskich napisanych w językach: FORTRAN i MATLAB.
- 5) Dla zdefiniowanych przypadków testowych przeprowadzono porównanie wyników otrzymanych przez rozwiązanie równań modeli wymiany ciepła za pomocą metody różnic skończonych, z wynikami z rozwiązań analitycznych oraz otrzymanych z wykorzystaniem oprogramowania Ansys Transient Thermal.
- 6) Przeprowadzono walidację eksperymentalną opracowanych modeli, a w szczególności:
 - wskazano lokalizację punktów pomiarowych oraz scharakteryzowano przyrządy pomiarowe, które zostały użyte podczas badań laboratoryjnych,
 - zweryfikowano wskazania anemometru zamontowanego w instalacji obiegu powietrza. W celu wyznaczenia średniej prędkości przepływu płynu w kanale obiegu powietrza dokonano pomiaru lokalnych prędkości przepływu w odpowiednio wyznaczonych punktach przekroju kanału. Do sondowania przekroju kanału wykorzystano anemometr turbinkowy, którego wskazania zostały wykalibrowane w specjalnie do tego celu przystosowanym tunelu aerodynamicznym.
- 7) Dane eksperymentalne posłużyły do analitycznego wyznaczania oporów przepływu oraz strumieni powietrza płynącego w przestrzeni międzyrurowej i w rurach ogrzewacza.
- 8) Dla modelu jednowymiarowego eksperymentalnie wyznaczono średnie wartości współczynnika wnikania ciepła w funkcji czasu pracy układu.
- 9) W modelu dwuwymiarowym współczynniki wnikania ciepła wyznacza się dla czterech odrębnych powierzchni wymiany ciepła: powierzchni bocznej cylindrów ceramicznych, wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni rur rdzenia oraz wewnętrznej powierzchni płaszczki ogrzewacza. Rozważono przy tym wykorzystanie dwóch różnych równań kryterialnych: pierwszego, do wyznaczania średnich liczb Nusselta Nu_m dla przepływu płynu przez kanały o przekroju pierścieniowym, natomiast drugiego, zaproponowanej przez prof. Dawida Talera modyfikacji równania Gnielińskiego, którą dodatkowo zmodyfikowano dla potrzeb obliczania lokalnych liczb Nusselta Nu_z po współrzędnej osiowej z rozpatrywanej geometrii ogrzewacza akumulacyjnego. Doboru najbardziej odpowiedniej korelacji dokonano poprzez porównanie rozkładów temperatury powietrza otrzymanych na stanowisku pomiarowych z tymi uzyskanymi z obliczeń.
- 10) Ostatecznie, porównano wyniki symulacji numerycznych przeprowadzonych przy użyciu opracowanych programów autorskich z danymi eksperymentalnymi zebranymi podczas pracy instalacji.
- 11) Otrzymane wyniki poddano następnie dyskusji i analizie. Na ich podstawie sformułowano wnioski końcowe.

Na podstawie przeprowadzonej analizy zagadnienia i aktualnego stanu wiedzy sformułowano następującą tezę pracy:

Teza pracy: *Zaproponowana instalacja ogrzewania wodnego z akumulatorem ciepła stanowi przyjazną dla środowiska alternatywę w stosunku do rozwiązań wykorzystujących paliwa konwencjonalne do celów grzewczych.*

4. Stanowisko badawcze – instalacja centralnego ogrzewania wodnego z elektrycznym ogrzewaczem akumulacyjnym nowej konstrukcji

Na rys. 4.1 przedstawiono schemat instalacji centralnego ogrzewania wodnego z ogrzewaczem akumulacyjnym o nowej konstrukcji.



Rys. 4.1. Stanowisko do badań akumulacyjnego systemu ogrzewania budynku ze źródłem ciepła w postaci ogrzewacza akumulacyjnego o nowej konstrukcji:

- a) schemat instalacji badawczej, b) wygląd rzeczywisty stanowiska;
 - 1 – cylindryczny ogrzewacza akumulacyjny z grzałkami elektrycznymi;
 - 2 – lamelowy wymiennik ciepła; 3 – kanał powietrzny; 4 – wentylator promieniowy;
 - 5 – instalacja centralnego ogrzewania wodnego; 6 – pompa obiegowa;
 - 7 – grzejniki płytowe zainstalowane w sąsiednim pomieszczeniu;
- wszystkie wymiary podano w mm [61].

Opisywane stanowisko badawcze powstało jako część laboratorium Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej. Konstrukcja ogrzewacza została zgłoszona do ochrony patentowej przez prof. dr. hab. inż. Dawida Talera i mgr. inż. Jarosława Tokarczyka, a decyzja o przyznaniu patentu zapadła w lutym 2017r.: zgłoszenie patentowe nr 409085, nr prawa wyłącznego 224979.

Rysunek 4.1a przedstawia schemat instalacji centralnego ogrzewania wodnego z ogrzewaczem akumulacyjnym. Główna część instalacji – ogrzewacz akumulacyjny (1) – nagrzewany jest, w okresie dolin obciążeń systemu elektroenergetycznego, taną energią elektryczną poprzez zamontowane w złożu grzałki elektryczne. Czas w którym prowadzone jest nagrzewanie złoża to okres ładowania akumulatora ciepła. Kolejno, w ciągu dnia (okres rozładowania akumulatora ciepła) złożo ogrzewacza jest schładzane przez przepływające powietrze cyrkulujące w obiegu zamkniętym (3), w którym przepływ wymuszony jest przez wentylator promieniowy (4). Po opuszczeniu złoża ogrzewacza strumień nagrzanego powietrza przepływa przez wymiennik ciepła typu powietrze–woda (2) ogrzewając tym samym wodę cyrkulującą w instalacji c.o. (5). Ogrzana woda zasila dwa grzejniki płytowe (7) znajdujące się w sąsiednim pomieszczeniu. Powietrze natomiast jest zawracane i kierowane z powrotem do ogrzewacza akumulacyjnego.

Zaletą proponowanego układu, w porównaniu z piecami akumulacyjnymi z dynamicznym rozładowaniem, które zajmują dużo miejsca i wywołują hałas (praca wentylatora), jest fakt, że ogrzewacz akumulacyjny i wymiennik ciepła typu powietrze–woda znajdują się będą w oddzielnym pomieszczeniu (kotłowni), a nie w pomieszczeniach mieszkalnych. Ten sposób ogrzewania zachowuje zatem wszystkie zalety centralnego ogrzewania wodnego [56].

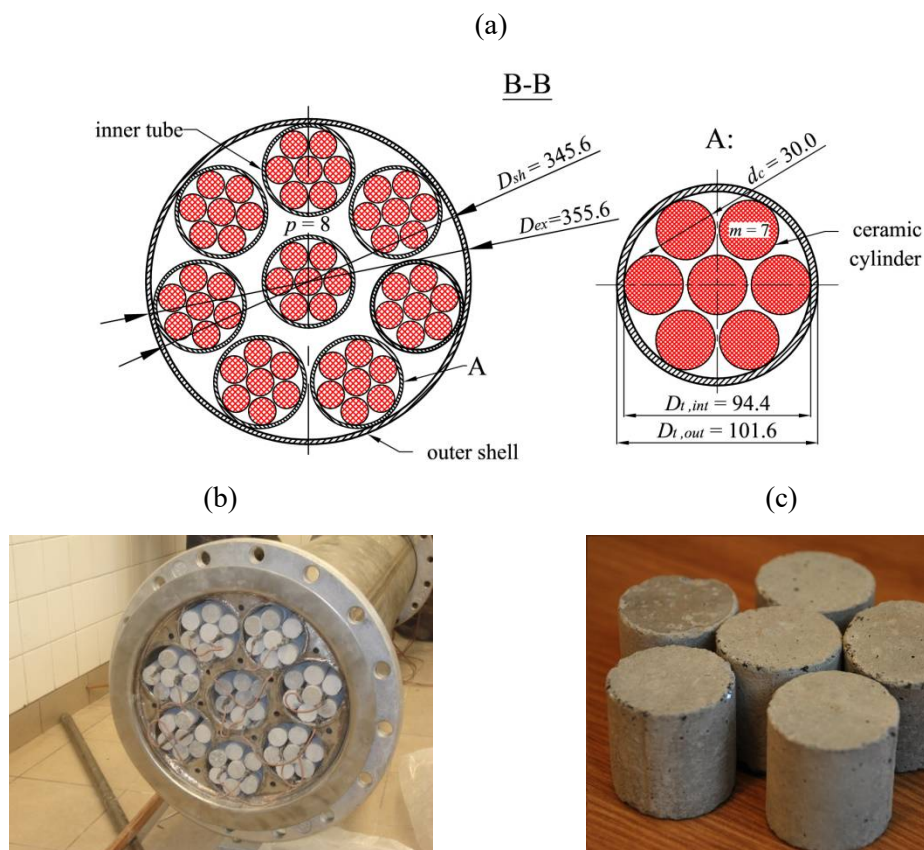
Głównymi elementami instalacji badawczej są:

- ogrzewacz akumulacyjny nagrzewany energią elektryczną,
- instalacja obiegu powietrza,
- instalacja obiegu wody,
- szafa zasilająca – sterująca,
- urządzenia pomiarowe wraz z systemem akwizycji danych.

Poniżej zawarto opis poszczególnych części stanowiska badawczego, podano szczegóły konstrukcyjne oraz podstawowe parametry pracy układu, na podstawie [56, 62].

4.1. Konstrukcja ogrzewacza akumulacyjnego

Ogrzewacz akumulacyjny zbudowany jest z ośmiu koncentrycznie ułożonych rur wykonanych ze stali żaroodpornej o długości 2m każda. Konstrukcyjnym elementem podtrzymującym rury są dwa dna stalowe, umieszczone na obu końcach ogrzewacza. W każdym z den sitowych wykonano po 14 otworów umożliwiających przepływ powietrza w przestrzeni pomiędzy rurami rdzenia. Całość ograniczona jest płaszczem zewnętrznym wykonanym z tego samego gatunku stali. Zewnętrzna powierzchnia płaszczka oraz cały kanał powietrzny zaizolowane są warstwą wełny mineralnej o grubości 10 cm i pokryte blachą stalową o wysokim połysku.



Rys. 4.2. Przekrój poprzeczny ogrzewacza akumulacyjnego będącego częścią stanowiska badawczego (w odniesieniu do rys. 4.1);
 a) ułożenie wkładek ceramicznych w rurach ogrzewacza;
 b) rozmieszczenie elementów grzejnych w złożu;
 c) bloczki z betonu ogniotrwałego stanowiące elementy wypełnienia ceramicznego; wszystkie wymiary podano w mm [61, 62].

Wypełnienie ogrzewacza stanowią cylindryczne kształtki ceramiczne o wymiarach: 30mm średnicy i 30mm wysokości (rys. 4.2c), wykonane z betonu ogniotrwałego. Blok akumulacyjny składa się z 3584 ułożonych regularnie bloczków ceramicznych o łącznej masie ok. 200kg. Kształtki ceramiczne ułożone są w sposób uporządkowany w $p = 8$ rurach rdzenia ogrzewacza, po $m = 7$ rzędów kształtek w każdej. Na rys. 4.2a przedstawiono schemat przekroju poprzecznego ogrzewacza akumulacyjnego wraz z naniesionymi podstawowymi wymiarami, a na rys. 4.2b pokazano sposób ułożenia bloczków wypełnienia i grzałek elektrycznych w bloku akumulacyjnym.

Kształtki ceramiczne wykonane z betonu korundowego o następującym składzie masowym: 36% korundu (Al_2O_3), 50% karborundu (SiC), 2% tlenku wapnia (CaO), dostarczone zostały przez Zakład Materiałów Ogniotrwałych GÓRBET [63]. Wysoka zawartość karborundu w betonie zapewnia odporność termiczną materiału do temperatury 1 500°C oraz podnosi jego wytrzymałość mechaniczną. Materiał ten charakteryzuje się również małym współczynnikiem liniowej rozszerzalności cieplnej, na poziomie 1% w temperaturze 1 500°C. Wykorzystywany materiał ceramiczny dystrybuowany jest pod nazwą handlową BEK-SiC-1. W tabeli 4.1. zestawiono podstawowe parametry i własności termofizyczne materiału ceramicznego, z którego wykonano wypełnienie badanego ogrzewacza akumulacyjnego.

Tabela 4.1. Charakterystyka i właściwości termofizyczne wypełnienia ceramicznego, na podstawie [61, 62, 63]

Materiał	beton ogniotrwały BEK-SiC-1 [®]
Skład chemiczny	36,0 % Al ₂ O ₃ (korund) 2,0 % CaO (wapno palone) 50,0 % SiC (karborund) 12,0 % inne
Wymiary bloczku ceramicznego	średnica: $d_c = 0,03$ m wysokość: 0,03 m
Masa bloczku ceramicznego	0,056 kg
Ilość rzędów bloczków ceramicznych w jednej rurze rdzenia	$m = 7$
Ilość bloczków w rzędzie	64
Całkowita liczba bloczków ceramicznych w złożu ogrzewacza	3584
Całkowita masa złoża ceramicznego, m_c	200,7 kg
Maksymalna temperatura pracy	1 550°C
Właściwości termofizyczne betonu ogniotrwałego	
Ciepło właściwe, c_c	790 J/(kg·K) (w 20°C)
Współczynnik przewodzenia ciepła, k_c	6,4 W/(m·K) (w 20°C)
Gęstość, ρ_c	2700 kg/m ³

W Tabeli 4.2. przedstawiono wymiary rur i własności termofizyczne stali z której wykonano szkielet ogrzewacza. Ze względu na dużą pojemność i przewodność cieplną wykorzystanej stali, pełni ona również po części rolę bloku akumulacyjnego.

Tabela 4.2. Wymiary i właściwości termofizyczne rur stalowych [61, 62].

Gatunek stali	Stal nierdzewna – austenityczna 1.4814 (X15CrNiSi25-21)	
	Płaszcz zewnętrzny	Rury rdzenia
Średnica zewnętrzna	$D_{ext} = 0,3556$ m	$D_{t,out} = 0,1016$ m
Grubość ścianki	0,005 m	0,0036 m
Średnica wewnętrzna	$D_{sh} = 0,3456$ m	$D_{t,int} = 0,0944$ m
Długość	2,0 m	2,0 m
Masa pojedynczej rury	102,4 kg	17,3 kg
Liczba rur w ogrzewaczu	1	$p = 8$
Całkowita masa stali, m_{st} (płaszcz zew. + rury rdzenia + dna sitowe)	259,8 kg	
Maksymalna temperatura pracy	1 150°C	
Właściwości termofizyczne stali		
Ciepło właściwe, c_{st}	500 J/(kg·K) (w 20°C)	
Współczynnik przewodzenia ciepła, k_{st}	15,0 W/(m·K) (w 20°C) 19,0 W/(m·K) (w 500°C)	
Gęstość, ρ_{st}	7900 kg/m ³	

W odróżnieniu od tradycyjnych pieców akumulacyjnych, w których elementami akumulującymi ciepło są duże bloki szamotowe, narażone na znaczne naprężenia cieplne i ulegające szybkim uszkodzeniom, walcowe bloczki ceramiczne mogą się nieznacznie

przesuwać, a zatem złoża jest bardziej odporne na naprężenia termiczne. Dzięki niewielkim wymiarom gabarytowym rozkład temperatury wewnątrz tych kształtek jest równomierny. Należy zauważyć, że wolne przestrzenie między ułożonymi elementami wypełnienia są niewielkie. Zapewnienie laminarnego przepływu powietrza w rurach rdzenia ogrzewacza, spowodowanego niewielką średnicą kanalików powstałych między wypełnieniem a rurą, skutkuje równomiernym i powolnym chłodzeniem wypełnienia w okresie rozładowania akumulatora.

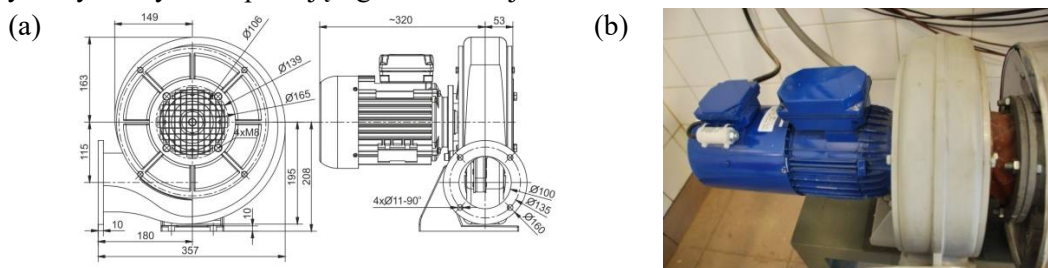
Pojemność cieplna złoża ceramicznego, obliczana jako iloczyn masy ceramiki m_c oraz jej ciepła właściwego c_c , jest równa 158,6 kJ/K, natomiast dla rur stalowych: $m_{st}c_{st} = 129,9$ kJ/K. Przy założeniu, że zakres temperatur pracy urządzenia to pomiędzy 20°C a 700°C – całkowita ilość ciepła, która może być zakumulowana w złożu to 54,5 kWh. W przypadku zastosowania innych materiałów ceramicznych o lepszych właściwościach cieplnych, na przykład magnetytu, o gęstości 5 177 kg/m³ i ciepłe właściwym 752 J/(kg·K) (wg tabeli 2.4), pojemność cieplna złoża magnezytowego sięgałaby ok. 295,9 kJ/K, co znacznie zwiększyłoby możliwości akumulacji ciepła w ogrzewaczu akumulacyjnym do ok. 80,4 kWh, przy tych samych rozmiarach urządzenia.

Źródłem ciepła w instalacji są, ułożone są w złożu akumulacyjnym, cylindryczne grzałki elektryczne o średnicy 8,3 mm i wykonane w postaci drutu oporowego. W każdej z ośmiu rur rdzenia znajdują się po trzy elementy grzejne o mocy 500 W każdy, co daje sumaryczną moc elektryczną równą 12 kW. Rozmieszczenie elementów grzejnych w przekroju poprzecznym ogrzewacza przedstawiono na rys. 4.2b. Grzałki zostały rozmieszczone w złożu w taki sposób, aby zapewnić jednorodny rozkład pól temperatury bloku podczas ładowania.

Sterowanie mocą cieplną instalacji, a zatem również i temperaturą czynnika grzewczego w wodnej instalacji c.o. odbywać się będzie trójstopniowo. Pierwszym stopniem jest regulacja mocy grzałek elektrycznych, następnymi: zmiana częstości obrotów wentylatora w obiegu powietrza oraz pompy obiegowej w instalacji wodnej. W przyszłości planowane jest opracowanie układu sterowania, który na podstawie odczytywanej temperatury bloku akumulacyjnego, warunków pogodowych oraz temperatury wewnętrznej sterował będzie mocą grzałek elektrycznych, częstością obrotową wentylatora i pompy obiegowej tak, aby zapewnić odpowiedni komfort cieplny w ogrzewanych pomieszczeniach.

4.2. Obieg powietrzny i wodny w instalacji badawczej

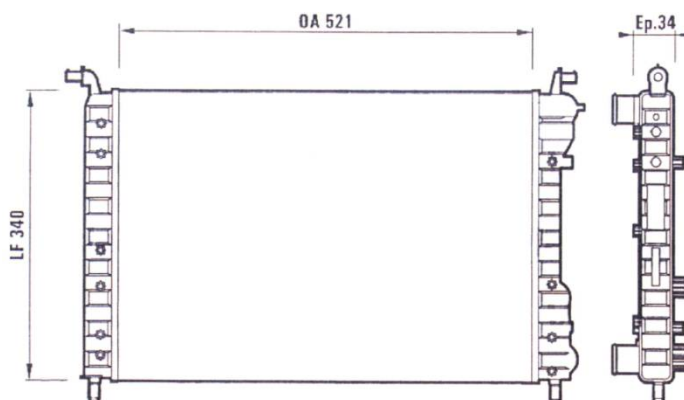
Przepływ powietrza przez warstwę wypełnienia wymuszany jest za pomocą wentylatora promieniowego zainstalowanego na wlocie do ogrzewacza. Na rys. 4.3 przedstawiono główne wymiary wentylatora pracującego w instalacji.



Rys. 4.3. Wentylator promieniowy HPB-F-030-150T firmy Venture Industries pracujący w obiegu powietrza: a) podstawowe wymiary, wg [64], b) wentylator zamontowany na stanowisku.

Jego konstrukcja oraz zaimplementowany odpowiedni układ sterowania dają możliwość regulacji prędkości obrotowej wirnika w szerokim zakresie [64]. Płynna regulacja wydajności realizowana jest poprzez zmianę częstotliwości obrotów oraz napięcia zasilania dzięki zastosowaniu przekształtnika częstotliwości. Na zamkniętą instalację obiegu powietrza, oprócz wspomnianego wentylatora, składają się również elementy rurociągu: odcinki proste rur, kolana, redukcje średnicy rurociągu itp. Cała instalacja obiegu powietrza zaizolowana jest wełną mineralną o grubości 10 mm w celu ograniczenia strat ciepła do otoczenia.

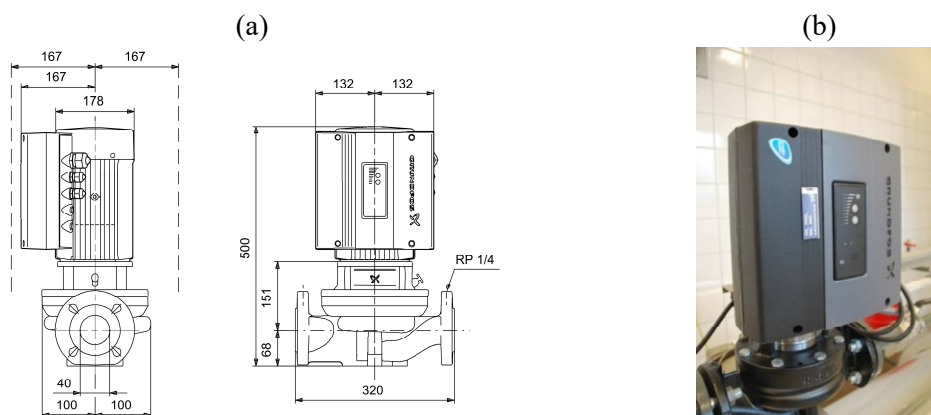
Funkcję kotła w instalacji c.o. pełni wymiennik ciepła zamontowany w przekroju wylotowym ogrzewacza akumulacyjnego. Schemat krzyżowo-prądowego lamelowego wymiennika ciepła z żebrami płytowymi, w którym ma miejsce kontakt dwóch mediów pośredniczących w wymianie ciepła, powietrza i wody, przedstawiono na rys. 4.4.



Rys. 4.4. Schemat wymiennika ciepła typu powietrze-woda wraz z wymiarami [65].

Rzeczony wymiennik ciepła produkowany przez firmę Valeo jest chłodnicą samochodową z Fiata Palio Weekend. Jest to dwubiegowy/dwurzędowy krzyżowo-prądowy wymiennik ciepła o wymiarach [66]:

- wymiary gabarytowe wymiennika (szer. x wys. x grub.) – 520 mm x 359 mm x 34 mm,
- rurki eliptyczne o wymiarach: 6,35 mm (średnica sprzężona), 11,82 mm (średnica transversalna), długość rurek w jednym rzędzie: 520 mm,
- całkowita liczba rurek: 38, w tym 20 rur w pierwszym rzędzie i 18 rurek w drugim,
- łączna liczba żeber płytowych, o wymiarach (szer. x wys. x grub.) 34 mm x 359 mm x 0,08 mm wzdłuż długość rury wynosi 520.



Rys. 4.5. Pompa wirowa TPE 40-270 firmy Grundfos pracująca w instalacji c.o.:
a) podstawowe wymiary, wg [67], b) zamontowana na stanowisku.

Odbiornikiem ciepła w instalacji c.o. są dwa grzejniki płytowe, o wymiarach 1200 x 600 mm, zamontowane w sąsiednim pomieszczeniu. Obieg wody jest wymuszany i kontrolowany przez wyposażoną w przetwornicę częstotliwości pompę wirową, pokazaną na rys. 4.5 [67].

4.3. Szafa zasilająco – sterująca i układ akwizycji danych

W opisywanej instalacji wielkość strumienia ciepła oddawanego przez grzejniki płytowe do pomieszczenia, a tym samym temperatura wody zasilającej obieg centralnego ogrzewania, może być regulowana poprzez sterowanie:

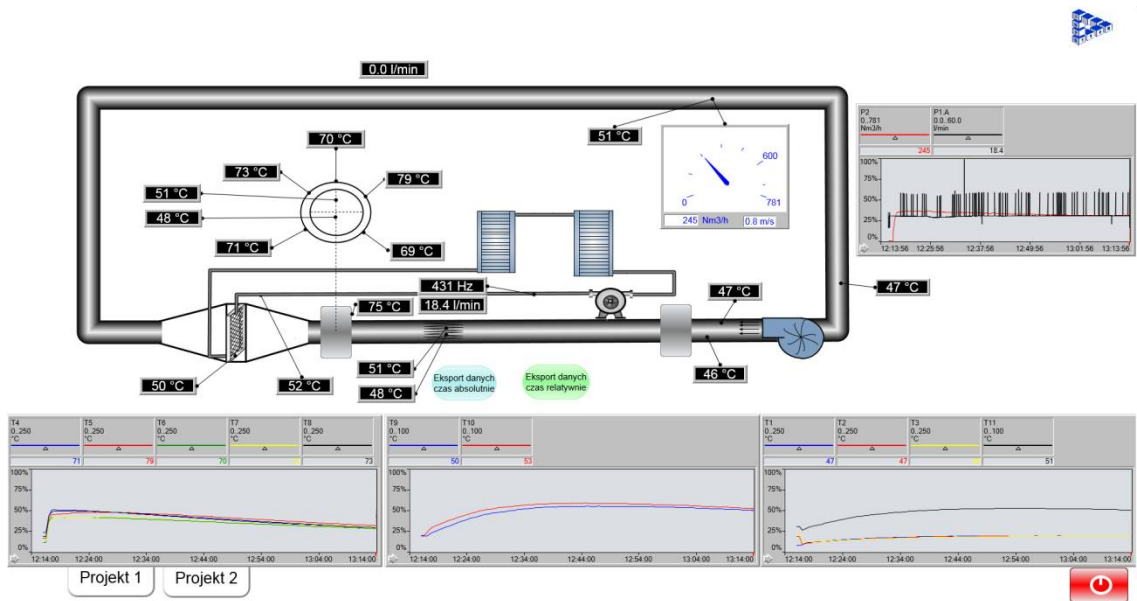
- temperaturą złoza ogrzewacza akumulacyjnego, a tym samym ilością zakumulowanego ciepła, poprzez zmianę czasu ładowania oraz mocy grzałek elektrycznych,
- oddawanym ze złoza ciepłem poprzez dostosowanie natężenia przepływu powietrza – czyli zmianę częstotliwości obrotów wirnika wentylatora,
- przejmowanym przez wodę ciepłem poprzez dostosowanie jej natężenia przepływu w instalacji c.o. – czyli zmianę częstotliwości obrotów wirnika pompy.



Rys. 4.6. Szafa zasilająco–sterująca.

Regulacja mocy grzałek, zamontowanych w złoze ogrzewacza, odbywa się przy pomocy falownika podłączonego do trójfazowego źródła napięcia. Tym samym sterowanie mocą grzałek odbywa się w sposób płynny. Dodatkowo, zamontowano również licznik energii elektrycznej w celu określenia ilości zużytej energii elektrycznej przez grzałki. W szafie zasilająco–sterującej, pokazanej na rys. 4.6, zainstalowany jest także przekształtnik częstotliwości, sterujący pracą wentylatora promieniowego. Zastosowanie falownika zapewnia płynną regulację prędkości obrotowej silnika wentylatora poprzez zmiany częstotliwości oraz napięcia prądu zasilającego. Możliwa jest również regulacja pracy pompy, która odpowiada za obieg wody. W instalacji wody obiegowej zainstalowano pompę wirową wraz z zintegrowaną przetwornicą częstotliwości, pozwalającą na stosowanie różnych metod sterowania, związanych z trybem pracy pompy.

W celu gromadzenia i opracowania danych doświadczalnych zastosowano elektroniczny układ akwizycji danych. Dzięki połączeniu systemu z komputerem możliwe jest śledzenie w trybie online wszystkich mierzonych wielkości na specjalnie do tego celu zaprojektowanej wizualizacji stanowiska. Na Rys. 4.7 przedstawiono zrzut ekranu wizualizacji stanowiska badawczego wraz z zaznaczonymi lokalizacjami punktów pomiarowych.



Rys. 4.7. Zrzut ekranu wizualizacji stanowiska w układzie SCADA (ang. *Supervisory Control and Data Acquisition*) do wizualizacji i zbierania danych pomiarowych na stanowisku.

Zapis mierzonych wielkości prowadzony jest co 30 sekund. Zastosowane oprogramowanie pozwala na automatyczne opracowanie wyników pomiarów i przedstawienie ich w postaci tworzonej w czasie rzeczywistym wykresów.

5. Modele matematyczne chłodzenia złoża ogrzewacza akumulacyjnego

W niniejszej pracy skoncentrowano się na modelowaniu wymiany ciepła w złożu stałym w układach magazynowania energii cieplnej. Do tego celu powszechnie wykorzystuje się regeneracyjne wymienniki ciepła, inaczej zwane regeneratorami. Regeneratory ze złożem stałym to pracujące okresowo wymienniki ciepła, w których akumulacja energii zachodzi w wypełnieniu o wysokiej pojemności cieplnej [68, 69]. Okres pracy regeneratora można podzielić na dwie fazy. Pierwsza faza – tzw. faza ładowania – to okres w którym prowadzi się nagrzewanie wypełnienia regeneratora. W systemach odzysku energii cieplnej odbywa się to poprzez przepuszczanie przez złoże regeneratora gorącego płynu (zazwyczaj są to spaliny), który oddają ciepło do wypełnienia. Wypełnienie nagrzewa się i tym samym przejmuje – akumuluje – część energii cieplnej niesionej przez płyn. W fazie drugiej – tzw. fazie rozładowania – przez złoże przepływa inny płyn (zazwyczaj powietrze), w kierunku przeciwnym niż w fazie pierwszej, który nagrzewa się przez kontakt ze złożem. Złoże tym samym oddaje zgromadzone w fazie ładowania ciepło i ochładza się.

Kształty elementów złoża, które stanowią wypełnienie regeneratorów są podobne do tych używanych w konstrukcji regeneratorów obrotowych, tj. kwarcowych, regularnych elementów sferycznych; stalowych, miedzianych lub ołowianych kul; wełny miedzianej; proszków; losowo upakowanych prętów, itp.

Parametrami mającymi wpływ na pracę regeneratora są w szczególności: geometria oraz właściwości termiczne i mechaniczne materiału złoża, właściwości powietrza, jak również długości okresów ładowania i rozładowania [70]. Zakres temperatur pracy regeneratorów zależy od zastosowanych materiałów złoża i mieści się w granicach 800°C – 1 100°C dla wypełnień metalowych i sięga aż 2 000°C dla materiałów ceramicznych. Dlatego regeneratory ciepła znajdują bardzo szerokie zastosowanie w przemyśle, zarówno w instalacjach wysokotemperaturowych, tj. turbiny gazowe, piece topielne i systemy odzysku ciepła [68, 69, 71, 72], ale również w zastosowaniach niskotemperaturowych, jak ogrzewanie i odzysku ciepła w instalacjach HVAC (ang. *Heating, Ventilation and Air Conditioning*) [73].

W ostatnich latach przeprowadzono wiele prac badawczych związanych z modelowaniem numerycznym regeneratorów ciepła pracujących w systemach akumulacji energii cieplnej (ang. *Thermal Energy Storage*). Poniżej przedstawiono przegląd literatury pod kątem modelowania wymiany ciepła w regeneratorach ze złożem stałym.

Pierwsze rozwiązania analityczne opisujące wymianę ciepła w regeneratorach z wypełnieniem stałym pojawiły się w pracach Heiligenstedta [74, 75], Nusselta [76, 77], Hausena [78], Rummela [79], Schacka [80] i Anzeliusa [81] na początku lat 20-tych XX wieku [82]. W okresie, kiedy dostępność komputerów cyfrowych była bardzo ograniczona, analizę termiczną pracy regeneratorów ciepła przeprowadzano dla bardzo ograniczonego zakresu parametrów. Wraz ze wzrostem dostępności i mocy obliczeniowej komputerów, w pracach m.in. Coppagea [83], Lamberstona [84], Bahnkea i Howarda [85], Mondta [86], oraz Li [87], zastosowano metodę różnic skończonych do obliczeń efektywności cieplnej regeneratorów ciepła ze złożem upakowanym [69].

5.1. Przegląd modeli wymiany ciepła między złożem regeneratora a płynem

Jak przedstawiono w artykule Ismaila i in. [88], powszechnie wykorzystywane są dwie szerokie grupy modeli opisujących wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym (płynem) a złożem regeneratora. Pierwsza grupa obejmuje modele, w których układ złoża regeneratora – płyn rozważany jest jako jedna faza, stąd nazwa – modele jednofazowe. Druga grupa obejmuje modele gdzie złożo i płyn traktowane są jako oddzielne fazy, stąd nazwa – modeli dwufazowych. W tej grupie można wymienić trzy podstawowe modele, które mogą opisywać niestaloną wymianę ciepła w złożu stałym, czyli model Schumanna, model jednorodny i model uwzględniający gradient temperatury wewnątrz elementów wypełnienia [88].

Założenia przyjęte podczas zapisywania równań bilansu energii dla każdego z powyżej wymienionych modeli przedstawiono w tabeli 5.1.

Tabela 5.1. Założenia przyjęte dla modeli wymiany ciepła w regeneratorze.

Założenie		Model nr			
		1	2	3	4
a.	złożo regeneratora ma kształt cylindryczny,	+	+	+	+
b.	właściwości termofizyczne ciała stałego i płynu nie są zależne od temperatury,	+	+	+	+
c.	w złożu nie występują wewnętrzne źródła ciepła,	+	+	+	+
d.	w układzie nie zachodzą reakcje chemiczne,	+	+	+	+
e.	pomija się wymianę ciepła przez promieniowanie,	+	+	+	+
f.	uwzględnia się straty ciepła do otoczenia,	+	+	-	+
g.	uwzględnia się występowanie gradientu temperatury wewnątrz elementów złoża,	+	-	-	+
h.	współczynniki przewodzenia ciepła dla ciała stałego i płynu w kierunku osiowym i promieniowym są sobie równe,	+	-	-	+
oznaczenia: '+' dotyczy, '-' nie dotyczy, 1 – model jednorodny; 2 – model Schumanna; 3 – model jednofazowy; 4 – model uwzględniający gradient temperatury wewnątrz elementów wypełnienia					

Poniżej przedstawiono charakterystykę poszczególnych modeli wymiany ciepła w złożu stałym regeneratora ciepła wg [88].

- (1) **Model jednorodny** (ang. *continuous solid-phase model*), traktujący wypełnienie jako materiał jednorodny (bez uwzględnienia tego, że złożo zbudowane jest z pojedynczych elementów) co z kolei ma przełożenie na sposób formułowania równań bilansu energii dla ciała stałego i płynu. W równaniach bilansu dla fazy stałej i płynu uwzględnia się: zmiany entalpii ciała stałego z czasem, przewodzenie ciepła w złożu, konwekcyjną wymianę ciepła pomiędzy płynem i ciałem stałym, a także straty ciepła do otoczenia. Zakłada się również, że wymiana ciepła przez przewodzenie odbywa się w złożu w kierunkach osiowym i promieniowym.

Równania zachowania energii dla wypełnienia regeneratora i dla płynu można zapisać następująco:

$$(1-\varphi)\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} + k_s \left[\frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} \right] + h_s a_s (T_f - T_s), \quad (5.1)$$

$$\varphi \rho_f c_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + w_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + k_f \left[\frac{\partial^2 T_f}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_f}{\partial r} \right] + h_s a_s (T_s - T_f) - U_{ex} a_{ex} (T_f - T_{amb}). \quad (5.2)$$

gdzie T_f i T_s są temperaturami, odpowiednio, płynu oraz elementów złoża. W ogólności, wielkości oznaczone indeksem s są przypisane dla ciała stałego – złoża, natomiast indeks f oznacza płyn.

W równaniu (5.1):

- lewa strona równania:

$$(1-\varphi)\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t}$$

opisuje zmianę entalpii ciała stałego w czasie t w obrębie danej objętości kontrolnej, gdzie φ oznacza porowatość złoża, ρ_s gęstość, a c_s ciepło właściwe.

- prawa strona równania:

$$k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} + k_s \left[\frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} \right]$$

opisuje przewodzenie ciepła w ciele stałym, odpowiednio, w kierunku osiowym z i promieniowym r w obrębie danej objętości kontrolnej, gdzie k_s jest współczynnikiem przewodzenia ciepła złoża,

$$h_s a_s (T_s - T_f)$$

odpowiada wymianie ciepła na drodze konwekcji między ciałem stałym a płynem, gdzie h_s jest współczynnikiem wnikania ciepła,

Natomiast, rozważając równanie (4.2):

- lewa strona równania:

$$\varphi \rho_f c_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + w_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right)$$

opisuje zmianę entalpii płynu w czasie oraz zmianę entalpii związanej z przepływem płynu przez objętość kontrolną, gdzie w_f jest prędkością płynu,

- prawa strona równania:

$$k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + k_f \left[\frac{\partial^2 T_f}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_f}{\partial r} \right]$$

opisuje przewodzenie ciepła w płynie, odpowiednio, w kierunku osiowym z i promieniowym r w obrębie danej objętości kontrolnej,

$$h_s a_s (T_f - T_s)$$

odpowiada wymianie ciepła na drodze konwekcji między ciałem stałym a płynem.

$$U_{ex} a_{ex} (T_f - T_{amb})$$

uwzględnia straty ciepła przez przenikanie od przepływającego płynu, przez płaszcz regeneratora, do otoczenia, przy czym U_{ex} jest współczynnikiem przenikania ciepła płaszczu, a T_{amb} temperaturą otoczenia

Symbol a w równaniach (5.1) i (5.2) oznacza powierzchnię ciała stałego odniesioną do jego jednostkowej objętości, definiowaną odpowiednio dla złoża a_s jak i dla płaszczu regeneratora a_{ex} , w jednostkach m^{-1} .

- (2) **Model Schumanna** [89] jest zbliżony do modelu jednorodnego, jednak nie uwzględnia promieniowego przewodzenia ciepła w ciele stałym i płynie, a także brak wymiany

ciepła pomiędzy elementami wypełnienia. W tym wypadku równania dla wypełnienia i dla płynu można zapisać następująco:

$$\varphi \rho_f c_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + w_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = h_s a_s (T_s - T_f) - U_{ex} a_{ex} (T_f - T_{amb}), \quad (5.3)$$

$$(1 - \varphi) \rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = h_s a_s (T_f - T_s). \quad (5.4)$$

- (3) **Model jednofazowy** (ang. *single phase model*) jest modelem jednorównaniowym i może być wykorzystywany w przypadku, w którym przewodność cieplna fazy stałej k_s jest o wiele większa niż płynu k_f . Zakłada się zatem, że z uwagi na wysoką przewodność cieplną złoża, w każdej chwili czasu temperatura płynu i wypełnienia są wyrównane. Model wymaga stosowania zastępczych parametrów złoża, tj. zastępczej przewodności cieplnej k_{eq} obliczanej z uwzględnieniem porowatości złoża φ :

$$k_{eq} = (1 - \varphi) k_s + \varphi k_f. \quad (5.5)$$

Równanie modelu jednofazowego zostało zaproponowane przez Vortmeyera i Schaefera w pracy [90] i przyjmuje następującą postać:

$$\left[(1 - \varphi) \rho_s c_s + \varphi \rho_f c_f \right] \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \dot{m}_f c_f \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = k_{eq} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} + k_{eq} \left[\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial r^2} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} \right], \quad (5.6)$$

gdzie \bar{T} jest zastępczą temperaturą fazy jednorodnej, a \dot{m}_f masowym natężeniem przepływu płynu.

- (4) **Model uwzględniający gradient temperatury wewnątrz elementów wypełnienia** (ang. *concentric dispersion model*). W tym modelu uwzględnia się gradient temperatury wewnątrz elementów złoża, lecz zarazem pomija się przenoszenie ciepła przez przewodzenie pomiędzy poszczególnymi jego elementami. Tym samym gradient temperatury na powierzchni elementów złoża jest uwzględniany tylko przy konwekcyjnej wymianie ciepła pomiędzy płynem a złożem.

W tym przypadku równanie zachowania energii dla płynu przyjmuje postać:

$$\varphi \rho_f c_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + w_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + h_s a_s (T_s|_{r=r_c} - T_f) - U_{ex} a_{ex} (T_f - T_{amb}), \quad (5.7)$$

a dla elementów złoża może być zapisane jako:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \left[\frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} \right], \quad (5.8)$$

gdzie r jest współrzędną promieniową wewnątrz elementów wypełnienia, a r_c to zewnętrzny promień elementu wypełnienia.

Warunek początkowy dla wszystkich modeli [88] to wyrównana po całej objętości temperatura złoża i płynu:

$$T_s|_{t=0} = T_0 \quad \text{dla} \quad 0 \leq z \leq L, \quad \text{oraz} \quad 0 \leq r \leq r_c, \quad (5.9)$$

$$T_f|_{t=0} = T_0 \quad \text{dla} \quad 0 \leq z \leq L, \quad \text{oraz} \quad r_c \leq r \leq 0,5D_{ex}, \quad (5.10)$$

gdzie T_0 oznacza temperaturę początkową – w chwili czasu równej 0, natomiast D_{ex} jest średnicą płaszcza regeneratora.

Dla wszystkich opisywanych modeli zazwyczaj stosuje się następujące warunki brzegowe [88]:

- A. Temperatura płynu na wlocie do regeneratora w czasie $t > 0$ powinna być różna od temperatury początkowej złoża $T_{f,inlet} \neq T_0$, dodatkowo zależy od i jest znana w każdym punkcie przekroju wlotowego regeneratora:

$$T_{f,inlet} = T_f(z, r, t) \quad \text{dla} \quad z = 0, \quad 0 \leq r \leq 0.5D_{ex}, \quad t > 0. \quad (5.11)$$

- B. Powierzchnie boczne złoża na wejściu do regeneratora ($z = 0$) i na jego wyjściu ($z = L$) nie biorą udziału w wymianie ciepła z płynem:

$$\frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad \text{dla} \quad z = 0, \quad (5.12)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad \text{dla} \quad z = L. \quad (5.13)$$

- C. Płyn w przekroju wylotowym regeneratora ($z = L$) nie wymienia ciepła z objętością płynu znajdującą się bezpośrednio przed nim, a więc:

$$\frac{\partial T_f}{\partial z} = 0 \quad \text{dla} \quad z = L. \quad (5.14)$$

- D. W przypadku, gdy w układzie występuje symetria, warunki brzegowe w osi symetrii, czyli wzdłuż kierunku osi z , dla płynu i wypełnienia przyjmują postać:

$$\frac{\partial T_f}{\partial r} = 0 \quad \text{dla} \quad 0 \leq z \leq L, \quad (5.15)$$

oraz

$$\frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \quad \text{dla} \quad 0 \leq z \leq L. \quad (5.16)$$

- E. Uwzględniając straty ciepła do otoczenia można zapisać:

$$-k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \Big|_{r=0,5D_{ex}} = U_{ex} (T_{amb} - T_f) \quad \text{dla} \quad 0 \leq z \leq L. \quad (5.17)$$

- F. Dodatkowo, przy założeniu braku przewodzenia ciepła między sąsiednimi elementami złoża, warunek brzegowy na powierzchni złoża można sformułować jako:

$$\frac{\partial T_s}{\partial r} \Big|_{r=r_c} = 0 \quad \text{dla} \quad 0 \leq z \leq L. \quad (5.18)$$

- G. W przypadku wymiany ciepła między elementami złoża a przepływającym płynem:

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \Big|_{r=r_c} = h_s (T_s|_{r=r_c} - T_f) \quad \text{dla} \quad 0 \leq z \leq L. \quad (5.19)$$

W literaturze znaleźć można wiele publikacji, w których zastosowano w praktyce opisane powyżej modele. Zazwyczaj prowadzone obliczenia mają na celu wyznaczenie rozkładu temperatur w złożu regeneratora pracującego jako akumulator ciepła. Poniżej przedstawione zostanie kilka prac traktujących o wymianie ciepła w regeneracjach używanych jako akumulatory energii cieplnej.

W pracy Al-Nimira i in. [91] opisano model matematyczny dynamiki wymiany ciepła w kolumnie ze złożem upakowanym pracującej jako akumulator energii cieplnej. Równania rozkładu temperatury w złożu i powietrzu po długości regeneratora, zapisane wg podejścia Schumanna, uzyskano przez rozwiązanie jednowymiarowych równań nieustalanej wymiany ciepła metodą transformaty Laplace'a. Podczas walidacji modelu wyniki otrzymane ze ścisłego rozwiązania analitycznego porównano z wynikami doświadczalnymi dla okresu ładowania złoża. Uzyskano bardzo dobrą zgodność wyników symulacji numerycznych z doświadczeniem. Dodatkowo, dokonano analizy wpływu parametrów złoża, tj. pojemności cieplnej i porowatości, na czas wymagany do jego pełnego naładowania.

Mawire i in. [92] zaproponowali uproszczony, jednorównaniowy model wymiany ciepła w złożu w czasie ogrzewania regeneratora. Czynnikiem roboczym był w tym przypadku olej syntetyczny. Takie układy stosowane są w praktyce w przypadku akumulacji energii cieplnej pozyskiwanej ze słońca za pomocą instalacji solarnych z kolektorami słonecznymi. W artykule porównano jednowymiarowy model Schumanna [89] z uproszczonym jednorównaniowym modelem Vortmeyera i Schaefera [90]. Wydajność cieplną regeneratora badano dla trzech różnych materiałów wypełnienia: stopionego szkła kwarcowego, tlenku glinu i stali nierdzewnej. W artykule przeprowadzono weryfikację eksperymentalną zaproponowanego modelu oraz porównano z danymi eksperymentalnymi otrzymane wyniki osiowego rozkładu temperatury w złożu, całkowitej energii zmagazynowanej oraz chwilowej wydajności ładowania.

Anderson i in. [93] przedstawili zastosowanie uproszczonego, jednorównaniowego modelu matematycznego do wyznaczania nieustalonego rozkładu temperatur w akumulatorze ciepła ze złożem stałym. Dodatkowo wyznaczono również spadki ciśnienia oraz rozkład prędkości podczas przepływu płynu przez złożo. Równania Naviera–Stokesa dla przepływającego płynu rozwiązano z wykorzystaniem komercyjnego oprogramowania CFD (ang. *Computational Fluid Dynamics*) o nazwie STAR–CCM+. Model został poddany walidacji eksperymentalnej na stanowisku, w którym elementami złoża były cząstki sferyczne wykonane z tlenku glinu. Użycie modelu jednofazowego w tym przypadku zostało solidnie umotywowane. Zauważono tutaj, że pojemność cieplna wypełnienia jest od 2 500 do 11 500 razy większa niż pojemność cieplna czynnika roboczego – powietrza, w zakresie temperatur pracy 20–700°C. Dodatkowo, współczynnik przewodzenia ciepła złoża w tym samym zakresie temperatur jest większy o ok. 140–1500 razy niż dla powietrza. Tym samym założenie równowagi cieplnej w układzie powietrze/tlenek glinu jest jak najbardziej uzasadnione, co oznacza, że porowate złożo może być uznane za ośrodek jednorodny.

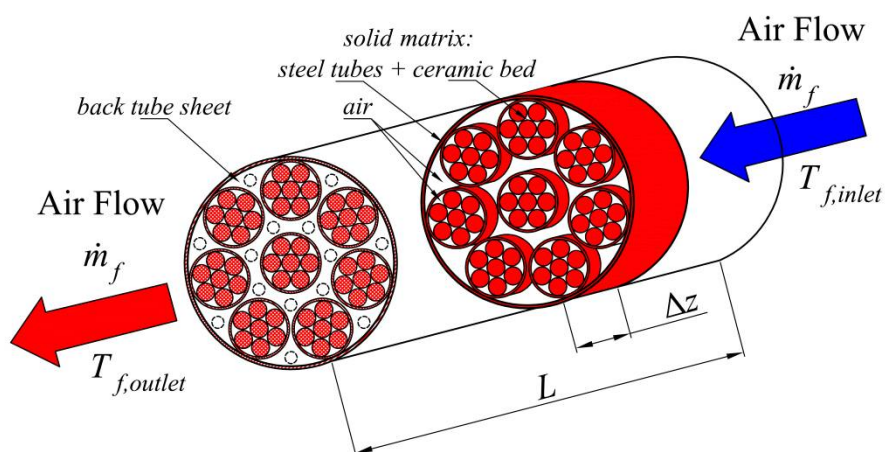
Kolejno, w artykule Xu i in. [94] zaproponowano zmodyfikowany model Schumanna, w którym uwzględniono promieniowe przewodzenie ciepła wewnątrz materiału złoża, traktując je jako ciało o skupionej pojemności cieplnej. Takie podejście jest uzasadnione dla małych liczb Biota dla złoża $Bi_s \leq 0,1$. Korzystając z prac [95, 96] autorzy wprowadzili efektywny współczynnik wnikania ciepła w celu zwiększenia zakresu stosowalności modelu dla większych liczb Biota. Jako, że efektywny współczynnik wnikania ciepła zależy w dużym stopniu od geometrii stosowanego wypełnienia, w pracy podano korelacje analityczne dla kilku wybranych przypadków: kuli, równoległych płyt i walca omywanego płynem, oraz dla przypadku przepływu płynu wewnątrz przewodu cylindrycznego. Wyniki otrzymane z modelu dla przypadku analizy pracy regeneratora ciepła ze złożem stałym w warunkach nieustalonych pokrywają się z wynikami otrzymanymi z rozwiązań analitycznych. Przedstawione podejście zostało wykorzystane, np. w pracy Jian i in. [97], do optymalizacji konstrukcji regeneratora pracującego jako akumulator ciepła w elektrowni słonecznej z kolektorami parabolicznymi.

Celem optymalizacji była minimalizacja kosztów: materiałowych budowy układu akumulacji ciepła, aparatury sterującej i pomiarowej oraz kosztów pracy systemu. Analizie poddano wpływy parametrów konstrukcyjnych (wymiarów elementów złoża, długość złoża, średniej prędkość płynu w rurach, oraz ilość rur) na efektywność układu, temperaturę płynu opuszczającego regenerator oraz jednostkowy koszt akumulacji energii w złożu.

Jak przedstawiono na powyższych przykładach, modele o parametrach skupionych, jak i jedno- i dwuwymiarowe modele o parametrach rozłożonych, są obecnie nadal z powodzeniem wykorzystywane do modelowania procesów wymiany ciepła w złożach regeneratorów pracujących zazwyczaj jako akumulatory energii cieplnej. Wyznaczanie nieustalonych pól temperatury w złożu regeneratora w okresach ładowania i rozładowania jest z reguły skomplikowane i czasochłonne. Pomimo powziętych założeń upraszczających podczas formułowania modelu numerycznego, modele jednowymiarowe mogą dać dobrą zbieżność z eksperymentem i zapewnić lepszą wydajność obliczeniową. Jest to nader istotne, szczególnie podczas implementacji algorytmów optymalizacyjnych, przy których zastosowanie jak najmniej skomplikowanego modelu wymiany ciepła może skutkować znacznym skróceniem czasu obliczeniowego. W związku z powyższym, mając na uwadze zadowalającą dokładność oraz krótki czas obliczeń, uproszczone podejście może być stosowane podczas projektowania, optymalizacji i obliczeń inżynierskich systemów magazynowania energii cieplnej w regeneratorach ze złożem stałym.

5.2. Sformułowanie równań modeli wymiany ciepła dla badanej konstrukcji elektrycznego ogrzewacza akumulacyjnego

W niniejszym rozdziale przedstawione zostaną równania różniczkowe wymiany ciepła między złożem stałym opisywanego ogrzewacza akumulacyjnego a przepływającym płynem. Równania zapisane zostaną dla dwóch przypadków: dla modelu jednowymiarowego (model Schumanna), oraz dla modelu uwzględniającego rozkład temperatury w elementach wypełnienia. Bilans ciepła zostanie sporządzony dla urządzenia opisanego w rozdziale 4, którego schemat przedstawiono na rys. 5.1.



Rys. 5.1. Schemat ogrzewacza akumulacyjnego przedstawionego w rozdziale 4. dla którego opracowany został model matematyczny [61].

Głównym celem analizy numerycznej jest określenie rozkładu temperatury powietrza $T_{f,outlet}$ w przekroju wylotowym ogrzewacza akumulacyjnego podczas pracy instalacji. Obliczenia zostaną przeprowadzone przy znanych parametrach pracy układu: zadanym natężeniu

masowym przepływającym powietrza \dot{m}_f , znanej temperaturze powietrza w przekroju wlotowym $T_{f,inlet}$, oraz zadanej temperaturze początkowej T_0 wypełnienia ceramicznego i rur stalowych – stanowiących złożę ogrzewacza. Na podstawie wyprowadzonych równań modelu wyznaczony zostanie rozkład temperatury wewnątrz wypełnienia (w cylindrach ceramicznych i w rurach stalowych), jak i w przepływającym powietrzu. W opisywanym przypadku powietrze przepływa przez wypełnienie w przestrzeniach pomiędzy cylindrami ceramicznymi umieszczonymi w rurach rdzenia ogrzewacza, jak i w przestrzeni międzyrurowej, jak to pokazano na rys. 5.1.

5.2.1. Jednowymiarowy model ogrzewacza akumulacyjnego

W pierwszej kolejności przedstawiony zostanie uproszczony, jednowymiarowy model ogrzewacza akumulacyjnego. Łatwy w implementacji model numeryczny może być wykorzystywany podczas optymalizacji konstrukcji i pracy układu. W takim wypadku algorytmy optymalizacyjne wywołują model nawet kilka tysięcy razy. Jeśli model jest maksymalnie uproszczony, a mimo to daje wyniki zgodne z danymi doświadczalnymi – czas obliczeń optymalizacyjnych takiego układu ulega znacznemu skróceniu. Ponadto, niezbyt skomplikowany model całej instalacji c.o. będzie przydatny przy stworzeniu układów automatyki i sterowania, których opracowanie jest planowane w przyszłości.

W celu ułatwienia obliczeń, złożę ogrzewacza akumulacyjnego przedstawionego schematycznie na rys. 5.1 opisane zostanie, podobnie jak w modelach jednorodnym i Schumanna, jako jednorodne ciało porowate złożone z wypełnienia ceramicznego i rur stalowych. Płynem wymieniającym ciepło ze złożem jest powietrze przepływające w szczelinach wewnątrz rur stalowych wypełnionych elementami ceramicznymi, jak również w przestrzeni międzyrurowej.

Równania różniczkowe opisujące niestabilny rozkład temperatury w złożu ogrzewacza jak i w przepływającym powietrzu wyprowadzane będą z uwzględnieniem następujących założeń upraszczających:

- a. podczas przepływu powietrza przez złożę dominuje konwekcyjna wymiana ciepła, a zatem przewodzenie ciepła w powietrzu w kierunku osiowym może zostać pominięte;
Cylindryczne elementy ceramiczne są ułożone w sposób uporządkowany w stalowych rurach rdzenia. Niemniej jednak, ich powierzchnie czołowe nie kontaktują się ze sobą w sposób całkowity, a zatem występuje znaczny opór kontaktu na powierzchniach styku sąsiednich elementów wypełnienia. Ponadto, przewodność cieplna powietrza jest mała w porównaniu do przewodności cieplnej ceramiki i stali (wg tabeli 4.1 i 4.2). W związku z tym, założenie braku przewodzenia ciepła w powietrzu w kierunku osiowym jest całkowicie uzasadnione. Takie założenie jest powszechnie akceptowane podczas modelowania matematycznego wymienników ciepła chłodzonych powietrzem i regeneratorów ze złożem nieruchomym [98].
- b. Złożę ogrzewacza akumulacyjnego, składające się z wypełnienia ceramicznego i rur stalowych, traktowane jest jako porowaty materiał jednorodny. Co za tym idzie, w jego strukturze nie wyróżnia się obszarów w których występuje ceramika czy stal – właściwości fizyczne złoża określa się jako średnią ważoną proporcjonalnie do udziału masowego danego materiału w złożu. Takie założenie jest powszechnie wykorzystywane w praktyce np. w modelu jednofazowym.

- c. Złoże ogrzewacza, składające się z wypełnienia ceramicznego i rur stalowych, jest traktowane jako ciało o skupionej pojemności cieplnej;

Biorąc pod uwagę fakt, że wartości współczynników przewodzenia ciepła dla ceramiki $k_c = 6,4 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, oraz dla stali $k_{st} = 15,0 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ są dość wysokie, różnice temperatury wewnątrz elementów ceramicznych i spadki temperatury po grubości rur stalowych będą nieznaczne. Przyjęcie modelu skupionej pojemności cieplnej jest słuszne w przypadku gdy liczba Biota dla cienkościennych rur stalowych i elementów cylindrycznych wypełnienia będzie mniejsza niż 0,1. Liczba Biota wyznaczona dla cylindrów ceramicznych, definiowana jako [99]

$$\text{Bi}_c = \frac{h_s d_c}{4k_c}, \quad (5.20)$$

będzie znacznie mniejsza od wartości granicznej z uwagi na małą średnicę elementów cylindrycznych, $d_c = 30 \text{ mm}$, oraz niewielkie współczynniki wnikania ciepła h_s w przestrzeniach między wypełnieniem ceramicznym a wewnętrzną powierzchnią rur stalowych. Liczba Biota dla ścianki rury stalowej Bi_{st} będzie jeszcze mniejsza z powodu wysokiej przewodności cieplnej stali k_{st} .

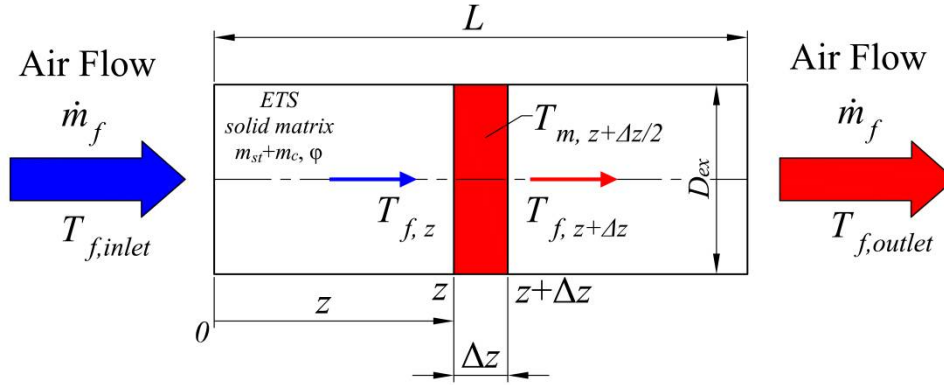
- d. Temperatura powietrza przepływającego przez złoże jest funkcją czasu t i współrzędnej osiowej z , oraz jest wyrównana w przekroju poprzecznym regeneratora;

Aby uzasadnić powyższe założenie należy wziąć pod uwagę geometrię opisywanego ogrzewacza akumulacyjnego. W przedstawionym rozwiązaniu rdzeń ogrzewacza złożony jest z wielu koncentrycznie ułożonych rur stalowych otoczonym cylindrycznym płaszczem zewnętrznym. W tym przypadku konstrukcja rdzenia działa jak prostownica przepływu, w której profil prędkości w strumieniu przepływającego powietrza jest wyrównywany i ujednociany. W związku z tym prędkość przepływu powietrza może być uznana jako stała w przekroju ogrzewacza.

- e. Właściwości fizyczne wypełnienia ceramicznego i rur stalowych zasadniczo się nie zmieniają i są stałe w zakresie temperatur pracy urządzenia, dlatego też mogą być uznane za niezależne od temperatury. Dodatkowo, zakłada się, że wypełnienie ceramiczne i rury stalowe są ciałami izentropowymi o współczynniku przewodzenia ciepła niezależnym od kierunku;
- f. Uwzględnia się zmienność właściwości fizycznych powietrza wraz z temperaturą; Chociaż liczba Prandtla dla powietrza jest stała w szerokim zakresie temperatur, jednakże zmiana współczynnika lepkości kinematycznej w tym zakresie jest już znaczna.
- g. Zewnętrzna powierzchnia płaszcza ogrzewacza jest doskonale zaizolowana – zakłada się zatem brak strat ciepła do otoczenia.

Wszystkie elementy stanowiska badawczego, takie jak kanał powietrzny oraz sam ogrzewacz są zaizolowane warstwą wełny mineralnej o grubości 100 mm i współczynniku przewodzenia ciepła k_{ins} zmieniającym się od wartości 0,038 do 0,096 $\text{W/(m}\cdot\text{K)}$ w zakresie temperatur od 50°C do 400°C. Przyjmuje się zatem, że współczynnik przenikania ciepła do otoczenia U_{ex} jest równy zeru.

Biorąc pod uwagę przedstawione założenia upraszczające **a – g**, poniżej zapisany zostanie bilans ciepła dla objętości kontrolnej ogrzewacza o grubości Δz , przedstawionej na rys. 5.2. Bilans ciepła zostanie zapisany w postaci dwóch równań różniczkowych: jednego dla płynu i jednego dla wypełnienia.



Rys. 5.2. Uproszczony schemat bilansu energii dla wyodrębnionej objętości kontrolnej ogrzewacza akumulacyjnego [61].

Bazując na rysunku 5.2 zapisać można równanie zachowania energii dla powietrza przepływającego przez objętość kontrolną, zgodnie z następującym schematem:

$$\begin{aligned}
 \left[\begin{array}{l} \text{ciepło dostarczane} \\ \text{do objętości kontrolnej} \\ \text{wraz z przepływającym} \\ \text{plynem} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{ciepło przejmowane} \\ \text{od wypełnienia przez} \\ \text{przepływający płyn} \\ \text{na drodze konwekcji} \end{array} \right] = \\
 = \left[\begin{array}{l} \text{ciepło odprowadzane} \\ \text{z objętości kontrolnej} \\ \text{wraz z przepływającym} \\ \text{plynem} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{akumulacja ciepła} \\ \text{w płynie} \end{array} \right].
 \end{aligned} \tag{5.21}$$

Na podstawie równania (5.21), bilans ciepła dla danej objętości kontrolnej przyjmuje postać:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_f c_f \Big|_0^{T_f|_z} T_f|_z + h_f A_m \frac{\Delta z}{L} \left(T_m|_{z+\frac{\Delta z}{2}} - T_f|_{z+\frac{\Delta z}{2}} \right) = \\
 = \dot{m}_f c_f \Big|_0^{T_f|_{z+\Delta z}} T_f|_{z+\Delta z} + \varphi A_{ex} \Delta z \rho_f c_f \Big|_0^{T_f|_{z+\frac{\Delta z}{2}}} \frac{\partial T_f}{\partial t}
 \end{aligned} \tag{5.22}$$

gdzie h_f to zastępczy współczynnik wnikania ciepła od wypełnienia do przepływającego powietrza, natomiast T_m jest temperaturą wypełnienia w danej objętości kontrolnej ogrzewacza akumulacyjnego. Ponieważ wilgotność bezwzględna powietrza nie zmienia się w trakcie przepływu powietrza przez złożę, do obliczeń przyjmuje się ciepło właściwe c_f powietrza suchego. Entalpia właściwa powietrza w równaniu (5.22) obliczana jest wg wzoru:

$$i_f = c_f \Big|_0^{T_f} T_f, \tag{5.23}$$

gdzie temperatura płynu T_f podawana jest w °C. Pole przekroju poprzecznego ogrzewacza A_{ex} oraz porowatość złoża φ można obliczyć jako:

$$A_{ex} = \frac{\pi D_{ex}^2}{4}, \tag{5.24}$$

oraz

$$\varphi = \frac{V_f}{A_{ex} L}, \tag{5.25}$$

gdzie D_{ex} oznacza zewnętrzną średnicę płaszcza ogrzewacza, a L jego długość. Objętość powietrza wypełniającego wolne przestrzenie wewnątrz złoża wyznacza się jak poniżej na bazie wymiarów podanych na rys. 4.2a:

$$V_f = \frac{\pi}{4} \left[D_{sh}^2 - p D_{t,out}^2 + p (D_{t,int}^2 - m d_c^2) \right] L. \quad (5.26)$$

Należy tutaj przypomnieć, że kształtki ceramiczne ułożone są w $p = 8$ rurach rdzenia ogrzewacza, po $m = 7$ rzędów kształtek w każdej. Dodatkowo, symbol A_m w równaniu (5.22) oznacza się powierzchnię wymiany ciepła, którą oblicza się dla zadanej geometrii ogrzewacza akumulacyjnego:

$$A_m = \pi \left[p (m d_c + D_{t,int} + D_{t,out}) + D_{sh} \right] L. \quad (5.27)$$

Wprowadzając średnie ciepło właściwe powietrza c_f przy stałym ciśnieniu, które jest zdefiniowane jako:

$$c_f = \frac{c_f|_0^{T_f|_{z+\Delta z}} T_f|_{z+\Delta z} - c_f|_0^{T_f|_z} T_f|_z}{T_f|_{z+\Delta z} - T_f|_z}, \quad (5.28)$$

równanie (5.22) można zapisać jako:

$$\frac{h_f A_m}{L} \left(T_m|_{z+\frac{\Delta z}{2}} - T_f|_{z+\frac{\Delta z}{2}} \right) = \dot{m}_f c_f \frac{T_f|_{z+\Delta z} - T_f|_z}{\Delta z} + \varphi A_{ex} \rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t}. \quad (5.29)$$

Kiedy rozmiar podłużny objętości kontrolnej będzie zmierzać do zera $\Delta z \rightarrow 0$, wtedy równanie (5.29) można zapisać w postaci równania różniczkowego:

$$\frac{h_f A_m}{L} (T_m - T_f) = \dot{m}_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial z} + \varphi A_{ex} \rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t}. \quad (5.30)$$

Dodatkowo wprowadza się bezwymiarową współrzędną przestrzenną $z^+ = z/L$, przy czym

$$\frac{\partial T_f}{\partial z} = \frac{\partial T_f}{\partial z^+} \frac{\partial z^+}{\partial z}. \quad (5.31)$$

A zatem, przy uwzględnieniu (5.31), równanie bilansu ciepła dla powietrza może być przekształcone do postaci:

$$\frac{\dot{m}_f c_f}{h_f A_m} \frac{\partial T_f}{\partial z^+} + \frac{\varphi A_{ex} L \rho_f c_f}{h_f A_m} \frac{\partial T_f}{\partial t} = T_m - T_f. \quad (5.32)$$

Wprowadzając liczbę jednostek wymiany ciepła NTU_f oraz stałą czasową τ_f dla powietrza, definiowane odpowiednio jako:

$$NTU_f = \frac{h_f A_m}{\dot{m}_f c_f}, \quad (5.33)$$

oraz

$$\tau_f = \frac{m_f c_f}{h_f A_m}, \quad (5.34)$$

równanie (5.32) ostatecznie przyjmuje postać:

$$\frac{1}{NTU_f} \frac{\partial T_f}{\partial z^+} + \tau_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = T_m - T_f. \quad (5.35)$$

Symbolem m_f we wzorze (5.34) oznacza się masę powietrza wypełniającego wolne przestrzenie w złożu ogrzewacza. Można ją obliczyć korzystając z wyznaczonej ze wzoru (5.25) porowatości złoża:

$$m_f = \varphi A_{ex} L \rho_f. \quad (5.36)$$

W modelu uwzględnia się zmianę właściwości fizycznych powietrza z temperaturą. A zatem, gęstość powietrza ρ_f oraz średnie ciepło właściwe c_f w funkcji temperatury T_f wyznaczyć można ze wzorów:

$$\rho_f = (0,784 + 0,00288 T_f)^{-1}, \quad (5.37)$$

oraz

$$c_f = 1006 + 0,02381 T_f + 0,0002976 T_f^2. \quad (5.38)$$

W kolejnym kroku zostanie wyprowadzone równanie różniczkowe pozwalające na wyznaczenie rozkładu temperatury po długości złoża ogrzewacza.

Równanie zachowania energii zapisane dla ciała stałego znajdującego się w danej objętości kontrolnej zapisać można zgodnie z następującym schematem:

$$\left[\begin{array}{c} \text{akumulacja ciepła} \\ \text{w wypełnieniu} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{ciepło oddawane} \\ \text{na drodze konwekcji} \\ \text{z wypełnienia do} \\ \text{przepływającego płynu} \end{array} \right], \quad (5.39)$$

a zatem:

$$(m_c c_c + m_{st} c_{st}) \frac{\Delta z}{L} \frac{\partial T_m}{\partial t} = -h_f A_m \frac{\Delta z}{L} \left(T_m \Big|_{z+\frac{\Delta z}{2}} - T_f \Big|_{z+\frac{\Delta z}{2}} \right). \quad (5.40)$$

gdzie m_c i m_{st} to masy, a c_c i c_{st} ciepła właściwe, odpowiednio, wypełnienia ceramicznego i rur stalowych. Można je odczytać z tabeli 4.1 i 4.2. Wprowadzając stałą czasową τ_m złoża:

$$\tau_m = \frac{m_c c_c + m_{st} c_{st}}{h_f A_m} \quad (5.41)$$

równanie (5.40) przyjmuje postać:

$$\tau_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = -(T_m - T_f). \quad (5.42)$$

Równania (5.35) i (5.42) podlegają następującym warunkom początkowo-brzegowym:

- temperatura powietrza w przekroju wlotowym ogrzewacza (dla $z^+ = 0$) jest znana i równa:

$$T_f \Big|_{z^+=0} = T_{f,inlet}, \quad (5.43)$$

- zakłada się, że zarówno temperatura złoża jak i powietrza znajdującego się w ogrzewaczu w początkowej chwili czasu (dla $t = 0$) jest stała i wyrównana w całej objętości:

$$T_f|_{t=0} = T_0, \quad (5.44)$$

$$T_m|_{t=0} = T_0, \quad (5.45)$$

gdzie T_0 jest temperaturą początkową, wyrażoną w °C.

Przedstawione powyżej równania różniczkowe (5.35) i (5.42) wraz z warunkami początkowo-brzegowymi (5.43) – (5.45) pozwalają na określenie rozkładu i zmian temperatury zarówno w powietrzu jak i złożu elektrycznego ogrzewacza akumulacyjnego w funkcji bezwymiarowej współrzędnej przestrzennej z^+ i czasu t .

5.2.2. Model ogrzewacza akumulacyjnego z uwzględnieniem rozkładu temperatury w elementach ceramicznych złoża

Opracowanie modelu matematycznego ogrzewacza akumulacyjnego z uwzględnieniem rozkładu temperatury w wypełnieniu należy rozpocząć od zapisania ogólnego równania zachowania energii w postaci [100]:

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = -(\nabla \cdot \dot{\mathbf{q}}) - (\boldsymbol{\sigma} : \nabla \mathbf{w}) - \rho \left[\frac{1}{\rho} - T \left(\frac{\partial(1/\rho)}{\partial T} \right)_p \right] \frac{Dp}{Dt}. \quad (5.46)$$

Równanie (5.46) jest równaniem zachowania energii całkowitej (tj. energii mechanicznej i wewnętrznej). W tym równaniu występuje gradient wektora gęstości strumienia ciepła $-(\nabla \cdot \dot{\mathbf{q}})$, który, jeśli uwzględnia się prawo Fouriera, zapisać można jako $+(\nabla \cdot \mathbf{k} \nabla T)$. Jako \mathbf{k} oznacza się tensor przewodności cieplnej, który dla ciała anizotropowego, w układzie cylindrycznym, przy rozpatrywanych kierunkach r i z , może być zapisany jako:

$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} k_r & 0 \\ 0 & k_z \end{bmatrix}, \quad (5.47)$$

gdzie wielkości k_r i k_z są współczynnikami przewodzenia ciepła w kierunkach, odpowiednio: promieniowym r i osiowym z . Dla ciał izotropowych współczynnik przewodzenia ciepła jest skalarem [101] i będzie oznaczany jako k . Kolejno, człon $-(\boldsymbol{\sigma} : \nabla \mathbf{w})$, czyli iloczyn skalarny tensora naprężeń $\boldsymbol{\sigma}$ i tensora gradientu wektora prędkości płynu $\nabla \cdot \mathbf{w}$, związany jest z pracą wykonywaną przez warstwę płynu na sąsiednich warstwach w wyniku działania sił ścinających. Praca ta jest zamieniana na ciepło poprzez tarcie wewnętrzne (ang. *viscous dissipation*) [102]. W dalszych rozważaniach tarcie wewnętrzne warstw płynu może być pominięte, gdyż jego znaczenie uwzględnia się w przypadku przepływów z dużymi gradientami prędkości [100].

Dodatkowo, dla gazów doskonałych człon $\rho \left[\frac{1}{\rho} - T \left(\frac{\partial(1/\rho)}{\partial T} \right)_p \right]$ jest równy zeru, a w przypadku

gdy w układzie nie zmienia się ciśnienie, wtedy również $\frac{Dp}{Dt} = 0$ [100]. Symbol $\frac{D}{Dt}$ oznacza operator pochodnej substancjalnej zdefiniowany dla współrzędnych cylindrycznych jako:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + w_r \frac{\partial}{\partial r} + w_z \frac{\partial}{\partial z} \quad (5.48)$$

gdzie w_r i w_z są składowymi wektora prędkości \mathbf{w} , odpowiednio w kierunku promieniowym r i osiowym z . Biorąc pod uwagę powyższe założenia upraszczające można podsumować je następującymi równaniami:

$$-(\nabla \cdot \dot{\mathbf{q}}) = +(\nabla \cdot \mathbf{k}\nabla T), \quad (5.49)$$

$$-(\boldsymbol{\sigma} : \nabla \mathbf{w}) = 0, \quad (5.50)$$

$$\rho \left[\frac{1}{\rho} - T \left(\frac{\partial(1/\rho)}{\partial T} \right)_p \right] = 0, \quad (5.51)$$

oraz

$$\frac{Dp}{Dt} = 0. \quad (5.52)$$

Wtedy to równanie (5.46) przyjmuje postać [100]:

- dla płynu:

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (\mathbf{k}\nabla T), \quad (5.53)$$

gdzie

$$\frac{DT}{Dt} = \frac{\partial T}{\partial t} + w_r \frac{\partial T}{\partial r} + w_z \frac{\partial T}{\partial z}, \quad (5.54)$$

oraz

$$\nabla \cdot (\mathbf{k}\nabla T) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (5.55)$$

- dla ciała stałego – wypełnienia (przy $\mathbf{w} = 0$):

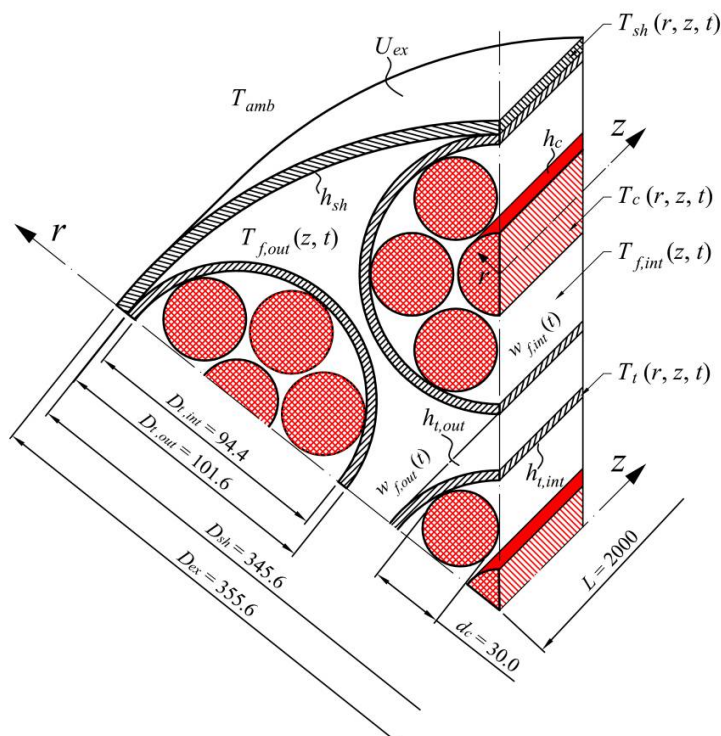
$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\mathbf{k}\nabla T), \quad (5.56)$$

gdzie

$$\nabla \cdot (\mathbf{k}\nabla T) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (5.57)$$

Ze względu na nieustalony charakter procesu wymiany ciepła między wypełnieniem ogrzewacza akumulacyjnego a płynem, oraz złożoną geometrię urządzenia, modelowanie przedstawionego układu byłoby bardzo pracochłonne. W związku z tym, poniżej przedstawione zostaną uproszczone modele numeryczne ogrzewacza akumulacyjnego, których dokładność jest wystarczająca dla obliczeń inżynierskich oraz podczas projektowania takich układów.

Na rys. 5.3 przedstawiono przekrój ogrzewacza akumulacyjnego opisywanego w rozdziale 4, wraz z oznaczeniami i najważniejszymi wymiarami.



Rys. 5.3. Przekrój ogrzewacza akumulacyjnego wraz z oznaczeniami, wymiary podano w mm [61].

Równania różniczkowe opisujące nieustalony rozkład temperatury w złożu ogrzewacza jak i w przepływającym powietrzu wyprowadzane będą z uwzględnieniem następujących założeń upraszczających:

- wymiana ciepła przez konwekcję dominuje podczas przepływu powietrza przez złożo, a zatem przewodzenie ciepła w powietrzu w kierunku osiowym może zostać pominięte – uzasadnienie – warunek **a** w rozdz. 5.2.1;
- temperatura powietrza przepływającego przez złożo jest funkcją czasu t i współrzędnej osiowej z , oraz jest wyrównana w przekroju poprzecznym ogrzewacza – uzasadnienie – warunek **d** w rozdz. 5.2.1;
- właściwości fizyczne wypełnienia ceramicznego i rur stalowych są stałe w zakresie temperatur pracy urządzenia, dlatego też mogą być uznane za niezależne od temperatury. Dodatkowo, zakłada się, że wypełnienie ceramiczne i rury stalowe są ciałami izentropowymi o współczynniku przewodzenia ciepła niezależnym od kierunku, wtedy $k_r = k_z = k$;
- uwzględnia się zmienność właściwości fizycznych powietrza wraz z temperaturą – uzasadnienie – warunek **f** w rozdz. 5.2.1;
- zewnętrzna powierzchnia płaszczka urządzenia jest doskonale zaizolowana –zakłada się brak strat ciepła do otoczenia – uzasadnienie – warunek **g** w rozdz. 5.2.1;

A zatem, w odróżnieniu od modelu jednowymiarowego opisanego w rozdz. 5.2.1, przedstawiony poniżej model matematyczny uwzględnia geometrię ogrzewacza akumulacyjnego, oraz bierze pod uwagę rozkład temperatury wewnątrz wypełnienia ceramicznego oraz rur stalowych.

Równania zachowania energii oraz warunki brzegowe dla płynu i wypełnienia można zapisać następująco (wg rys. 5.3):

- **wypełnienie** – element ceramiczne ułożone wewnątrz rur rdzenia ogrzewacza:

Równanie przewodzenia ciepła może być zapisane dla wypełnienia ceramicznego zgodnie z równaniami (5.56) i (5.57):

$$\rho_c c_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_c \frac{\partial T_c}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_c \frac{\partial T_c}{\partial z} \right), \quad (5.58)$$

gdzie indeksem c oznaczono wielkości odnoszące się do złoża ceramicznego, natomiast indeksem f,int – do płynu przepływającego wewnątrz rur rdzenia. Równanie (5.58) podlega następującym warunkom brzegowym:

$$-k_c \frac{\partial T_c}{\partial r} \Big|_{r=0,5d_c} = h_c \left(T_c \Big|_{r=0,5d_c} - T_{f,int} \right), \quad (5.59)$$

$$k_c \frac{\partial T_c}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0, \quad (5.60)$$

$$k_c \frac{\partial T_c}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad (5.61)$$

przy czym współczynnik wnikania ciepła h_c jest wyznaczany na powierzchni bocznej cylindrów ceramicznych o średnicy d_c , stąd $r = 0,5 \cdot d_c$. Przyjmuje się także, poprzez równania (5.60) i (5.61), że powierzchnie czołowe elementów ceramicznych prostopadłe do kierunku przepływu płynu, zarówno w przekroju wlotowym ($z = 0$) jak i wylotowym ($z = L$) nie biorą udziału w wymianie ciepła.

- **płyn** – przepływ powietrza kontaktującego się z wypełnieniem ceramicznym wewnątrz rur rdzenia ogrzewacza:

Równanie zachowania energii dla płynu, wg równań (5.53) – (5.55), zapisać można w następujący sposób:

$$\rho_f c_f \left(\frac{\partial T_{f,int}}{\partial t} + w_{f,int} \frac{\partial T_{f,int}}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial T_{f,int}}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_f \frac{\partial T_{f,int}}{\partial z} \right). \quad (5.62)$$

Zakłada się również, wg warunku upraszczającego **b**, że prędkość powietrza w kierunku osiowym w_z jest równa mierzonej prędkości płynu w_f , a zatem $w_z = w_f$. Prędkość powietrza płynącego w rurze rdzenia ogrzewacza oznacza się jako $w_{f,int}$. Warunek brzegowy dla płynu zakłada, że w każdej chwili czasu temperatura płynu w przekroju wlotowym rury rdzenia ogrzewacza jest znana i równa $T_{f,inlet}$:

$$T_{f,int} \Big|_{z=0} = T_{f,inlet}. \quad (5.63)$$

Warunki brzegowe na powierzchni cylindra ceramicznego ($r = 0,5 \cdot d_c$) jak i na wewnętrznej powierzchni rur stalowych ($r = 0,5 \cdot D_{t,int}$) zapisano jak poniżej:

$$-k_f \frac{\partial T_{f,int}}{\partial r} \Big|_{r=0,5d_c} = h_c \left(T_c \Big|_{r=0,5d_c} - T_{f,int} \right), \quad (5.64)$$

$$k_f \frac{\partial T_{f,int}}{\partial r} \Big|_{r=0,5D_{t,int}} = h_{t,int} \left(T_t \Big|_{r=0,5D_{t,int}} - T_{f,int} \right), \quad (5.65)$$

gdzie: $D_{t,int}$ jest średnicą wewnętrzną stalowej rury rdzenia ogrzewacza, a $h_{t,int}$ jest współczynnikiem wnikania ciepła wyznaczonym na wewnętrznej powierzchni rury.

- **wypełnienie** – rury rdzenia ogrzewacza

Równanie przewodzenia ciepła dla rur stalowych stanowiących rdzeń zapisać można jako:

$$\rho_{st} c_{st} \frac{\partial T_t}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_{st} \frac{\partial T_t}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_{st} \frac{\partial T_t}{\partial z} \right), \quad (5.66)$$

przy czym indeks dolny t oznacza wielkości przypisane do rur, a st dla stali z której są one wykonane. Kolejno, równanie (5.66) podlega następującym warunkom brzegowym:

$$k_{st} \frac{\partial T_t}{\partial r} \Big|_{r=0,5D_{t,int}} = h_{t,int} \left(T_t \Big|_{r=0,5D_{t,int}} - T_{f,int} \right), \quad (5.67)$$

$$-k_{st} \frac{\partial T_t}{\partial r} \Big|_{r=0,5D_{t,out}} = h_{t,out} \left(T_t \Big|_{r=0,5D_{t,out}} - T_{f,out} \right), \quad (5.68)$$

$$k_{st} \frac{\partial T_t}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0, \quad (5.69)$$

$$k_{st} \frac{\partial T_t}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad (5.70)$$

przy czym $h_{t,out}$ jest współczynnikiem wnikania ciepła na zewnętrznej powierzchni rury rdzenia ($r = 0,5 \cdot D_{t,out}$), a indeks dolny f,out odnosi się do płynu przepływającego w przestrzeni międzyrurowej – pomiędzy rurami stalowymi a płaszczem zewnętrznym ogrzewacza.

- **płyn** – powietrze przepływające w przestrzeni międzyrurowej:

Równanie zachowania energii dla płynu przepływającego w przestrzeni pomiędzy rurami rdzenia a płaszczem zewnętrznym zapisuje się w postaci:

$$\rho_f c_f \left(\frac{\partial T_{f,out}}{\partial t} + w_{f,out} \frac{\partial T_{f,out}}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial T_{f,out}}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_f \frac{\partial T_{f,out}}{\partial z} \right), \quad (5.71)$$

a jako $w_{f,out}$ oznacza się prędkość płynu w tej przestrzeni. Warunek brzegowy dla płynu zapisuje się podobnie jak w równaniu (5.63):

$$T_{f,out} \Big|_{z=0} = T_{f,inlet}. \quad (5.72)$$

Konwekcyjne warunki brzegowe nałożone są na zewnętrznej powierzchni rury rdzenia, o średnicy $D_{t,out}$ ($r = 0,5 \cdot D_{t,out}$), oraz na wewnętrznej powierzchni płaszcza o średnicy D_{sh} ($r = 0,5 \cdot D_{sh}$), a zatem:

$$-k_f \frac{\partial T_{f,out}}{\partial r} \Big|_{r=0,5D_{t,out}} = h_{t,out} \left(T_t \Big|_{r=0,5D_{t,out}} - T_{f,out} \right), \quad (5.73)$$

$$k_f \frac{\partial T_{f,out}}{\partial r} \Big|_{r=0,5D_{sh}} = h_{sh} \left(T_{sh} \Big|_{r=0,5D_{sh}} - T_{f,out} \right), \quad (5.74)$$

przy czym $h_{t,out}$ i h_{sh} to współczynniki wnikania ciepła, odpowiednio, na zewnętrznej powierzchni rury rdzenia i wewnętrznej powierzchni płaszczu ogrzewacza.

- **wypełnienie** – płaszcz zewnętrzny ogrzewacza:

Równanie przewodzenia ciepła w płaszczu zewnętrznym:

$$\rho_{st} c_{st} \frac{\partial T_{sh}}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_{sh} \frac{\partial T_{sh}}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_{sh} \frac{\partial T_{sh}}{\partial z} \right), \quad (5.75)$$

podlega następującym warunkom brzegowym

$$k_{st} \frac{\partial T_{sh}}{\partial r} \Big|_{r=0,5D_{sh}} = h_{sh} \left(T_{sh} \Big|_{r=0,5D_{sh}} - T_{f,out} \right), \quad (5.76)$$

$$-k_{st} \frac{\partial T_{sh}}{\partial r} \Big|_{r=0,5D_{ex}} = U_{ex} \left(T_{sh} \Big|_{r=0,5D_{ex}} - T_{amb} \right), \quad (5.77)$$

$$k_{st} \frac{\partial T_{sh}}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0, \quad (5.78)$$

$$k_{st} \frac{\partial T_{sh}}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0. \quad (5.79)$$

W równaniu (5.77) U_{ex} to współczynnik przenikania ciepła dla płaszczu, natomiast T_{amb} jest temperaturą otoczenia.

Jako warunek początkowy przyjmuje się, że w chwili czasu $t=0$ temperatura wypełnienia ceramicznego, płynu, rur stalowych i płaszczu jest wyrównana w całej objętości i po długości ($0 \leq z \leq L$) ogrzewacza akumulacyjnego i wynosi T_0 , a zatem dla:

- elementów cylindrycznych:

$$T_c \Big|_{t=0} = T_0 \quad \text{dla} \quad 0 \leq r \leq 0,5d_c, \quad (5.80)$$

- płynu w rurach rdzenia:

$$T_{f,int} \Big|_{t=0} = T_0 \quad \text{dla} \quad 0,5d_c \leq r \leq 0,5D_{t,int}, \quad (5.81)$$

- rur rdzenia ogrzewacza:

$$T_t \Big|_{t=0} = T_0 \quad \text{dla} \quad 0,5D_{t,int} \leq r \leq 0,5D_{t,out}, \quad (5.82)$$

- płynu w przestrzeni międzyrurowej:

$$T_{f,out} \Big|_{t=0} = T_0 \quad \text{dla} \quad 0,5D_{t,out} \leq r \leq 0,5D_{sh}, \quad (5.83)$$

- płaszczu zewnętrznego:

$$T_{sh} \Big|_{t=0} = T_0, \quad \text{dla} \quad 0,5D_{sh} \leq r \leq 0,5D_{ex}. \quad (5.84)$$

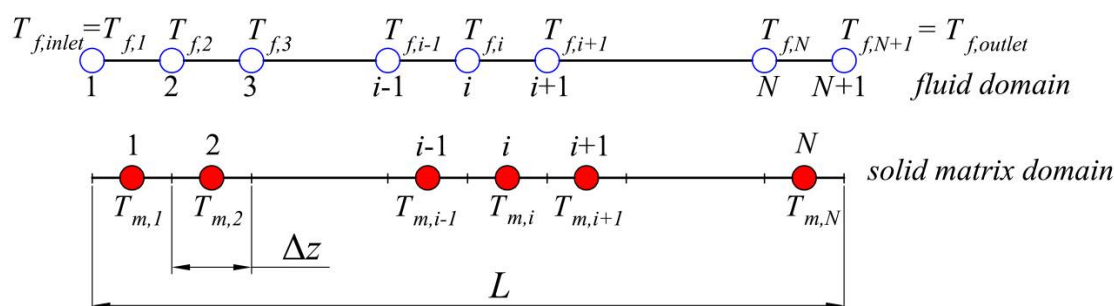
Rozkład temperatury w wypełnieniu ceramicznym, rurach stalowych, płaszczu ogrzewacza, oraz w powietrzu zostanie wyznaczony poprzez rozwiązanie równań (5.58), (5.62), (5.66) i (5.71) w oparciu o metodę objętości skończonych (ang. *Finite Volume Method* – FVM) [101].

6. Obliczenia numeryczne

Metoda objętości skończonych (FVM) jest uniwersalną i efektywną metodą rozwiązywania równań różniczkowych cząstkowych opisujących zagadnienia wymiany ciepła. Metoda ta polega na podziale analizowanego obszaru na objętości kontrolne, o wymiarach Δz i Δr , i całkowania po nich równania przewodzenia ciepła. Metoda objętości skończonych zyskała bardzo dużą popularność, szczególnie w rozwiązywaniu równań mechaniki płynów.

6.1. Rozwiązania dla modelu jednowymiarowego

Aby wyznaczyć rozkład temperatury dla powietrza i wypełnienia ogrzewacza akumulacyjnego, złożę ogrzewacza zostało podzielone na N , natomiast powietrze na $N+1$ objętości kontrolnych wzdłuż drogi przepływu. W ten sposób utworzono siatkę objętości kontrolnych pokazaną na rys. 6.1.



Rys. 6.1. Schemat podziału analizowanego obszaru na objętości kontrolne dla modelu jednowymiarowego, ● – złożę ogrzewacza, ○ – powietrze [61].

W złożu ogrzewacza akumulacyjnego, cylindryczne elementy ceramiczne są umieszczone w sposób uporządkowany w $p = 8$ stalowych rurach rdzenia. W każdej z nich ułożone jest $m = 7$ rzędów po 64 elementy ceramiczne w każdym rzędzie. W związku z tym przyjęto, że ilość węzłów w siatce odpowiadać będzie liczbie elementów ceramicznych umieszczonych w rurach stalowych w każdym rzędzie, czyli $N = 64$. A zatem, gdy rozmiar siatki Δz jest równy wysokości cylindra ceramicznego (30 mm), bezwymiarowa współrzędna przestrzenna jest zdefiniowana jako:

$$\Delta z^+ = \frac{\Delta z}{L} = \frac{1}{N}. \quad (6.1)$$

Współrzędne środków objętości kontrolnych wyznaczane są jak poniżej:

- dla domeny płynu:

$$z_i = (i-1)\Delta z, \text{ dla } i = 1, \dots, N+1, \quad (6.2)$$

- dla domeny wypełnienia:

$$z_i = (i-1)\Delta z + \frac{\Delta z}{2}, \text{ dla } i = 1, \dots, N, \quad (6.3)$$

- dla domeny płynu i wypełnienia:

$$t_n = n \cdot \Delta t, \text{ dla } n = 0, 1, 2, \dots, \quad (6.4)$$

gdzie n jest numerem, a Δt rozmiarem kroku czasowego.

W kolejnej części tego rozdziału oceniona zostanie dokładność wybranych schematów różnicowych zastosowanych w późniejszych obliczeniach.

6.1.1. Schematy różnicowe dla metody objętości skończonych

Metoda różnic skończonych (MRS) jest jedną z najczęściej stosowanych metod rozwiązywania równań różniczkowych cząstkowych. W MRS równania różniczkowe zastępuje się równaniami różnicowymi, których rozwiązanie daje przybliżone wartości funkcji w wyznaczonych punktach zwanych węzłami. Równania różniczkowe rozwiązuje się dla współrzędnych środków ciężkości objętości kontrolnych, które uzyskuje się przez dyskretyzację rozważanych geometrii. Dzięki temu rozwiązanie zagadnień brzegowych lub początkowo-brzegowych sprowadza się do rozwiązania układów równań algebraicznych. MRS została wybrana do obliczeń ponieważ jest łatwa w implementacji, szybka, dokładna (przy dobranym małym kroku czasowym) i łatwa do zastosowania dla jedno- i dwuwymiarowych zagadnień wymiany ciepła. Ponadto, w przeciwieństwie do metod analitycznych, w MRS można również uwzględnić zmianę właściwości fizycznych ciała stałego i płynu z temperaturą.

Porównane zostaną ze sobą trzy schematy MRS: schemat jawny i niejawny, o dokładnościach pierwszego rzędu, oraz metoda Cranka–Nicolson o dokładności drugiego rzędu. Wyniki obliczeń dla tych schematów zostaną poddane weryfikacji poprzez porównanie ich z wynikami otrzymanymi ze ścisłego rozwiązania analitycznego. Obliczenia przeprowadzono dla uproszczonego, jednowymiarowego modelu ogrzewacza akumulacyjnego przedstawionego w rozdziale 5.2.1.

Poddając dyskretyzacji równania bilansu energii dla powietrza (5.35) i wypełnienia (5.42), oraz zastępując pochodne ilorazami różnicowymi, otrzymuje się odpowiednie równania, różniące się w zależności od wykorzystywanego schematu [103, 104].

A. Schemat jawny

Dla schematu jawnego równania (5.35) i (5.42) można zapisać odpowiednio:

- dla powietrza

$$\frac{1}{NTU_f^n} \frac{T_{f,i+1}^n - T_{f,i}^n}{\Delta z^+} + \tau_f^n \frac{T_{f,i+1}^{n+1} - T_{f,i+1}^n}{\Delta t} = T_{m,i}^n - \frac{T_{f,i+1}^n + T_{f,i}^n}{2}, \quad (6.5)$$

- dla wypełnienia

$$\tau_m^n \frac{T_{m,i}^{n+1} - T_{m,i}^n}{\Delta t} = - \left(T_{m,i}^n - \frac{T_{f,i+1}^n + T_{f,i}^n}{2} \right). \quad (6.6)$$

Po przekształceniu równań (6.5) i (6.6) tak, aby możliwe było wyznaczenie temperatur $T_{f,i+1}^{n+1}$ oraz $T_{m,i}^{n+1}$, otrzymuje się po N równań algebraicznych z jedną niewiadomą:

$$T_{f,i+1}^{n+1} = T_{f,i+1}^n + \left[T_{m,i}^n - \frac{T_{f,i+1}^n + T_{f,i}^n}{2} - \frac{1}{NTU_f^n} \frac{T_{f,i+1}^n - T_{f,i}^n}{\Delta z^+} \right] \frac{\Delta t}{\tau_f^n}, \quad (6.7)$$

oraz

$$T_{m,i}^{n+1} = T_{m,i}^n - \left(T_{m,i}^n - \frac{T_{f,i+1}^n + T_{f,i}^n}{2} \right) \frac{\Delta t}{\tau_m^n}. \quad (6.8)$$

Stąd, w sposób jawny – bezpośredni – możliwe jest wyznaczenie temperatur, kolejno powietrza i wypełnienia, we wszystkich N węzłach siatki różnicowej w kolejnym $n+1$ kroku czasowym.

B. Schemat niejawny

Dla schematu niejawnego równania (5.35) i (5.42) zapisuje się:

- dla powietrza

$$\frac{1}{NTU_f^n} \frac{T_{f,i+1}^{n+1} - T_{f,i}^{n+1}}{\Delta z^+} + \tau_f^n \frac{T_{f,i+1}^{n+1} - T_{f,i+1}^n}{\Delta t} = T_{m,i}^{n+1} - \frac{T_{f,i+1}^{n+1} + T_{f,i}^{n+1}}{2}, \quad (6.9)$$

- dla wypełnienia

$$\tau_m^n \frac{T_{m,i}^{n+1} - T_{m,i}^n}{\Delta t} = - \left(T_{m,i}^{n+1} - \frac{T_{f,i+1}^{n+1} + T_{f,i}^{n+1}}{2} \right). \quad (6.10)$$

W tym przypadku otrzymuje się dwa układy równań z N niewiadomymi, w których poszczególne równania dla danych objętości kontrolnych przyjmują postać:

$$T_{f,i+1}^{n+1} - \frac{\Delta t}{\tau_f^n} \left[T_{m,i}^{n+1} - \frac{T_{f,i+1}^{n+1} + T_{f,i}^{n+1}}{2} - \frac{1}{NTU_f^n} \frac{T_{f,i+1}^{n+1} - T_{f,i}^{n+1}}{\Delta z^+} \right] = T_{f,i+1}^n, \quad (6.11)$$

oraz

$$T_{m,i}^{n+1} + \left(T_{m,i}^{n+1} - \frac{T_{f,i+1}^{n+1} + T_{f,i}^{n+1}}{2} \right) \frac{\Delta t}{\tau_m^n} = T_{m,i}^n. \quad (6.12)$$

Otrzymane układy równań można rozwiązać numerycznie, np. za pomocą metody Gaussa–Seidla [104].

C. Metoda Cranka–Nicolson

Ta metoda rozwiązywania parabolicznych równań różniczkowych cząstkowych została opracowana przez J. Cranka i P. Nicolson w połowie XX stulecia. Jest ona połączeniem schematów jawnego i niejawnego, a ponadto charakteryzuje się dokładnością drugiego rzędu ze względu na czas [105, 106, 107]. Rozwiązanie otrzymywane w tej metodzie jest średnią rozwiązania dla schematu jawnego i niejawnego. Równania (5.35) i (5.42) zgodnie z metodą Cranka–Nicolson można zapisać następująco:

$$\tau_f^n \frac{T_{f,i+1}^{n+1} - T_{f,i+1}^n}{\Delta t} = \beta \left[T_{m,i}^n - \frac{T_{f,i+1}^n + T_{f,i}^n}{2} - \frac{1}{NTU_f^n} \frac{T_{f,i+1}^n - T_{f,i}^n}{\Delta z^+} \right] + (1-\beta) \left[T_{m,i}^{n+1} - \frac{T_{f,i+1}^{n+1} + T_{f,i}^{n+1}}{2} - \frac{1}{NTU_f^n} \frac{T_{f,i+1}^{n+1} - T_{f,i}^{n+1}}{\Delta z^+} \right], \quad (6.13)$$

oraz

$$\tau_m^n \frac{T_{m,i}^{n+1} - T_{m,i}^n}{\Delta t} = -\beta \left(T_{m,i}^n - \frac{T_{f,i+1}^n + T_{f,i}^n}{2} \right) - (1-\beta) \left(T_{m,i}^{n+1} - \frac{T_{f,i+1}^{n+1} + T_{f,i}^{n+1}}{2} \right). \quad (6.14)$$

Dla powyższych równań, przyjmując $\beta = 1$ – otrzyma się rozwiązanie dla schematu jawnego, natomiast, jeśli $\beta = 0$, wtedy równania przyjmą postać odpowiednią dla schematu niejawnego. W metodzie Cranka–Nicolson, tak jak w schemacie niejawnym, otrzymuje się dwa układy równań z N niewiadomymi, w których poszczególne równania dla danych węzłów przyjmują postać, przy $\beta = 0,5$:

$$T_{f,i+1}^{n+1} - \frac{\Delta t}{2\tau_f^n} \left[T_{m,i}^{n+1} - \frac{T_{f,i+1}^{n+1} + T_{f,i}^{n+1}}{2} - \frac{1}{NTU_f^n} \frac{T_{f,i+1}^{n+1} - T_{f,i}^{n+1}}{\Delta z^+} \right] =$$

$$= T_{f,i+1}^n + \frac{\Delta t}{2\tau_f^n} \left[T_{m,i}^n - \frac{T_{f,i+1}^n + T_{f,i}^n}{2} - \frac{1}{NTU_f^n} \frac{T_{f,i+1}^n - T_{f,i}^n}{\Delta z^+} \right], \quad (6.15)$$

oraz

$$T_{m,i}^{n+1} + \frac{\Delta t}{2\tau_m} \left(T_{m,i}^{n+1} - \frac{T_{f,i+1}^{n+1} + T_{f,i}^{n+1}}{2} \right) = T_{m,i}^n - \frac{\Delta t}{2\tau_m} \left(T_{m,i}^n - \frac{T_{f,i+1}^n + T_{f,i}^n}{2} \right). \quad (6.16)$$

Otrzymane dwa układy N równań z N niewiadomymi można rozwiązać również za pomocą metody Gaussa–Seidla.

Kolejno, warunek brzegowy i warunki początkowe dla wszystkich opisanych schematów różnicowych są takie same i zostaną przedstawione poniżej:

- warunek brzegowy z równania (5.43) przyjmuje postać:

$$T_{f,1}^n = T_{f,inlet}, \quad \text{dla } n=0,1,\dots, \quad (6.17)$$

- warunki początkowe z (5.44) i (5.45) są następujące:

$$T_{f,i}^0 = T_0, \quad \text{dla } i=1,\dots,N+1, \quad (6.18)$$

$$T_{m,i}^0 = T_0, \quad \text{dla } i=1,\dots,N. \quad (6.19)$$

Wyniki w postaci rozkładu temperatury w płynie i wypełnieniu wzdłuż kierunku przepływu powietrza, uzyskane przez rozwiązanie równań bilansu ciepła (5.35) i (5.42) za pomocą MRS i z zastosowaniem różnych schematów różnicowych, porównane zostaną z wynikami uzyskanymi ze ścisłego rozwiązania analitycznego.

6.1.2. Ścisłe rozwiązanie analityczne

Rozwiązanie analityczne dla przypadku opisanego poniżej znaleźć można w pracy [108]. Na wstępie konieczne jest wprowadzenie nadmiarowych temperatur powietrza θ_f i wypełnienia θ_m . Są one zdefiniowane jako różnice pomiędzy rzeczywistymi temperaturami, odpowiednio, powietrza T_f i wypełnienia T_m , a temperaturą początkową T_0 , tj.

$$\theta_f = T_f - T_0, \quad (6.20)$$

oraz

$$\theta_m = T_m - T_0. \quad (6.21)$$

Zakłada się, że powietrze i wypełnienie w chwili początkowej $t = 0$ nagrzane są do tej samej temperatury T_0 .

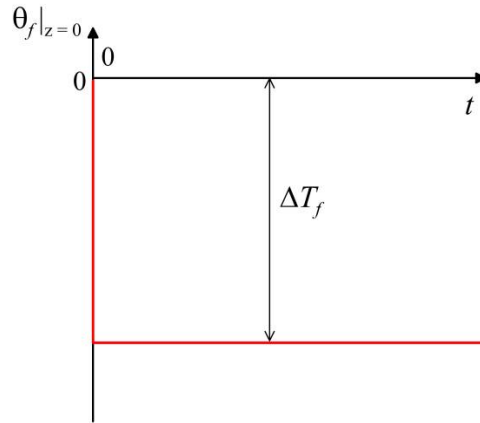
Ścisłe rozwiązanie analityczne obejmuje przypadek skokowej zmiany temperatury powietrza włączanego do wnętrza ogrzewacza akumulacyjnego. W chwili początkowej $t = 0$ temperatura powietrza na wlocie do ogrzewacza $T_f|_{z=0}$ jest równa temperaturze początkowej T_0 złoża

$$\theta_f|_{z=0} = 0, \quad \text{dla } t=0. \quad (6.22)$$

Po skokowej zmianie temperatury powietrza na wlocie, w czasie $t > 0$ różnica między temperaturą wypełnienia a powietrza jest stała. Wtedy warunek brzegowy przyjmuje postać

$$\theta_f|_{z=0} = -\Delta T_f, \quad \text{dla } t > 0, \quad (6.23)$$

jak przedstawiono na rys. 6.2.



Rys. 6.2. Warunek brzegowy, użyty w rozwiązaniu analitycznym, wyrażony dla nadmiarowej temperatury powietrza, gdzie $\Delta T_f = T_0 - T_f|_{z=0}$.

Warunki początkowe przyjmują wtedy postać:

$$\theta_f|_{t=0} = 0, \quad (6.24)$$

oraz

$$\theta_m|_{t=0} = 0. \quad (6.25)$$

Dla tak zdefiniowanego przypadku rozwiązanie analityczne równań (5.35) i (5.42) przyjmuje postać:

$$\frac{\theta_f}{\Delta T_f} = -U(\xi, \eta) \exp[-(\xi + \eta)], \quad \text{dla } t \geq t_{pr}, \quad (6.26)$$

oraz

$$\frac{\theta_m}{\Delta T_f} = -[U(\xi, \eta) - I_0(2\sqrt{\xi\eta})] \exp(-(\xi + \eta)), \quad \text{dla } t \geq t_{pr}, \quad (6.27)$$

gdzie:

$$\xi = \frac{z NTU_f}{L}, \quad (6.28)$$

$$\eta = \frac{t - t_{pr}}{\tau_m}, \quad (6.29)$$

$$t_{pr} = z^+ NTU_f \tau_f, \quad (6.30)$$

$$U(\xi, \eta) = \exp(\xi + \eta) - \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{\xi}{\eta}\right)^{\frac{n}{2}} I_n(2\sqrt{\xi\eta}). \quad (6.31)$$

Symbole $I_0(x)$ i $I_n(x)$ oznaczają zmodyfikowane funkcje Bessela pierwszego rodzaju, odpowiednio, rzędu zerowego i n -tego. Natomiast przez t_{pr} oznaczono czas jaki potrzebny jest dla cząsteczki płynu do przebycia drogi od przekroju wlotowego ogrzewacza ($z = 0$) do danego punktu oznaczonego współrzędną z . Czas t_{pr} można wyznaczyć jako:

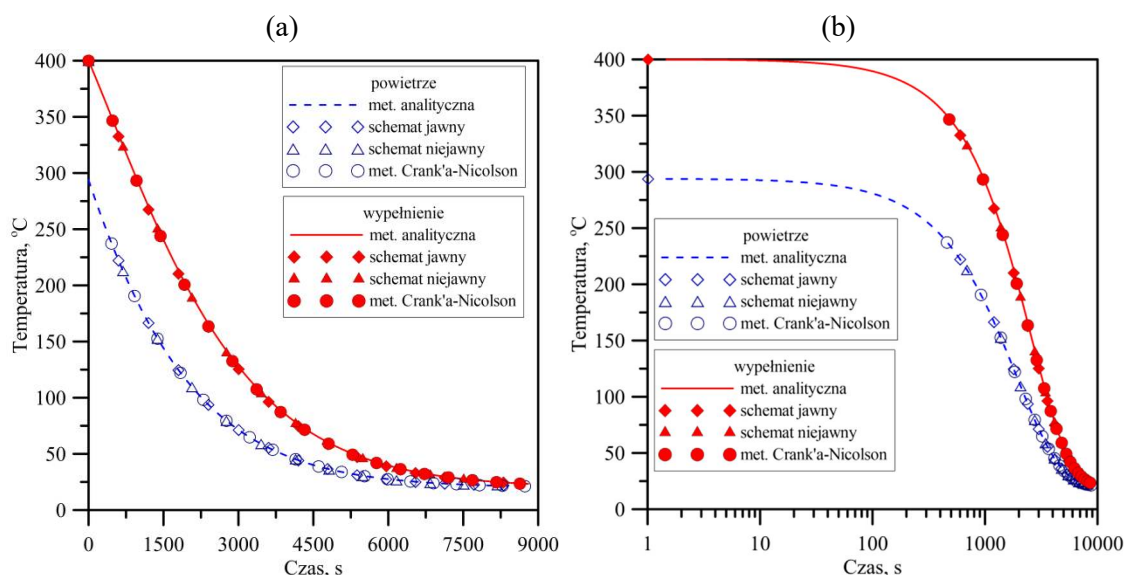
$$t_{pr} = \frac{z}{w_f}, \quad (6.32)$$

gdzie w_f jest prędkością przepływu płynu w złożu ogrzewacza. Należy tutaj zauważyć, że rozwiązania analityczne (6.26) i (6.27) są ważne dla czasów większych od t_{pr} .

6.1.3. Porównanie dokładności obliczeń metodą różnic skończonych w odniesieniu do wyników ze ścisłego rozwiązania analitycznego

W tym miejscu przedstawione zostanie porównanie dokładności opisanych schematów różnicowych, które mają być wykorzystane do rozwiązania różniczkowych równań bilansu ciepła dla powietrza i wypełnienia ogrzewacza akumulacyjnego. Podane i porównane zostaną wyniki otrzymane przy użyciu schematów różnicowych o pierwszym rzędzie dokładności (jawnego – równania (6.7)–(6.8) i niejawnego – równania (6.11)–(6.12)), oraz o drugim rzędzie dokładności (metoda Cranka–Nicolson – równania (6.15)–(6.16))

Na rysunkach 6.3 a i b zestawiono wyniki obliczeń otrzymanych z MRS oraz ze ścisłego rozwiązania analitycznego – równania (6.26) – (6.31).



Rys. 6.3. Zmiana temperatur powietrza T_f i wypełnienia T_m z czasem w przekroju wylotowym ogrzewacza akumulacyjnego ($z^+ = 1$); a) skala liniowa, b) skala półlogarytmiczna.

Obliczenia zostały przeprowadzone dla następujących danych: $NTU_f = 1,275$; $\tau_f = 0,357s$; $\tau_m = 1013,63s$; $T_0 = 400^\circ C$; $\Delta T_f = 380^\circ C$. Parametry te zostały wyznaczone w oparciu o rzeczywiste dane zebrane podczas pracy instalacji badawczej. Dodatkowo, przyjęty krok czasowy dla metody różnic skończonych: dla schematu jawnego i niejawnego to $\Delta t = 0,005s$, natomiast dla metody Cranka–Nicolson $\Delta t = 0,01s$. Optymalna wielkości kroku przestrzennego Δz^+ została dobrana na podstawie przeprowadzonej analizy wrażliwości wpływu rozmiarów siatki różnicowej na otrzymywane wyniki (ang. *grid independence study*). Na podstawie tabeli 6.1 dobrano bezwymiarowy krok przestrzenny $\Delta z^+ = 1/N$. Dla założonego $N = 64$ różnice między rozwiązaniem analitycznym a wynikami otrzymanymi z MRS nie przekraczają 0,4%. Pokazano to na rys. 6.4

Tabela 6.1. Wpływ doboru rozmiaru ilości objętości kontrolnych N w modelu jednowymiarowym na otrzymane wartości temperatur powietrza i wypełnienia w przekroju wylotowym ogrzewacza akumulacyjnego ($z^+ = 1$). Obliczenia wg metody Cranka–Nicolson.

Czas, s	Temperatura w przekroju wylotowym ogrzewacza ($z^+ = 1$), °C							
	rozwiązanie analityczne		metoda Cranka–Nicolson					
			$N = 35$		$N = 50$		$N = 64$	
	T_f	T_m	T_f	T_m	T_f	T_m	T_f	T_m
10	292,49	398,94	292,59	398,93	292,54	398,95	292,52	398,94
100	280,81	389,47	280,72	389,22	280,74	389,31	280,73	389,32
500	233,02	345,50	232,93	344,59	233,00	344,77	233,00	344,91
1000	183,53	290,95	183,48	289,59	183,54	290,05	183,54	290,30
2000	113,28	196,20	113,36	194,68	113,36	195,23	113,36	195,48
4000	47,63	83,08	47,68	82,15	47,69	82,50	47,69	82,66
6000	27,50	39,62	27,51	39,24	27,29	38,83	27,29	38,90
8000	21,91	25,57	21,89	25,44	21,80	25,16	21,80	25,18

Przyjęty krok czasowy dla schematu jawnego powinien spełniać warunek Couranta

$$\frac{\Delta t}{NTU_f \tau_f \Delta z^+} \leq 1, \quad (6.33)$$

co po przekształceniu

$$\Delta t \leq NTU_f \tau_f \Delta z^+, \quad (6.34)$$

i podstawieniu danych daje $\Delta t \leq 0,0071$ s. Oznacza to, że warunek Couranta został spełniony dla przyjętego dla schematu jawnego $\Delta t = 0,005$ s.

Błąd względny wyznaczania temperatury powietrza T_f i wypełnienia T_m w odniesieniu do ścisłego rozwiązania analitycznego oblicza się w następujący sposób:

- dla temperatury powietrza:

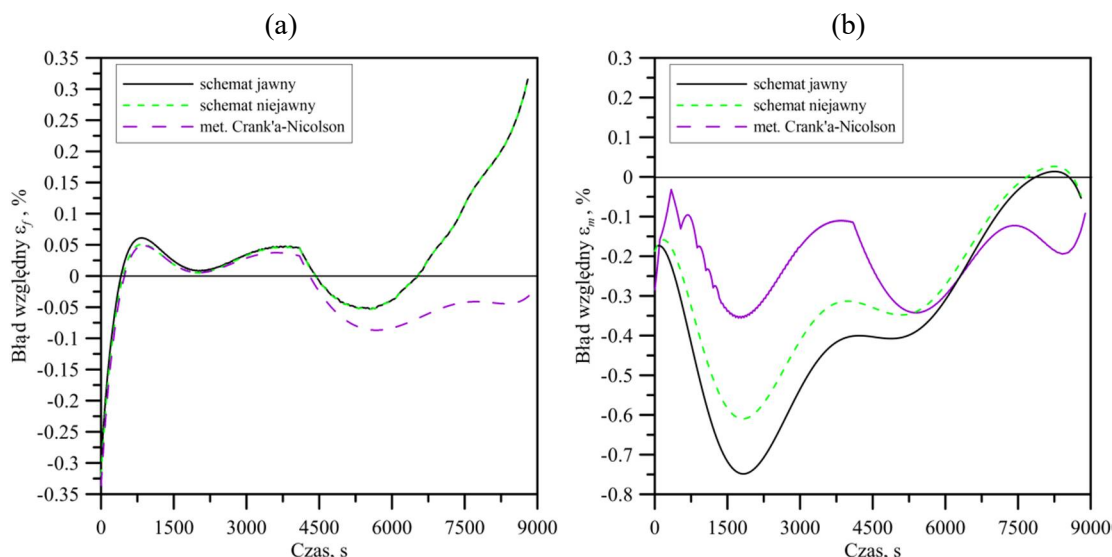
$$\varepsilon_f = \frac{T_{f,MRS}|_{z^+=1} - T_{f,an}|_{z^+=1}}{T_{f,max} - T_{f,inlet}} \cdot 100\%, \quad (6.35)$$

- dla temperatury wypełnienia:

$$\varepsilon_m = \frac{T_{m,MRS}|_{z^+=1} - T_{m,an}|_{z^+=1}}{T_0 - T_{f,inlet}} \cdot 100\%. \quad (6.36)$$

Wielkości ε_f i ε_m wyznacza się dla każdego kroku czasowego dla temperatur w przekroju wylotowym ogrzewacza akumulacyjnego, czyli dla współrzędnej $z^+ = 1$.

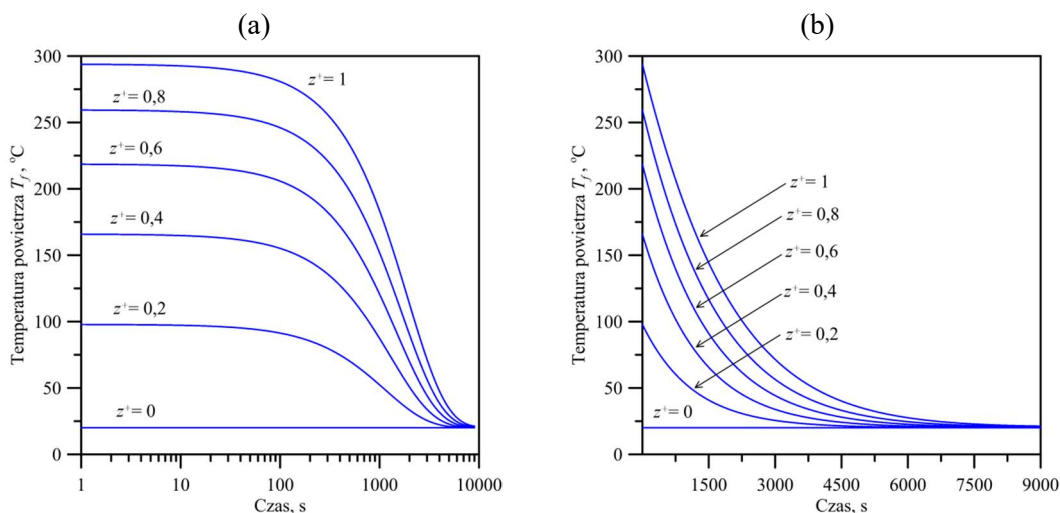
Błąd względny MRS w stosunku do metody analitycznej oblicza się jako iloraz różnicy temperatur wyznaczonych, kolejno z MRS ($T_{f,MRS}$) i metody analitycznej ($T_{f,an}$), do maksymalnej różnicy temperatur występującej w układzie. Dla powietrza jest to różnica maksymalnej temperatury $T_{f,max}$, którą osiąga powietrze w chwili czasu $t > 0$, oraz temperatury powietrza $T_{f,inlet}$ w przekroju wlotowym ogrzewacza. Natomiast, w przypadku wypełnienia, w mianowniku uwzględnia się temperaturę początkową wypełnienia T_0 oraz $T_{f,inlet}$. Obliczone w ten sposób błędy względne ε_f i ε_m przedstawiono na rys. 6.4.



Rys. 6.4. Błąd względny MRS w stosunku do metody analitycznej oszacowany dla:
 a) temperatury powietrza T_f ; b) temperatury wypełnienia T_m ; wyznaczanych w przekroju wylotowym ogrzewacza akumulacyjnego ($z^+ = 1$)

Jak pokazano na rys. 6.4 a i b, metoda Cranka–Nicolson, będąca metodą o drugim rzędzie dokładności, charakteryzuje się najmniejszymi wartościami błędów względnych spośród wszystkich analizowanych metod.

Przy wyznaczaniu temperatury powietrza (rys. 6.4a) zarówno schemat jawny jak i niejawny dają praktycznie te same wyniki, a zatem i błąd względny tych metod w czasie ma podobny przebieg. W tym przypadku metoda Cranka–Nicolson daje wyniki nie różniące się o więcej niż 0,1% od rozwiązania analitycznego. Natomiast przy wyznaczaniu temperatury wypełnienia T_m (rys. 6.4b) wszystkie z analizowanych metod dają wyniki niższe niż dla rozwiązania ścisłego, ale błąd względny ϵ_m nie przekracza tutaj 0,8%. Metoda Cranka–Nicolson i w tym przypadku pokazuje swoją przewagę, gdyż jej błąd względny sięga tutaj swojej wartości maksymalnej na poziomie 0,35%.

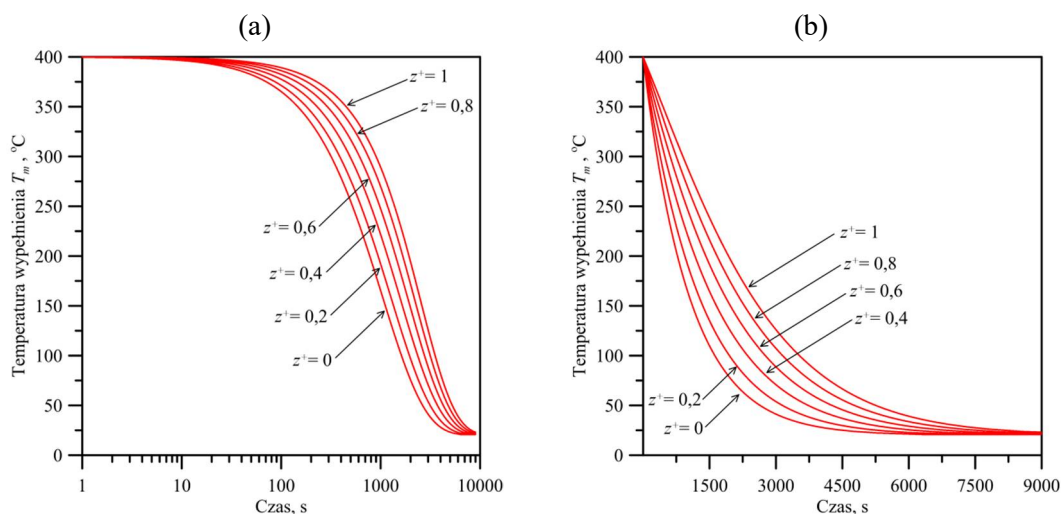


Rys. 6.5. Zmiana temperatury powietrza T_f w funkcji czasu dla różnych przekrojów ogrzewacza akumulacyjnego z^+ ; a) skala półlogarytmiczna, b) skala liniowa.

Kolejnym krokiem, po walidacji dokładności zaproponowanych schematów różnicowych MRS, jest przedstawienie wyników obliczeń rozkładu temperatur powietrza i wypełnienia

w funkcji czasu pracy ogrzewacza. Symulacje przeprowadzono dla podanych wcześniej parametrów pracy układu – rys. 6.5 i 6.6 – przy wykorzystaniu metody Cranka–Nicolson.

Na rys. 6.5. przedstawiono rozkład temperatury powietrza T_f w funkcji czasu i długości ogrzewacza – od $z^+ = 0$ (przekrój wlotowy), do $z^+ = 1$ (przekrój wylotowy).



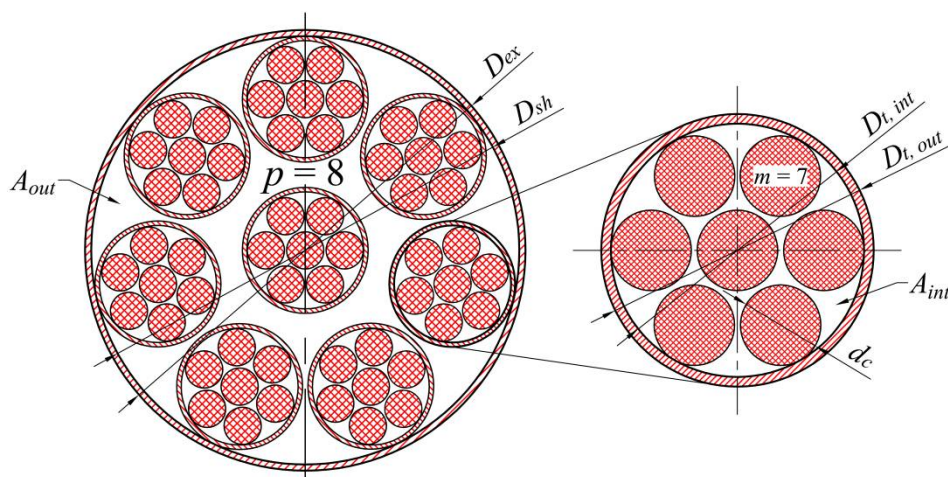
Rys. 6.6. Zmiana temperatury wypełnienia T_m w funkcji czasu dla różnych przekrojów ogrzewacza akumulacyjnego z^+ ; a) skala półlogarytmiczna, b) skala liniowa.

Kolejno, na rys. 6.6 pokazano zmianę temperatury wypełnienia ogrzewacza w czasie w sześciu różnych przekrojach – takich samych jak dla rys. 6.5. Dodatkowo, dla lepszego ukazania przebiegu temperatur w okresie początkowych kilkudziesięciu sekund pracy układu, rys. 6.5b i 6.6b przedstawiono na rys. 6.5a i 6.6a w skali półlogarytmicznej.

Jak starano się dowiedzieć, pomimo niewielkich rozbieżności, zarówno rozwiązanie analityczne jak i numeryczne dają bardzo podobne wyniki w przypadku rozwiązywania równań wymiany ciepła jednowymiarowego modelu badanego ogrzewacza akumulacyjnego. A zatem, konkludując, do modelowania zagadnień wymiany ciepła między złożem stałym ogrzewacza akumulacyjnego a przepływającym powietrzem można z powodzeniem wykorzystać metodę różnic skończonych (MRS). Porównane schematy różnicowe: jawny, niejawny i metoda Cranka–Nicolson, dają bardzo podobne wyniki i mogą być z powodzeniem wykorzystywane podczas analiz numerycznych tego typu zagadnień.

6.2. Model dwuwymiarowy z uwzględnieniem rozkładu temperatury w elementach ceramicznych wypełnienia

W modelu dwuwymiarowym uwzględniona zostanie geometria ogrzewacza akumulacyjnego. Równania zachowania energii zostaną zapisane dla ciała stałego – wypełnienia ceramicznego, stalowych rur rdzenia ogrzewacza oraz rury płaszczki zewnętrznej, oraz dla płynu – powietrza przepływającego w rurach ogrzewacza i w przestrzeni międzyrurowej. Rozważaną geometrię układu przedstawiono na rys. 6.7.



Rys. 6.7. Przekrój ogrzewacza – rozważana geometria dla modelu dwuwymiarowego [61].

Z równań bilansowych wyznaczone zostaną nieustalone rozkłady temperatury w ciele stałym – w kierunku osiowym z i promieniowym r , oraz w płynie – w kierunku osiowym z . Równania różniczkowe bilansu ciepła dla poszczególnych elementów układu przedstawiono w rozdziale 5.2.2. Równania te zostaną zapisane za pomocą jawnego schematu MRS i posłużą do wyznaczenia rozkładu temperatury w układzie w czasie pracy urządzenia.

Poddając dyskretyzacji równania (5.58) – (5.61) i zapisując je dla schematu jawnego otrzymuje się zależności na wyznaczenie temperatury wypełnienia ceramicznego po danym promieniu cylindra r_i oraz po długości z_j . Warstwa wypełnienia ceramicznego podzielona została na N objętości kontrolnych o długości Δz w kierunku osiowym, oraz na M objętości o grubości Δr w kierunku promieniowym. Współrzędne środków objętości kontrolnych dla cylindrów ceramicznych wyznaczane są następująco:

- w kierunku promieniowym:

$$\begin{cases} r_i = \left(i - \frac{1}{2}\right)\Delta r, & \text{dla } i = 1, \dots, M-1 \\ r_i = (i-1)\Delta r, & \text{dla } i = M \end{cases}, \quad (6.37)$$

- w kierunku osiowym:

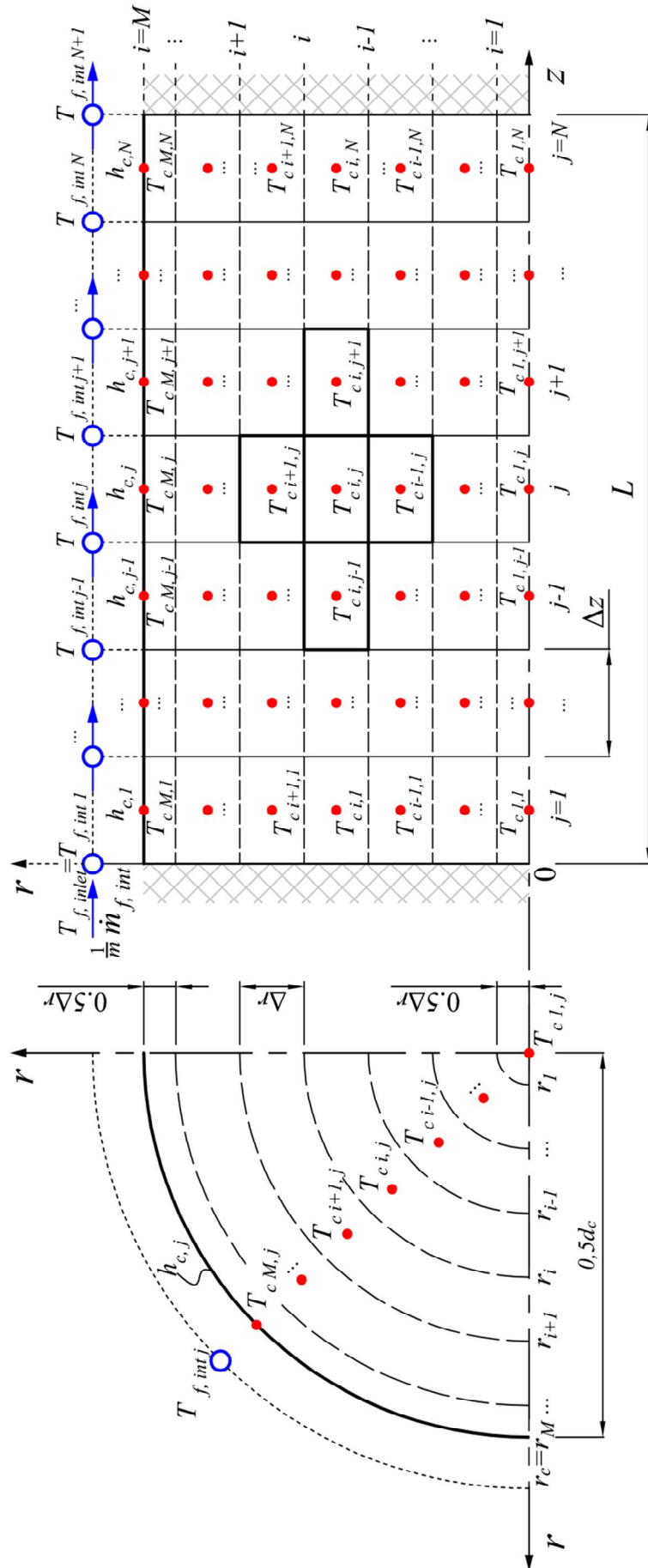
$$z_j = \left(j - \frac{1}{2}\right)\Delta z, \text{ dla } j = 1, \dots, N, \quad (6.38)$$

- dla płynu i wypełnienia:

$$t_n = n \cdot \Delta t, \text{ dla } n = 0, 1, 2, \dots, \quad (6.39)$$

gdzie n jest numerem, a Δt rozmiarem kroku czasowego.

W obliczeniach założono, że w każdej warstwie cylindra o grubości Δr temperatura materiału ceramicznego jest wyrównana – przewodzenie ciepła w kierunku obwodowym nie jest uwzględniane. Temperatura w osi symetrii cylindra wyznaczana jest dla $i = 1$ przy grubości warstwy $0,5 \Delta r$. Aby określić temperaturę na powierzchni cylindra, ostatnie objętość kontrolna dla $i = M$ ma również grubość $0,5 \Delta r$ – zgodnie z równaniem (6.37). Temperaturę wewnątrz cylindra w czasie określa się dla objętości kontrolnych przedstawionych na rys. 6.8.



Rys. 6.8. Dyskretyzacja pojedynczego rzędu cylindrów ceramicznych na objętości kontrolne dla modelu dwuwymiarowego; ● – złożo ceramiczne umieszczone w rurze rdzenia ogrzewacza, ○ – powietrze przepływające w rurze rdzenia ogrzewacza.

Jako, że rozważane zagadnienie jest osiowosymetryczne, objętości o współrzędnych $i = 1$ leżą na osi symetrii cylindra, a ich temperaturę wyznacza się z równania bilansu:

$$r_i^2 \Delta z \rho_c c_c \frac{T_{ci,j}^{n+1} - T_{ci,j}^n}{\Delta t} = k_c 2r_i \Delta z \frac{T_{ci+1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + k_c r_i^2 \frac{T_{ci,j+1}^n - 2T_{ci,j}^n + T_{ci,j-1}^n}{\Delta z}, \quad (6.40)$$

i tak, dla:

$$i = 1; \quad j = 1$$

$$T_{ci,j}^{n+1} = T_{ci,j}^n + a_c \left[\frac{2}{r_i} \frac{T_{ci+1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + \frac{T_{ci,j+1}^n - T_{ci,j}^n}{(\Delta z)^2} \right] \Delta t, \quad (6.41)$$

$$i = 1; \quad j = 2, \dots, N-1$$

$$T_{ci,j}^{n+1} = T_{ci,j}^n + a_c \left[\frac{2}{r_i} \frac{T_{ci+1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + \frac{T_{ci,j+1}^n - 2T_{ci,j}^n + T_{ci,j-1}^n}{(\Delta z)^2} \right] \Delta t, \quad (6.42)$$

$$i = 1; \quad j = N$$

$$T_{ci,j}^{n+1} = T_{ci,j}^n + a_c \left[\frac{2}{r_i} \frac{T_{ci+1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + \frac{T_{ci,j-1}^n - T_{ci,j}^n}{(\Delta z)^2} \right] \Delta t, \quad (6.43)$$

gdzie $a_c = \frac{k_c}{\rho_c c_c}$ jest współczynnikiem dyfuzyjności cieplnej materiału ceramicznego. Równania

bilansu ciepła dla objętości kontrolnych o współrzędnych promieniowych $i = 2, \dots, M-1$ oraz dla współrzędnych osiowych $j = 2, \dots, N-1$ wyznacza się z równania

$$(r_i^2 - r_{i-1}^2) \Delta z \rho_c c_c \frac{T_{ci,j}^{n+1} - T_{ci,j}^n}{\Delta t} = 2k_c \Delta z \left[r_i \frac{T_{ci+1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + r_{i-1} \frac{T_{ci-1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} \right] + k_c (r_i^2 - r_{i-1}^2) \frac{T_{ci,j+1}^n - 2T_{ci,j}^n + T_{ci,j-1}^n}{\Delta z}. \quad (6.44)$$

A zatem, dla:

$$i = 2, \dots, M-1; \quad j = 2, \dots, N-1$$

$$T_{ci,j}^{n+1} = T_{ci,j}^n + a_c \frac{2\Delta t}{(r_i^2 - r_{i-1}^2)} \left(r_i \frac{T_{ci+1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + r_{i-1} \frac{T_{ci-1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} \right) + a_c \Delta t \frac{T_{ci,j+1}^n - 2T_{ci,j}^n + T_{ci,j-1}^n}{(\Delta z)^2}. \quad (6.45)$$

Przy założeniu, że powierzchnie czołowe cylindrów ceramicznych w przekroju wlotowym ($z = 0$) i wylotowym ($z = L$) są izolowane, równania dla odpowiednich objętości kontrolnych przyjmują postać:

$$i = 2, \dots, M-1; \quad j = 1$$

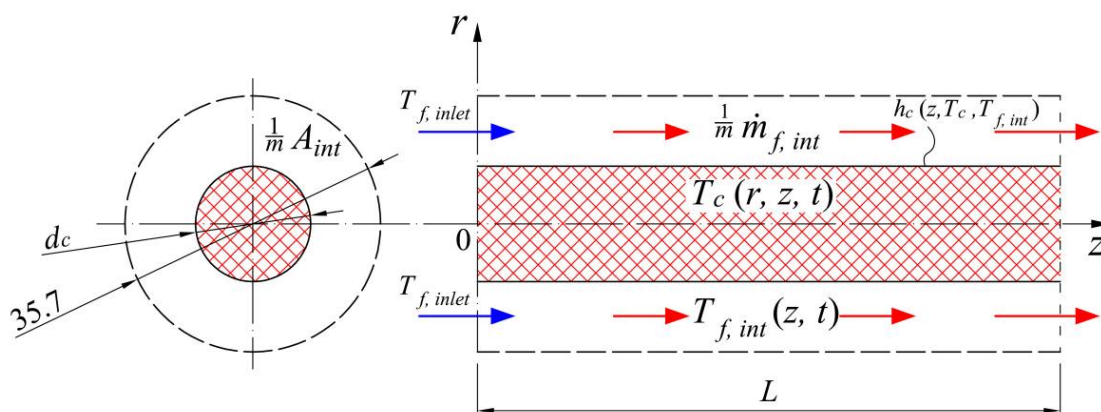
$$T_{ci,j}^{n+1} = T_{ci,j}^n + \frac{2a_c \Delta t}{(r_i^2 - r_{i-1}^2)} \left(r_i \frac{T_{ci+1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + r_{i-1} \frac{T_{ci-1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} \right) + a_c \Delta t \frac{T_{ci,j+1}^n - T_{ci,j}^n}{(\Delta z)^2}, \quad (6.46)$$

$$i = M; \quad j = N$$

$$T_{ci,j}^{n+1} = T_{ci,j}^n + \frac{2a_c \Delta t}{(r_i^2 - r_{i-1}^2)} \left(r_i \frac{T_{ci+1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + r_{i-1} \frac{T_{ci-1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} \right) + a_c \Delta t \frac{T_{ci,j-1}^n - T_{ci,j}^n}{(\Delta z)^2}. \quad (6.47)$$

Należy również uwzględnić, że jeden rząd cylindrów ceramicznych składa się z 64 elementów o długości 30 mm. Co za tym idzie, na styku sąsiadujących między sobą elementów występuje opór kontaktu, który w znacznym stopniu ogranicza przewodzenie ciepła między elementami. W przedstawionym modelu występowanie rzeczonoego oporu kontaktu uwzględnia się poprzez założenie braku osiowego przewodzenia ciepła w miejscu występowania styku objętości kontrolnych, co 31,25 mm (uwzględniając grubość styku), a więc przy $z_j = 31,25; 62,5; 93,75; \dots; 1968,75$ mm. Dla wymienionych współrzędnych z_j dla wypełnienia przyjmuje się $k_c = 0$.

W przypadku przepływu powietrza przez pojedynczą rurę rdzenia ogrzewacza ciepło wymieniane jest na drodze konwekcji między wypełnieniem ceramicznym a płynem. Na potrzeby obliczeń założono, że każdy rząd wypełnienia omywany jest równomiernie strumieniem powietrza o wartości $1/m$ nominalnego natężenia przepływu $\dot{m}_{f,int}$, gdzie jako m oznacza się ilość rzędów wypełnienia ułożonego w pojedynczej rurze rdzenia ogrzewacza. Pole przekroju przepływu płynu przypadającego na jeden rząd wypełnienia to A_{int}/m , a warstwa powietrza otaczającego każdy z rzędów cylindrów ceramicznych ma zastępczą średnicę zewnętrzną równą 35,7 mm (rys. 6.9).



Rys. 6.9. Rozważana geometria przy wyznaczaniu rozkładu temperatury w cylindrach ceramicznych – rząd cylindrów ceramicznych o długości L omywany powietrzem o natężeniu przepływu przypadającym na jeden rząd wypełnienia ceramicznego.

Dla objętości kontrolnych cylindra o współrzędnej $i = M$, czyli kontaktujących się bezpośrednio z przepływającym powietrzem (rys. 6.8), równania bilansu ciepła można zapisać następująco:

$$(r_i^2 - r_{i-1}^2) \Delta z \rho_c c_c \frac{T_{ci,j}^{n+1} - T_{ci,j}^n}{\Delta t} = h_{c,j}^n 2r_i \Delta z \left(\frac{T_{f,int,j+1}^n + T_{f,int,j}^n}{2} - T_{ci,j}^n \right) + k_c 2r_{i-1} \Delta z \frac{T_{ci-1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + k_c (r_i^2 - r_{i-1}^2) \frac{T_{ci,j+1}^n - 2T_{ci,j}^n + T_{ci,j-1}^n}{\Delta z}, \quad (6.48)$$

a zatem, temperaturę w zadanych objętościach kontrolnych oblicza się z wyprowadzonych równań, odpowiednio dla:

$$i = M; \quad j = 1$$

$$T_{ci,j}^{n+1} = T_{ci,j}^n + h_{c,j}^n \frac{2r_i \Delta t}{(r_i^2 - r_{i-1}^2) \rho_c c_c} \left(\frac{T_{f,int,j+1}^n + T_{f,int,j}^n}{2} - T_{ci,j}^n \right) + \frac{a_c 2r_{i-1} \Delta t}{(r_i^2 - r_{i-1}^2)} \frac{T_{ci-1,j}^n - T_{ci,j}^n}{\Delta r} + a_c \Delta t \frac{T_{ci,j+1}^n - T_{ci,j}^n}{(\Delta z)^2}, \quad (6.49)$$

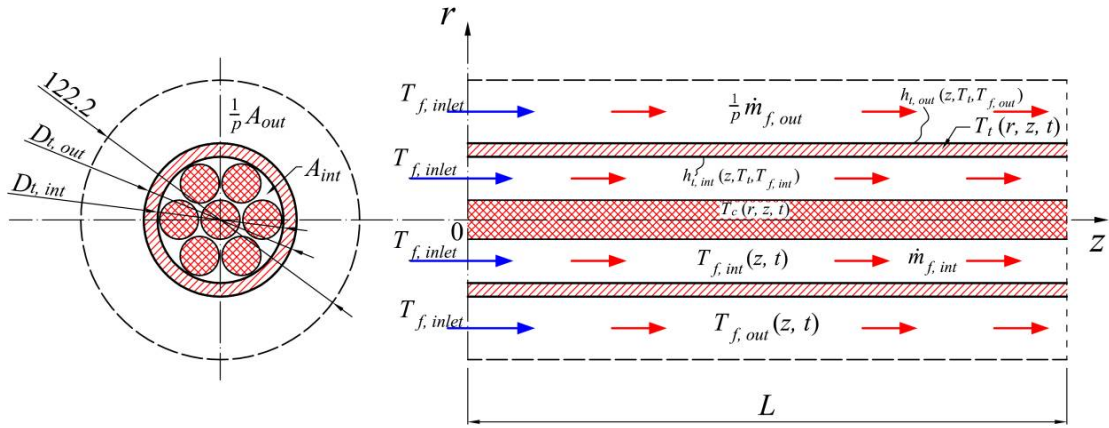
$i = M; j = 2, \dots, N-1$

$$T_{c,i,j}^{n+1} = T_{c,i,j}^n + h_{c,j}^n \frac{2r_i \Delta t}{(r_i^2 - r_{i-1}^2) \rho_c c_c} \left(\frac{T_{f,int,j+1}^n + T_{f,int,j}^n}{2} - T_{c,i,j}^n \right) + \frac{a_c 2r_{i-1} \Delta t}{(r_i^2 - r_{i-1}^2)} \frac{T_{c,i-1,j}^n - T_{c,i,j}^n}{\Delta r} + a_c \Delta t \frac{T_{c,i,j+1}^n - 2T_{c,i,j}^n + T_{c,i,j-1}^n}{(\Delta z)^2} \quad (6.50)$$

$i = M; j = N$

$$T_{c,i,j}^{n+1} = T_{c,i,j}^n + h_{c,j}^n \frac{2r_i \Delta t}{(r_i^2 - r_{i-1}^2) \rho_c c_c} \left(\frac{T_{f,int,j+1}^n + T_{f,int,j}^n}{2} - T_{c,i,j}^n \right) + \frac{a_c 2r_{i-1} \Delta t}{(r_i^2 - r_{i-1}^2)} \frac{T_{c,i-1,j}^n - T_{c,i,j}^n}{\Delta r} + a_c \Delta t \frac{T_{c,i,j-1}^n - T_{c,i,j}^n}{(\Delta z)^2} \quad (6.51)$$

Powietrze, przepływające z natężeniem przepływu $\dot{m}_{f,int}$ w rurze rdzenia ogrzewacza, wymienia ciepło z $m = 7$ rzędami cylindrów ceramicznych oraz z powierzchnią wewnętrzną rury stalowej, jak pokazano na rys. 6.10.



Rys. 6.10. Geometria rury wewnętrznej ogrzewacza rozważana przy wyznaczaniu temperatury powietrza przepływającego wewnątrz rury wypełnionej cylindrami ceramicznymi

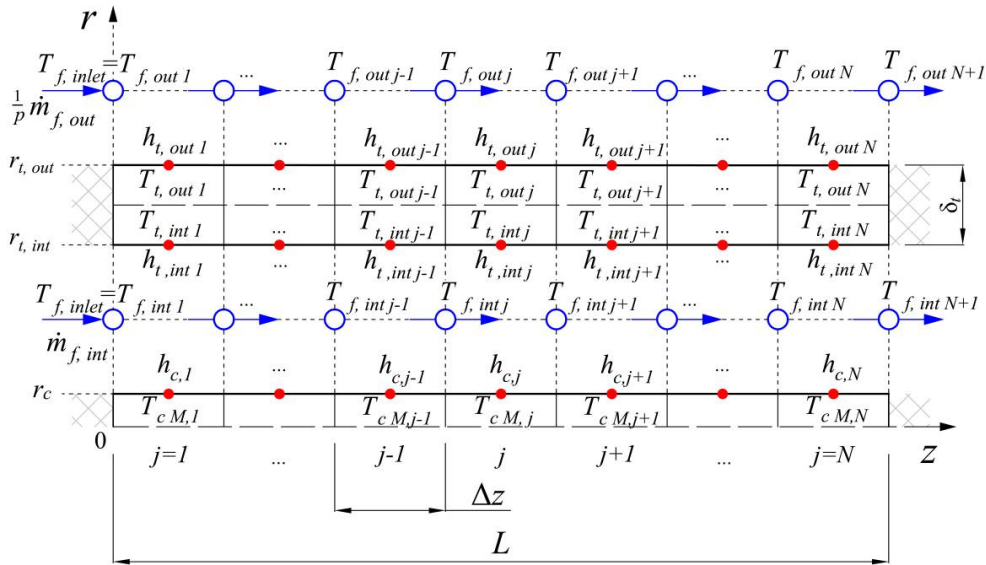
A zatem, równanie bilansu ciepła dla objętości kontrolnych, na które zostało podzielone powietrze przepływające w rurze rdzenia ogrzewacza, można zapisać następująco:

$$A_{int} \Delta z \rho_f c_f \frac{T_{f,int,j}^{n+1} - T_{f,int,j}^n}{\Delta t} = \dot{m}_{f,int} c_f (T_{f,int,j-1}^n - T_{f,int,j}^n) + h_{t,int,j}^n \pi D_{t,int} \Delta z \left(\frac{T_{t,int,j}^n + T_{t,int,j+1}^n}{2} - T_{f,int,j}^n \right) + m h_{c,j}^n \pi d_c \Delta z \left(\frac{T_{cM,j}^n + T_{cM,j+1}^n}{2} - T_{f,int,j}^n \right) + A_{int} k_f \frac{T_{f,int,j+1}^n - 2T_{f,int,j}^n + T_{f,int,j-1}^n}{\Delta z} \quad (6.52)$$

Założono w modelu, że temperatura powietrza jest funkcją współrzędnej z_j i czasu t , przy czym współrzędne węzłów siatki numerycznej wyznaczane są jak poniżej

$$z_j = (j-1) \Delta z, \text{ dla } j = 1, \dots, N+1. \quad (6.53)$$

Na rys. 6.11 pokazano dyskretyzację geometrii dla modelu wymiany ciepła pomiędzy wypełnieniem ceramicznym, powietrzem płynącym w rurze rdzenia, oraz ścianką wewnętrzną stalowej rury ogrzewacza.



Rys. 6.11. Podział geometrii na objętości kontrolne dla modelu wymiany ciepła pomiędzy wypełnieniem ceramicznym, powietrzem płynącym wewnątrz rury, oraz ścianką wewnętrzną stalowej rury ogrzewacza; ● – złożo ceramiczne i ścianka wewnętrzna rury, ○ – powietrze płynące w rurze rdzenia i w przestrzeni międzyrurowej.

Równania bilansu ciepła dla danych objętości kontrolnych powietrza wewnątrz rur z wypełnieniem można przekształcić w następujący sposób, dla:

$$j = 1$$

$$T_{f,int j}^n = T_{f,inlet}^n, \quad (6.54)$$

$$j = 2, \dots, N$$

$$T_{f,int j}^{n+1} = T_{f,int j}^n + \frac{\dot{m}_{f,int} \Delta t}{\rho_f A_{int}} \frac{T_{f,int j-1}^n - T_{f,int j}^n}{\Delta z} + h_{t,int j}^n \frac{\pi D_{t,int} \Delta t}{\rho_f c_f A_{int}} \left(\frac{T_{t,int j-1}^n + T_{t,int j}^n}{2} - T_{f,int j}^n \right) + m h_{c,j}^n \frac{\pi d_c \Delta t}{\rho_f c_f A_{int}} \left(\frac{T_{cM,j-1}^n + T_{cM,j}^n}{2} - T_{f,int j}^n \right) + a_f \Delta t \frac{T_{f,int j+1}^n - 2T_{f,int j}^n + T_{f,int j-1}^n}{(\Delta z)^2}, \quad (6.55)$$

$$j = N+1$$

$$T_{f,int j}^{n+1} = T_{f,int j}^n + \frac{\dot{m}_{f,int} \Delta t}{\rho_f A_{int}} \frac{T_{f,int j-1}^n - T_{f,int j}^n}{\Delta z} + h_{t,int j}^n \frac{\pi D_{t,int} \Delta t}{\rho_f c_f A_{int}} (T_{t,int j-1}^n - T_{f,int j}^n) + m h_{c,j}^n \frac{\pi d_c \Delta t}{\rho_f c_f A_{int}} (T_{cM,j-1}^n - T_{f,int j}^n) + a_f \Delta t \frac{T_{f,int j-1}^n - T_{f,int j}^n}{(\Delta z)^2}, \quad (6.56)$$

gdzie $a_f = \frac{k_f}{\rho_f c_f}$ jest współczynnikiem dyfuzyjności cieplnej powietrza. Wykorzystując

równanie bilansu ciepła zapisanego dla wewnętrznej powierzchni ścianki rury stalowej

$$\left[\left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 - r_{t,int}^2 \right] \Delta z \rho_{st} c_{st} \frac{T_{t,int j}^{n+1} - T_{t,int j}^n}{\Delta t} = h_{t,int j}^n 2r_{t,int} \Delta z \left(\frac{T_{t,int j+1}^n + T_{t,int j}^n}{2} - T_{t,int j}^n \right) + k_{st} 2 \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right) \Delta z \frac{T_{t,out j}^n - T_{t,int j}^n}{\Delta r} + k_{st} \left[\left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 - r_{t,int}^2 \right] \frac{T_{t,int j+1}^n - 2T_{t,int j}^n + T_{t,int j-1}^n}{\Delta z} \quad (6.57)$$

można przekształcić w następujący sposób dla rozpatrywanych objętości kontrolnych:

$j = 1$

$$T_{t,int j}^{n+1} = T_{t,int j}^n + h_{t,int j}^n \frac{2r_{t,int} \Delta t}{\left[\left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 - r_{t,int}^2 \right] \rho_{st} c_{st}} \left(\frac{T_{f,int j+1}^n + T_{f,int j}^n}{2} - T_{t,int j}^n \right) +$$

$$+ \frac{a_{st} 2 \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right) \Delta t}{\left[\left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 - r_{t,int}^2 \right]} \frac{T_{t,out j}^n - T_{t,int j}^n}{\Delta r} + a_{st} \Delta t \frac{T_{t,int j+1}^n - T_{t,int j}^n}{(\Delta z)^2}, \quad (6.58)$$

$j = 2, \dots, N-1$

$$T_{t,int j}^{n+1} = T_{t,int j}^n + h_{t,int j}^n \frac{2r_{t,int} \Delta t}{\left[\left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 - r_{t,int}^2 \right] \rho_{st} c_{st}} \left(\frac{T_{f,int j+1}^n + T_{f,int j}^n}{2} - T_{t,int j}^n \right) +$$

$$+ \frac{a_{st} 2 \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right) \Delta t}{\left[\left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 - r_{t,int}^2 \right]} \frac{T_{t,out j}^n - T_{t,int j}^n}{\Delta r} + a_{st} \Delta t \frac{T_{t,int j+1}^n - 2T_{t,int j}^n + T_{t,int j-1}^n}{(\Delta z)^2}, \quad (6.59)$$

$j = N$

$$T_{t,int j}^{n+1} = T_{t,int j}^n + h_{t,int j}^n \frac{2r_{t,int} \Delta t}{\left[\left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 - r_{t,int}^2 \right] \rho_{st} c_{st}} \left(\frac{T_{f,int j+1}^n + T_{f,int j}^n}{2} - T_{t,int j}^n \right) +$$

$$+ \frac{a_{st} 2 \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right) \Delta t}{\left[\left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 - r_{t,int}^2 \right]} \frac{T_{t,out j}^n - T_{t,int j}^n}{\Delta r} + a_{st} \Delta t \frac{T_{t,int j-1}^n - T_{t,int j}^n}{(\Delta z)^2}. \quad (6.60)$$

Natomiast równanie bilansu ciepła dla zewnętrznej powierzchni ścianki rury stalowej

$$\left[r_{t,out}^2 - \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 \right] \Delta z \rho_{st} c_{st} \frac{T_{t,out j}^{n+1} - T_{t,out j}^n}{\Delta t} = h_{t,out j}^n 2r_{t,out} \Delta z \left(\frac{T_{f,out j+1}^n + T_{f,out j}^n}{2} - T_{t,out j}^n \right) +$$

$$+ k_{st} 2 \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right) \Delta z \frac{T_{t,int j}^n - T_{t,out j}^n}{\Delta r} + k_{st} \left[r_{t,out}^2 - \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 \right] \frac{T_{t,out j+1}^n - 2T_{t,out j}^n + T_{t,out j-1}^n}{\Delta z} \quad (6.61)$$

może być zapisane dla poszczególnych objętości kontrolnych w następującej formie:

$j = 1$

$$T_{t,out j}^{n+1} = T_{t,out j}^n + h_{t,out j}^n \frac{2r_{t,out} \Delta t}{\left[r_{t,out}^2 - \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 \right] \rho_{st} c_{st}} \left(\frac{T_{f,out j+1}^n + T_{f,out j}^n}{2} - T_{t,out j}^n \right) +$$

$$+ \frac{a_{st} 2 \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right) \Delta t}{\left[r_{t,out}^2 - \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 \right]} \frac{T_{t,int j}^n - T_{t,out j}^n}{\Delta r} + a_{st} \Delta t \frac{T_{t,out j+1}^n - T_{t,out j}^n}{(\Delta z)^2}, \quad (6.62)$$

$j = 2, \dots, N-1$

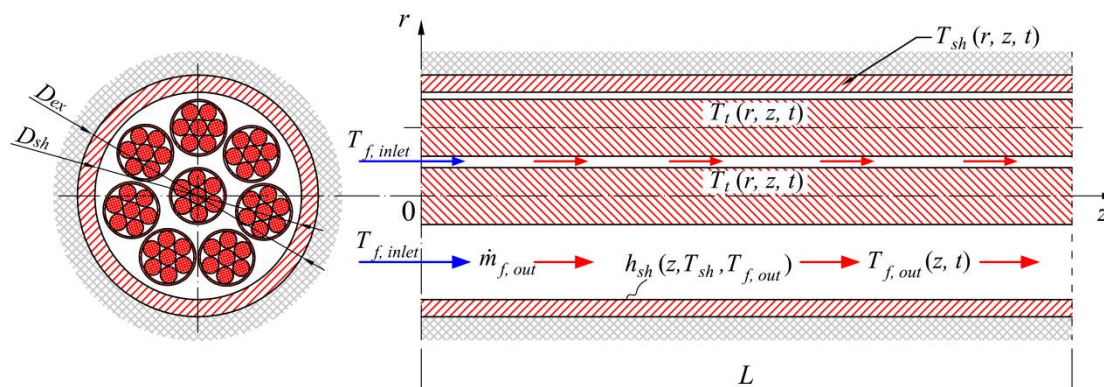
$$T_{t,out j}^{n+1} = T_{t,out j}^n + h_{t,out j}^n \left[\frac{2r_{t,out} \Delta t}{\left[r_{t,out}^2 - \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 \right] \rho_{st} c_{st}} \left(\frac{T_{f,out j+1}^n + T_{f,out j}^n}{2} - T_{t,out j}^n \right) + \frac{a_{st} 2 \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right) \Delta t}{\left[r_{t,out}^2 - \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 \right]} \frac{T_{t,int j}^n - T_{t,out j}^n}{\Delta r} + a_{st} \Delta t \frac{T_{t,out j+1}^n - 2T_{t,out j}^n + T_{t,out j-1}^n}{(\Delta z)^2} \right], \quad (6.63)$$

$j = N$

$$T_{t,out j}^{n+1} = T_{t,out j}^n + h_{t,out j}^n \left[\frac{2r_{t,out} \Delta t}{\left[r_{t,out}^2 - \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 \right] \rho_{st} c_{st}} \left(\frac{T_{f,out j+1}^n + T_{f,out j}^n}{2} - T_{t,out j}^n \right) + \frac{a_{st} 2 \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right) \Delta t}{\left[r_{t,out}^2 - \left(r_{t,int} + \frac{\delta_t}{2} \right)^2 \right]} \frac{T_{t,int j}^n - T_{t,out j}^n}{\Delta r} + a_{st} \Delta t \frac{T_{t,out j-1}^n - T_{t,out j}^n}{(\Delta z)^2} \right], \quad (6.64)$$

przy czym $a_{st} = \frac{k_{st}}{\rho_{st} c_{st}}$ jest współczynnikiem dyfuzyjności ciepłej materiału ścianki rury.

Na potrzeby obliczeń założono, że każda rura rdzenia ogrzewacza omywana jest równomiernie strumieniem powietrza o wartości $1/p$ jego nominalnego natężenia przepływu $\dot{m}_{f,out}$, gdzie jako p oznacza się ilość rur rdzenia ogrzewacza. Pole przekroju przepływu płynu przypadającego na jedną rurę to A_{out}/p , a warstwa powietrza otaczającego rurę ma średnicę zewnętrzną równą 122,2 mm (rys. 6.10). Do obliczenia temperatury powietrza płynącego w przestrzeni międzyrurowej należy wziąć pod uwagę strumień ciepła wymienianego z p rurami stalowymi, oraz z wewnętrzną ścianką płaszcza ogrzewacza, jak to przedstawiono na rys. 6.12.

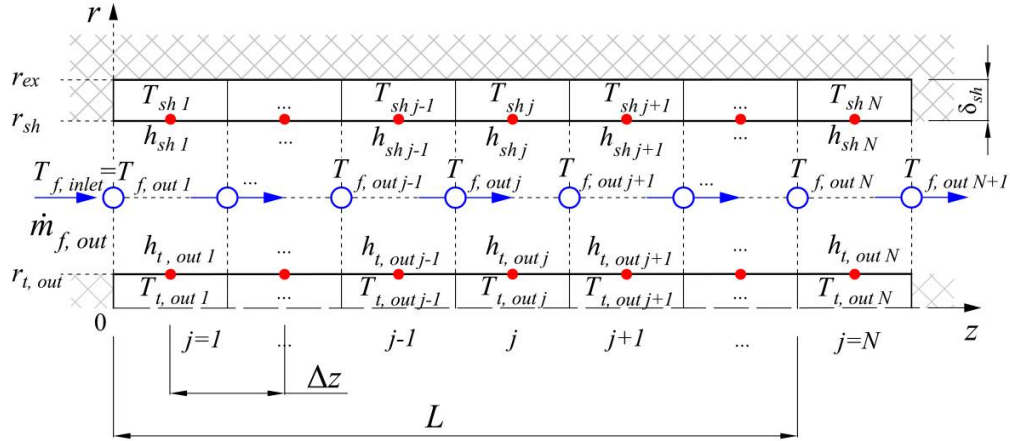


Rys. 6.12. Geometria rozważana przy wyznaczaniu temperatury powietrza przepływającego w przestrzeni międzyrurowej ogrzewacza.

Równanie bilansu ciepła dla powietrza płynącego w przestrzeni międzyrurowej przyjmuje postać

$$A_{out} \Delta z \rho_f c_f \frac{T_{f,out j}^{n+1} - T_{f,out j}^n}{\Delta t} = \dot{m}_{f,out} c_f (T_{f,out j-1}^n - T_{f,out j}^n) + h_{sh j}^n \pi D_{sh} \Delta z \left(\frac{T_{sh j}^n + T_{sh j+1}^n}{2} - T_{f,out j}^n \right) + p h_{t,out j}^n \pi D_{t,out} \Delta z \left(\frac{T_{t,out j}^n + T_{t,out j+1}^n}{2} - T_{f,out j}^n \right) + A_{out} k_f \frac{T_{f,out j+1}^n - 2T_{f,out j}^n + T_{f,out j-1}^n}{\Delta z} \quad (6.65)$$

Obliczenia temperatury powietrza płynącego w przestrzeni międzyrurowej przeprowadza się dla objętości kontrolnych przedstawionych na rys. 6.13.



Rys. 6.13. Podział geometrii na objętości kontrolne dla modelu wymiany ciepła pomiędzy zewnętrzną ścianką rury rdzenia ogrzewacza, powietrzem płynącym w przestrzeni międzyrurowej, oraz ścianką płaszcza zewnętrznego;

- – ścianka zewnętrzna rury rdzenia i ścianka płaszcza ogrzewacza,
- – powietrze przepływające w przestrzeni międzyrurowej.

A zatem, dla:

$$j = 1$$

$$T_{f,out j}^n = T_{f,inlet} \quad (6.66)$$

$$j = 2, \dots, N$$

$$T_{f,out j}^{n+1} = T_{f,out j}^n + \frac{\dot{m}_{f,out} \Delta t}{A_{out} \rho_f} \left(\frac{T_{f,out j-1}^n - T_{f,out j}^n}{\Delta z} \right) + h_{sh j}^n \frac{\pi D_{sh} \Delta t}{A_{out} \rho_f c_f} \left(\frac{T_{sh j}^n + T_{sh j+1}^n}{2} - T_{f,out j}^n \right) + p h_{t,out j}^n \frac{\pi D_{t,out} \Delta t}{A_{out} \rho_f c_f} \left(\frac{T_{t,out j}^n + T_{t,out j+1}^n}{2} - T_{f,out j}^n \right) + a_f \Delta t \frac{T_{f,out j+1}^n - 2T_{f,out j}^n + T_{f,out j-1}^n}{(\Delta z)^2} \quad (6.67)$$

$$j = N+1$$

$$T_{f,out j}^{n+1} = T_{f,out j}^n + \frac{\dot{m}_{f,out} \Delta t}{A_{out} \rho_f} \left(\frac{T_{f,out j-1}^n - T_{f,out j}^n}{\Delta z} \right) + h_{sh j}^n \frac{\pi D_{sh} \Delta t}{A_{out} \rho_f c_f} (T_{sh j-1}^n - T_{f,out j}^n) + p h_{t,out j}^n \frac{\pi D_{t,out} \Delta t}{A_{out} \rho_f c_f} (T_{t,out j-1}^n - T_{f,out j}^n) + a_f \Delta t \frac{T_{f,out j-1}^n - T_{f,out j}^n}{(\Delta z)^2} \quad (6.68)$$

Jako ostatnie w tej części przedstawione zostanie równanie bilansu ciepła dla płaszcza ogrzewacza zapisane w postaci różnicowej:

$$\begin{aligned} (r_{ex}^2 - r_{sh}^2) \Delta z \rho_{st} c_{st} \frac{T_{shj}^{n+1} - T_{shj}^n}{\Delta t} = h_{shj}^n 2r_{sh} \Delta z \left(\frac{T_{f,outj+1}^n + T_{f,outj}^n}{2} - T_{shj}^n \right) + \\ + k_{st} (r_{ex}^2 - r_{sh}^2) \frac{T_{shj+1}^n - 2T_{shj}^n + T_{shj-1}^n}{\Delta z}, \end{aligned} \quad (6.69)$$

na którego podstawie możliwe jest wyznaczenie temperatury ścianki płaszcza dla danej objętości kontrolnej. I tak, dla

$$j = 1$$

$$T_{shj}^{n+1} = T_{shj}^n + h_{shj}^n \frac{2r_{sh} \Delta t}{(r_{ex}^2 - r_{sh}^2) \rho_{st} c_{st}} \left(\frac{T_{f,outj+1}^n + T_{f,outj}^n}{2} - T_{shj}^n \right) + a_{st} \Delta t \frac{T_{shj+1}^n - T_{shj}^n}{(\Delta z)^2}, \quad (6.70)$$

$$j = 2, \dots, N-1$$

$$T_{shj}^{n+1} = T_{shj}^n + h_{shj}^n \frac{2r_{sh} \Delta t}{(r_{ex}^2 - r_{sh}^2) \rho_{st} c_{st}} \left(\frac{T_{f,outj+1}^n + T_{f,outj}^n}{2} - T_{shj}^n \right) + a_{st} \Delta t \frac{T_{shj+1}^n - 2T_{shj}^n + T_{shj-1}^n}{(\Delta z)^2}, \quad (6.71)$$

$$j = N$$

$$T_{shj}^{n+1} = T_{shj}^n + h_{shj}^n \frac{2r_{sh} \Delta t}{(r_{ex}^2 - r_{sh}^2) \rho_{st} c_{st}} \left(\frac{T_{f,outj+1}^n + T_{f,outj}^n}{2} - T_{shj}^n \right) + a_{st} \Delta t \frac{T_{shj-1}^n - T_{shj}^n}{(\Delta z)^2}. \quad (6.72)$$

Podczas wyprowadzania równań bilansu ciepła dla płaszcza ogrzewacza założono, że od zewnętrznej strony jest on doskonale zaizolowany, a więc nie występują straty ciepła do otoczenia.

6.3. Weryfikacja poprawności obliczeń dla modelu dwuwymiarowego

W celu sprawdzenia poprawności wyprowadzonych równań bilansu ciepła przeprowadzona zostanie ich weryfikacja na prostym modelu testowym. Rozważanym przypadkiem będzie obliczenie rozkładu temperatury w cylindrze o średnicy $d_c = 30$ mm i długości $L = 2$ m nagrzanym do temperatury początkowej $T_0 = 400^\circ\text{C}$, który omywany jest strumieniem powietrza o stałej temperaturze $T_f = 30^\circ\text{C}$. Zakłada się stałość współczynnika wnikania ciepła na powierzchni bocznej walca $h_c = 50$ W/(m²·K). Przyjmuje się zarazem, że powierzchnie czołowe walca są doskonale izolowane. Wyniki otrzymane z rozwiązania równań zapisanych w rozdziale 6.2 dla pojedynczego rzędu wypełnienia ceramicznego (rys. 6.8) zostaną porównane z wynikami otrzymanymi z rozwiązania analitycznego oraz z obliczeń wykonanych za pomocą oprogramowania Ansys Transient Thermal. Właściwości fizyczne i cieplne dla materiału ceramicznego, z którego wykonano cylindry stanowiące wypełnienie ogrzewacza, można odczytać z tabeli 4.1.

Rozwiązanie analityczne na rozkład temperatury w nieskończenie długim cylindrze przy warunkach brzegowych III rodzaju znaleźć można w książce prof. Jana Talera [109] w rozdziale 15. Rozważany przypadek obliczeniowy przedstawiono na rys. 6.14. W książce [109] w zadaniu 15.4 i 15.5 przedstawiono kod programu w języku FORTRAN do obliczania rozkładu temperatury w nieskończenie długim cylindrze przy zadanym współczynniku wnikania ciepła na jego powierzchni bocznej. Równanie analityczne zaimplementowane w kodzie programu przyjmuje postać

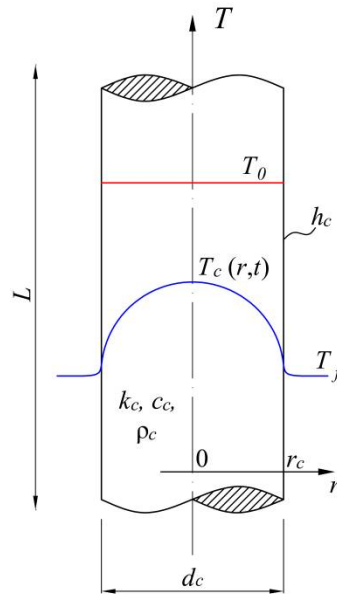
$$\frac{T_c(r,t) - T_f}{T_0 - T_f} = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{I_1(\mu_n) I_0(\mu_n R)}{\mu_n [I_0^2(\mu_n) + I_1^2(\mu_n)]} \exp(-\mu_n^2 \text{Fo}), \quad (6.73)$$

przy czym $T_c(r, t)$ jest temperaturą wewnątrz cylindra dla danej współrzędnej promieniowej r i w danej chwili czasu t . Jako Fo oznaczono liczbę Fouriera

$$\text{Fo} = \frac{a_c t}{r_c^2}, \quad (6.74)$$

a R jest stosunkiem współrzędnej promieniowej r do zewnętrznego promienia cylindra r_c

$$R = \frac{r}{r_c}. \quad (6.75)$$



Rys. 6.14. Przypadek testowy do weryfikacji poprawności wyznaczanie promieniowego rozkładu temperatury wewnątrz cylindra przy wykorzystaniu wyprowadzonych równań przewodzenia ciepła dla elementów wypełnienia ceramicznego.

W równaniu (6.73) symbolem μ oznaczane są pierwiastkami równania charakterystycznego

$$\frac{I_0(\mu)}{I_1(\mu)} = \frac{\mu}{\text{Bi}}, \quad (6.76)$$

przy czym liczba Biota obliczana jest jako

$$\text{Bi} = \frac{h_c r_c}{k_c}. \quad (6.77)$$

Równanie charakterystyczne (6.76) ma nieskończenie wiele rozwiązań, które mogą być wyznaczone wybraną metodą numeryczną do rozwiązywania nieliniowych równań algebraicznych, np. metodą Mullera [110, 111]. W przedstawionym przykładzie liczba rozwiązań została ograniczona do 20. Pierwiastki równania charakterystycznego wyznaczono za pomocą programu napisanego w języku FORTRAN przedstawionego w zadaniu 15.4 w pozycji [109].

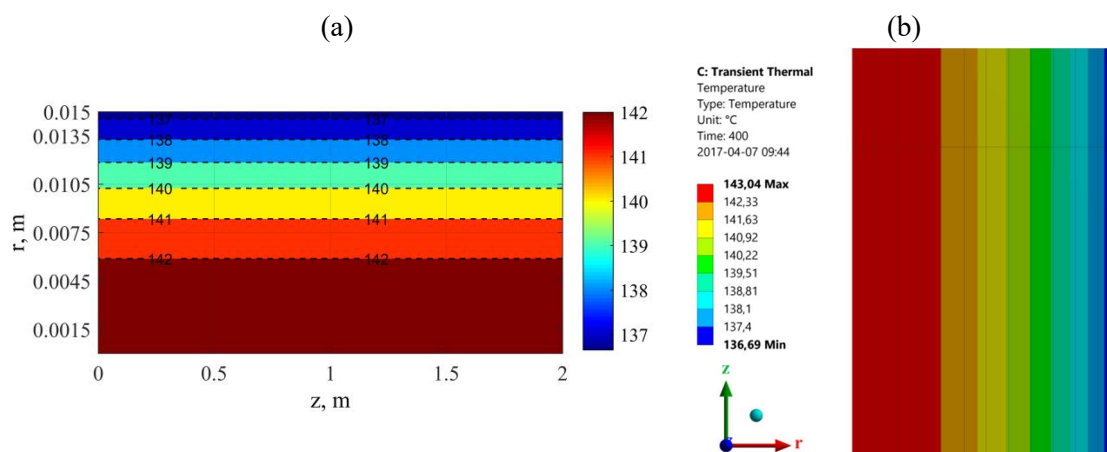
Zmianę temperatury cylindra ceramicznego po promieniu r wyznaczono również za pomocą programu autorskiego napisanego w środowisku MATLAB, wykorzystującego równania

wprowadzone w rozdziale 6.2, i porównano je z wynikami uzyskanymi z obliczeń za pomocą pakietu Transient Thermal dostępnego w ramach oprogramowania Ansys. Kształt i wymiary objętości kontrolnych na które podzielono rozważaną geometrię zaczerpnięto z rys. 6.8, przyjmując za M odpowiednio 12 i 18 elementów po promieniu, oraz przy $N = 64$. W tabeli 6.1 zestawiono wyniki obliczeń temperatur cylindra ceramicznego w jego osi $T_c(0)$ i na jego powierzchni zewnętrznej $T_c(r_c)$ w czasie t zmieniającym się od 0 do 1000s.

Tabela 6.1. Porównanie wyników obliczeń dla porównywanych metod: rozwiązania analitycznego, programu autorskiego opartego o metodę objętości kontrolnych i obliczeń z wykorzystaniem oprogramowania Ansys Transient Thermal.

Czas t , s	Temperatura cylindra $T_c(r)$, °C							
	rozwiązanie analityczne		Ansys Transient Thermal		program autorski			
					dla $M = 12$ ($\Delta r = 1,36$ mm)		dla $M = 18$ ($\Delta r = 0,88$ mm)	
	$r = 0$	$r = r_c$	$r = 0$	$r = r_c$	$r = 0$	$r = r_c$	$r = 0$	$r = r_c$
10	397,28	379,33	397,25	379,34	397,23	379,24	397,24	379,21
50	357,03	338,69	357,03	338,68	356,95	338,60	356,93	338,59
100	310,99	295,22	310,98	295,22	310,89	295,13	310,88	295,12
200	237,43	225,79	237,42	225,79	237,33	225,70	237,33	225,69
300	183,13	174,54	183,12	174,53	183,04	174,45	183,04	174,45
400	143,04	136,70	143,04	136,69	142,96	136,62	142,96	136,62
500	113,45	108,77	113,44	108,76	113,38	108,70	113,38	108,70
700	75,48	72,93	75,47	72,92	75,43	72,88	75,43	72,88
900	54,79	53,39	54,78	53,40	54,75	53,36	54,75	53,36

Na rysunku 6.15 przedstawiono promieniowy rozkład temperatury wewnątrz analizowanego cylindra w chwili czasu $t = 400$ s. Na tymże rysunku przedstawiono wyniki otrzymane zarówno z programu autorskiego napisanego w środowisku MATLAB jak i za pomocą oprogramowania Ansys Transient Thermal.



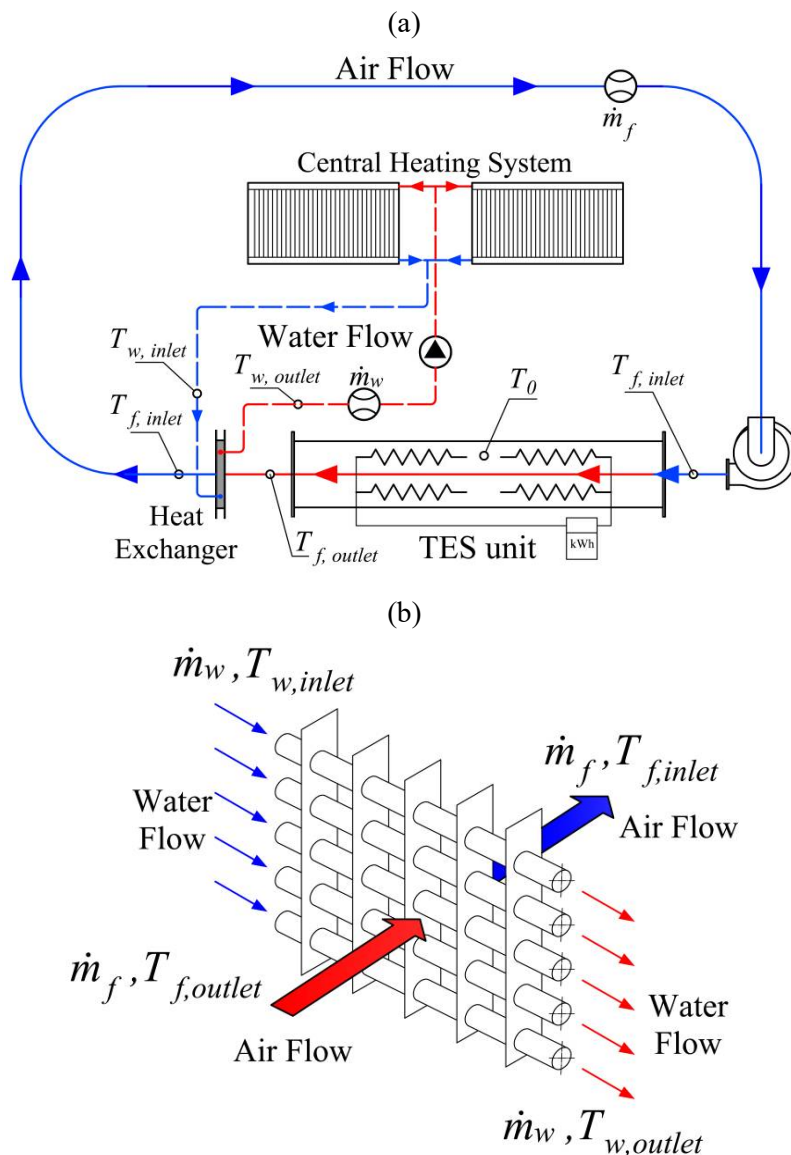
Rys. 6.15. Rozkład temperatury wewnątrz cylindra ceramicznego dla chwili czasu $t = 400$ s; a) obliczenia przeprowadzone w programie autorskim napisanym w środowisku MATLAB, b) obliczenia w programie Ansys Transient Thermal. Wyniki obliczeń dla $M = 12$.

Analizując dane przedstawione w tabeli 6.1 można zauważyć, że wyniki otrzymane z rozwiązania analitycznego i z obliczeń wykorzystujących oprogramowanie Ansys, nie różnią się więcej niż o $0,04^{\circ}\text{C}$ w sekundzie dziesiątej, a dalej tylko o $0,01^{\circ}\text{C}$. Można zatem wysnuć

wniosek, że rozwiązanie analityczne daje poprawne wyniki. Natomiast, jeśli chodzi o dokładność obliczeń wykonywanych w programie autorskim, błąd względny wyznaczania temperatury nie przekracza 0,11% w porównaniu do wyników uzyskanych z rozwiązania analitycznego. Co więcej, różnica między wartościami temperatur wyznaczonymi w metodzie analitycznej oraz tych otrzymanych z programu autorskiego nie przekracza 0,1°C, a więc zakresu dokładności wskazań wykorzystywanych w praktyce przyrządów do pomiaru temperatury.

7. Badania eksperymentalne

Na rysunku 7.1a zaznaczono rozmieszczenie punktów pomiaru temperatury i natężenia przepływu, zarówno dla powietrza jak i wody w instalacji c.o., dla instalacji badawczej opisanej szczegółowo w rozdziale 4.



Rys. 7.1. Schemat instalacji badawczej:

- rozmieszczenie punktów pomiaru temperatury i natężenia przepływu dla czynników roboczych krążących w obiegu powietrznym oraz c.o. wodnego,
- schemat lamelowego wymiennika ciepła pracującego w instalacji.

Pomiary prowadzone na stanowisku badawczym, złożonym z elektrycznego ogrzewacza akumulacyjnego pracującego jako źródło ciepła dla instalacji c.o. wodnego, obejmują:

- pomiar **temperatury wody w instalacji c.o.** wodnego na wlocie $T_{w, inlet}$ i wylocie $T_{f, outlet}$ z wymiennika ciepła, przedstawionego schematycznie na rys. 7.1b.
- pomiar **początkowej temperatury złoża** ceramicznego T_0 – wykorzystano do tego celu dwa termoelementy, które mierzą temperaturę wewnątrz złoża ceramicznego.

Wyznaczona temperatura T_0 posłuży do określenia warunków początkowych dla modelu matematycznego.

- pomiar **temperatury powietrza na wlocie do ogrzewacza** akumulacyjnego $T_{f,inlet}$ – podczas przepływu powietrza przez wentylator następuje wymieszanie gazu i wyrównanie jego temperatury w przekroju poprzecznym kanału, a co za tym idzie, temperatura powietrza mierzona w przekroju wylotowym wentylatora jest jego temperaturą średnio–masową. Pomiaru temperatury dokonuje się za pomocą dwóch termopar mierzących temperaturę powietrza w osi kanału dolotowego do ogrzewacza. Temperatura $T_{f,inlet}$ jest średnią arytmetyczną tych dwóch pomiarów. Sposób wyznaczania średnio–masowej temperatury przepływającego płynu przedstawiono w Załączniku 1.
- pomiar **temperatury powietrza po przejściu przez wymiennik ciepła** – przy założeniu, że zarówno ogrzewacz akumulacyjny jak i cały kanał powietrzny jest doskonale izolowany, a powietrze krąży w układzie w obiegu zamkniętym, można przyjąć, że temperatura powietrza opuszczającego wymiennik ciepła jest w przybliżeniu równa temperaturze w przekroju wlotowym ogrzewacza akumulacyjnego $T_{f,inlet}$.
- pomiar **temperatury powietrza na wylocie z ogrzewacza** akumulacyjnego $T_{f,outlet}$ – średnio–masową temperaturę powietrza wypływającego z ogrzewacza wyznacza się pośrednio z bilansu ciepła dla wymiennika ciepła zainstalowanego na stanowisku (rys. 7.1b). Wymiennik ten był przedmiotem licznych badań eksperymentalnych oraz analiz numerycznych opisanych w pracach [112, 113, 114, 115, 116].

Znając parametry wody wpływającej $T_{w,inlet}$ i wypływającej $T_{w,outlet}$ z wymiennika oraz jej natężenie przepływu \dot{m}_w , możliwe jest wyznaczenie strumienia ciepła $\Delta\dot{Q}_w$ odbieranego przez wodę od nagrzanego powietrza opuszczającego ogrzewacz:

$$\Delta\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_w (T_{w,outlet} - T_{w,inlet}), \quad (7.1)$$

gdzie jako c_w oznacza się ciepło właściwe wody wyznaczone z funkcji aproksymacyjnej na podstawie jej średniej temperatury T_w

$$c_w = 4218 - 7,414 T_w^{0,5} - 0,7014 T_w + 0,1417 T_w^{1,5}. \quad (7.2)$$

Należy tutaj zauważyć, że powietrze krąży w instalacji w obiegu zamkniętym. A zatem, temperatura powietrza po przejściu przez wymiennik ciepła równa jest średnio–masowej temperaturze powietrza $T_{f,inlet}$ w przekroju wlotowym ogrzewacza (dla $z = 0$). Wiąże się to z założeniem przyjmującym brak strat ciepła w układzie. W związku z powyższym, zakłada się równość strumienia ciepła odbieranego $\Delta\dot{Q}_w$ przez wodę i oddawanego przez powietrze $\Delta\dot{Q}_f$. A zatem, jeśli $\Delta\dot{Q}_w = \Delta\dot{Q}_f$, wtedy zapisać można

$$\Delta\dot{Q}_w = \dot{m}_f c_f (T_{f,outlet} - T_{f,inlet}), \quad (7.3)$$

gdzie $T_{f,outlet}$ jest właśnie średnio–masową temperaturę powietrza opuszczającego ogrzewacz. Znając $T_{f,inlet}$ oraz \dot{m}_f można wyznaczyć $T_{f,outlet}$ z równania (7.3).



Pomiaru temperatury dokonuje się za pomocą uprzednio skalibrowanych na stanowisku termopar typu T (Cu–NiCu), o dokładności $0,5^\circ\text{C}$ w zakresie pomiaru od -40°C do 125°C i $0,4\%$ w zakresie od 125°C do 350°C .

Pomiaru strumienia przepływu czynników pośredniczących w wymianie ciepła – powietrza w zamkniętym obiegu powietrznym, oraz wody w instalacji c.o. – przeprowadzono za pomocą:

- przepływomierza termicznego – umiejscowionego na prostym odcinku w górnej części kanału powietrznego (patrz rys. 7.1a), dokładnie 2940 mm, czyli ponad osiem średnic za łukiem – ostatnią zmianą kierunku przepływu powietrza,
- przepływomierza turbinkowego – umiejscowionego na odcinku przewodu hydraulicznego, którym tłoczona jest woda gorąca do odbiorników ciepła w instalacji c.o. – grzejników płytowych. Przepływomierz umieszczony jest w instalacji c.o. przed pompą obiegową – patrząc zgodnie z kierunkiem przepływu wody w instalacji c.o.

W Tabeli 7.1. zebrano podstawowe parametry przepływomierzy zainstalowanych na stanowisku.

Tabela 7.1. Charakterystyka przepływomierzy wykorzystanych na stanowisku badawczym wg [117].

	Przepływomierz termiczny	Przepływomierz turbinkowy
Producent	FCI	Hoffer
Typ	ST50	HO
Medium	powietrze, azot	ciecze, gazy
Dokładność	$\pm 2\%$ wskazań $+0,5\%$ zakresu dla temp. medium -18 do 121°C	$\pm 0,5\%$ dla zakresu temp. medium -270 do 450°C
Wygląd		

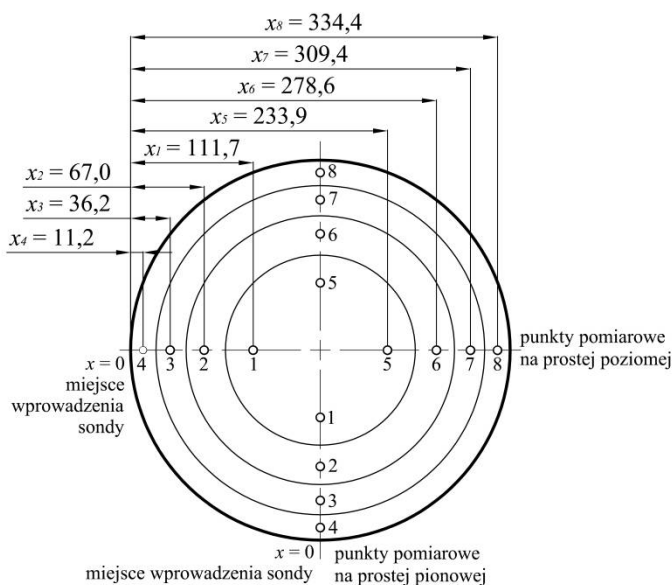
Pomiar prędkość powietrza realizowany jest za pomocą przepływomierza termicznego zainstalowanego na odcinku prostym w górnej części kanału powietrza. Czujnik przepływomierza umieszczony jest w tym przypadku w osi przewodu. Jednakże, pomiary prędkości gazów prowadzone tylko w jednym punkcie przekroju kanału, aby były wiarygodne, muszą być przeprowadzone w odpowiednim miejscu instalacji, tam gdzie profil prędkości gazu jest rozwinięty. Podczas przepływu burzliwego takie pomiary są jeszcze trudniejsze do przeprowadzenia kiedy chce się użyć pojedynczego przepływomierza umiejscowionego tylko w jednym, konkretnym, punkcie przekroju kanału. Zatem, w celu weryfikacji wskazań przepływomierza przeprowadzono pomiary strumienia objętości przepływu powietrza wg metodologii opisanej poniżej.

7.1. Wyznaczenie średniej prędkości przepływu powietrza w kanale instalacji badawczej z ogrzewaczem akumulacyjnym

W tej części pracy wyznaczona zostanie średnia prędkość przepływu powietrza w kanale powietrznym instalacji z elektrycznym ogrzewaczem akumulacyjnym. W tym celu zastosowana zostanie metodologia przedstawiona w Załączniku 2.

Przekrój kanału powietrza, w miejscu gdzie nominalnie osadzony jest przepływomierz termiczny, został podzielony na $n = 4$ pierścieni o równych polach powierzchni. Punkty pomiaru prędkości w wybranym przekroju kanału wyznaczono wg wzoru (Z.2.17) z Załącznika 2 dla kanału o średnicy wewnętrznej $D_{sh} = 345,6$ mm. Współrzędne x_i punktów pomiaru prędkości przepływu $(w_z)_i$ wyznaczone dla promienia wewnętrznego kanału $r_{sh} = 0,5D_{sh}$ podano w równaniu (7.4) i przedstawiono wizualnie na rys. 7.2.


$$\begin{aligned}
 x_1 &= 0,6464r_{sh} = 111,7 \text{ mm}, & x_5 &= 1,3536r_{sh} = 233,9 \text{ mm}, \\
 x_2 &= 0,3876r_{sh} = 67,0 \text{ mm}, & x_6 &= 1,6124r_{sh} = 278,6 \text{ mm}, \\
 x_3 &= 0,2094r_{sh} = 36,2 \text{ mm}, & x_7 &= 1,7906r_{sh} = 309,4 \text{ mm}, \\
 x_4 &= 0,0646r_{sh} = 11,2 \text{ mm}, & x_8 &= 1,9354r_{sh} = 334,4 \text{ mm}.
 \end{aligned}
 \tag{7.4}$$



Rys. 7.2. Współrzędne x_i punktów pomiaru lokalnej prędkości płynu $(w_z)_i$ w przekroju kanału powietrznego, wg rys. (Z.2.3).

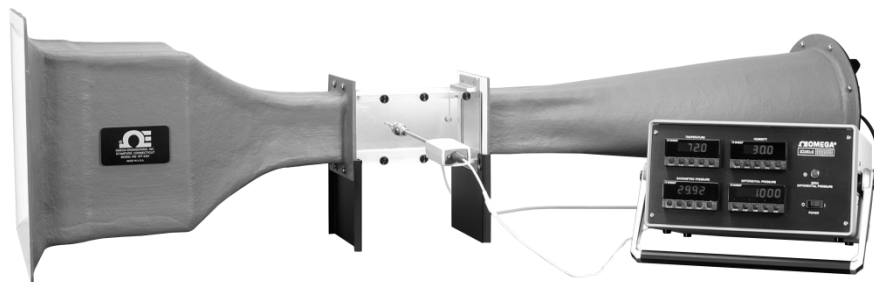
Pomiary prędkości w punktach pokazanych na rys. 7.2 zostały przeprowadzone za pomocą cyfrowego przepływomierza wiatraczkowego firmy Alhborn, pracującego w systemie Almemo [118]. Specyfikację przepływomierza przedstawiono w tabeli 6.2.

Tabela 7.2. Specyfikacja cyfrowego przepływomierza wiatraczkowego, wg [118].

Sonda do pomiarów prędkości przepływu powietrza i gazów. FVAD15 S240	
	
Maksymalna rozdzielczość:	0,01 m/s
Zakres pomiarowy:	0,6 do 20 m/s
Nominalna temperatura pracy:	22 °C + 2 K
Zakres temperatur pracy:	od -20 °C do 140 °C
Dokładność:	+1% od zakresu +3% wartości mierzonej

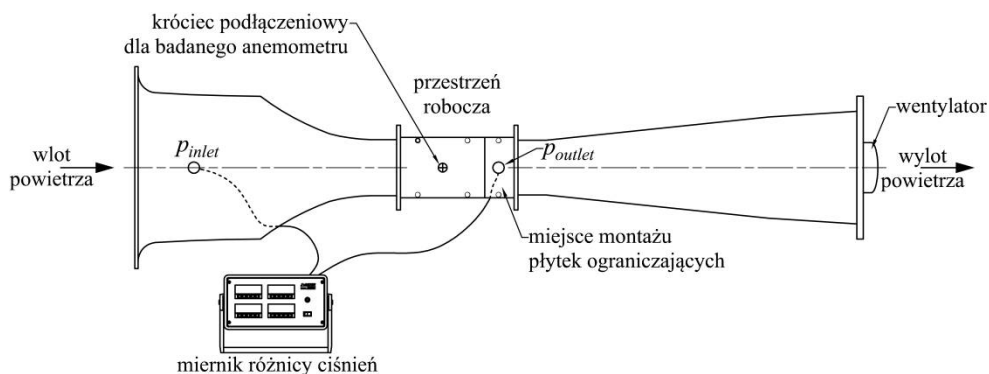
7.1.1. Procedura cechowania anemometrów w tunelu aerodynamicznym

Cyfrowy przepływomierz wiatraczkowy użyty podczas sondowania kanału został uprzednio skalibrowany na specjalnym, posiadającym certyfikat kalibracji NIST (ang. *National Institute of Standards and Technology, U.S. Department of Commerce*), tunelu aerodynamicznym dedykowanym do wzorcowania anemometrów w zakresie wskazań od 0,15 do 45 m/s [119]. Wygląd tunelu aerodynamicznego amerykańskiej firmy OMEGA przedstawiono na rys. 7.3.



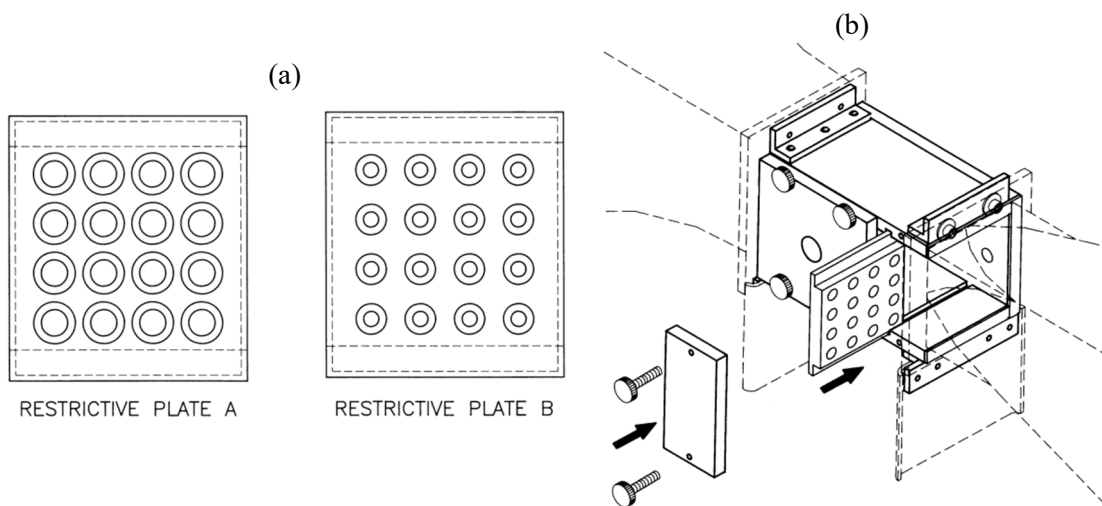
Rys. 7.3. Tunel aerodynamiczny WT4401-D firmy OMEGA do cechowania anemometrów, zaczerpnięto z [119].

Tunel aerodynamiczny o oznaczeniu handlowym WT4401-D działa na zasadzie zwężki Venturiego, w której prędkość przepływu powietrza określana jest poprzez pomiar różnicy ciśnień pomiędzy przekrojami: wlotowym (p_{inlet}) i wylotowym (p_{outlet}) z przestrzeni roboczej. Profil kanału wlotowego jest odpowiednio ukształtowany, tak aby uzyskać stały i niezakłócony przepływ powietrza przez przestrzeń roboczą o przekroju kwadratu i wymiarach 10×10 cm. Przepływ powietrza jest wymuszany przez wentylator wyposażony w 12-amperowy silnik zasilany napięciem 110V. Wentylator może osiągać prędkość obrotową w zakresie od 0 do 10 000 obr./min. i jest sterowany za pomocą dedykowanego układu regulacji. Schemat omawianego tunelu aerodynamicznego przedstawiono na rys. 7.4.



Rys. 7.4. Schemat tunelu aerodynamicznego WT4401-D firmy OMEGA wraz z zaznaczonymi punktami pomiaru ciśnienia, wg [119].

W celu zwiększenia dokładności pomiaru dla niższych prędkości przepływu powietrza (w granicach 0,15÷6,5 m/s) stosuje się dołączone do zestawu specjalne płytki ograniczające. Płytki te wykonane są z przezroczystego tworzywa sztucznego oraz mają wywierconych na przestrzał po 16 otworów – o średnicy 11 mm w płytce typu A, a o średnicy 7 mm w płytce typu B. Płytki stosowane są w celu zwiększenia spadku ciśnienia przy przepływie przez przestrzeń roboczą urządzenia. Co za tym idzie, gdy zwiększa się różnicę ciśnień zwiększeniu ulega również dokładność pomiaru. Wygląd płytek ograniczających oraz sposób ich montażu na stanowisku przedstawiono na rys. 7.5.



Rys. 7.5. Przestrzeń robocza tunelu aerodynamicznego: a) płytki ograniczające typu A i B, b) sposób ich montażu na stanowisku, wg [119].

Procedura cechowania w tunelu aerodynamicznym polega na porównaniu wskazań badanego anemometru z prędkością wiatru w tunelu wyznaczoną na podstawie zmierzonego spadku ciśnienia $\Delta p = p_{inlet} - p_{outlet}$. Wg materiałów producenta [119] wskazania różnicy ciśnień Δp_{std} mierzonej w warunkach standardowych mogą być zamienione bezpośrednio na prędkość przepływającego płynu w_{tun} zgodnie z tabelą Z.3.1 z Załącznika 3.

Ponieważ pomiary prowadzone są zazwyczaj w warunkach odbiegających od standardowych, należy uwzględnić ten fakt obliczając spadek ciśnienia Δp_{act} odpowiadający danej prędkości przepływu w rzeczywistych warunkach pracy urządzenia. W tym celu, z uwagi na zmianę gęstości powietrza z ciśnieniem i temperaturą, wyznacza się współczynnik korekcyjny K wg wzoru [119]:

$$K = \frac{29,92}{p_{amb}} \frac{460 + T_{amb}}{530}, \quad (7.5)$$

gdzie p_{amb} to ciśnienie atmosferyczne panujące podczas przeprowadzania pomiarów, podstawiane do wzoru w inHg, a T_{amb} to temperatura otoczenia wyrażana w °F. Dla danej lokalizacji możliwe jest określenie ciśnienia atmosferycznego p_{amb} z zależności [119]:

$$p_{amb} = 29,92 \exp\left(\frac{-ALT}{53,3T_{amb}}\right), \quad (7.6)$$

gdzie ALT to wysokość nad poziomem morza podana w ft a.s.l. (stopy nad poziomem morza), natomiast T_{amb} to temperatura otoczenia podawana w skali Rankine'a, R. Po wyznaczeniu wartości współczynnika K należy przemnożyć przez niego podane w tabeli Z.3.1 różnice ciśnień Δp_{std} dla całego zakresu prędkości w_{tun} powietrza w tunelu.

7.1.2. Kalibracja cyfrowego anemometru wiatraczkowego

Warunki w jakich przeprowadzone było cechowanie anemometru wiatraczkowego to:

- temperatura otoczenia T_{amb} równa 23,4°C, a w przeliczeniu: 74,2°F oraz 533,8 R,
- wysokość nad poziomem morza ALT dla Krakowa wynosi 212 m n.p.m., czyli 695,54 ft a.s.l.

Na podstawie powyższych danych z równania (7.6) wyznacza się ciśnienie atmosferyczne p_{amb} w danej temperaturze powietrza T_{amb} oraz na danej wysokości geograficznej ALT :

$$p_{amb} = 29,92 \cdot \exp\left(\frac{-695,54}{53,3 \cdot 533,8}\right) = 29,19 \text{ inHg}, \quad (7.7)$$

czyli ok. 98 878 Pa. Kolejno, oblicza się współczynnik korekcji gęstości powietrza K ze wzoru (7.5):

$$K = \left(\frac{29,92}{29,19}\right) \left(\frac{460 + 74,2}{530}\right) = 1,033. \quad (7.8)$$

Znając wartość współczynnika K należy pomnożyć przez niego wszystkie wielkości różnicy ciśnień Δp_{std} z tabeli Z.3.1 z Załącznika 3, wg wzoru

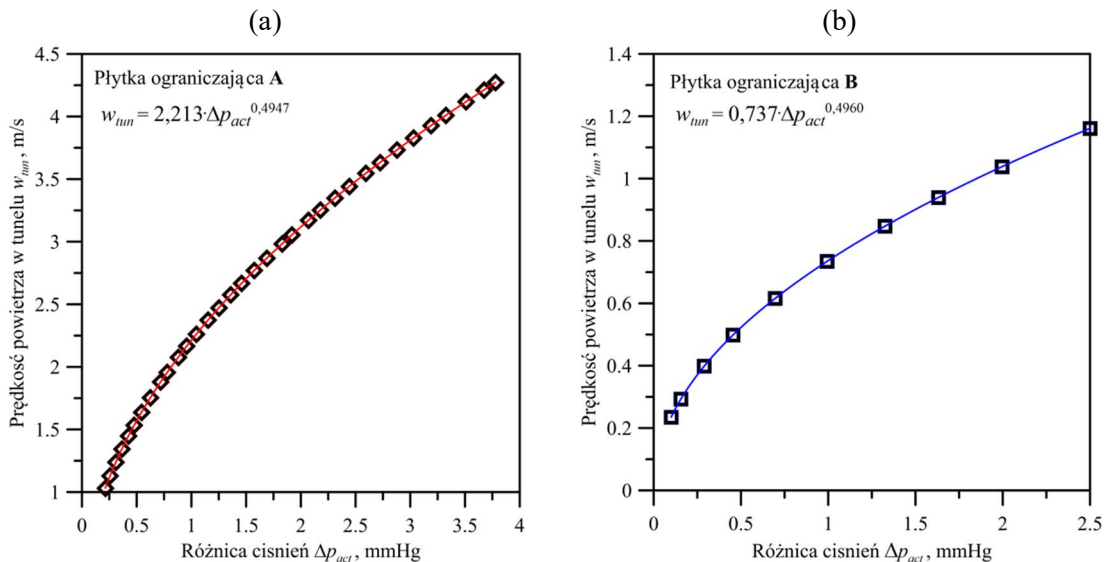
$$\Delta p_{act} = K \cdot \Delta p_{std}. \quad (7.9)$$

Skorygowane wartości różnicy ciśnień Δp_{act} oraz odpowiadające im prędkości powietrza w tunelu aerodynamicznym przedstawiono w tabeli 7.3.

Tabela 7.3. Skorygowane różnice ciśnień Δp_{act} mierzone w tunelu aerodynamicznym wraz z odpowiadającymi im prędkościami przepływającego powietrza.

Płytką ograniczająca B			Płytką ograniczająca A		
Warunki rzeczywiste		Niepewność pomiaru, 2% Δp_{act}	Warunki rzeczywiste		Niepewność pomiaru, 2% Δp_{act}
w_{tun}	Δp_{act}		w_{tun}	Δp_{act}	
m/s	mmHg	± mmHg	m/s	mmHg	± mmHg
0,00	0,000	0,000	1,25	0,320	0,006
0,15	0,042	0,001	1,30	0,346	0,007
0,20	0,067	0,001	1,40	0,403	0,008
0,25	0,113	0,002	1,50	0,474	0,009
0,30	0,174	0,003	1,75	0,627	0,012
0,40	0,290	0,006	2,00	0,793	0,015
0,50	0,464	0,009	2,25	1,030	0,020
0,60	0,632	0,013	2,50	1,221	0,024
0,75	1,020	0,020	2,75	1,515	0,029
1,00	1,863	0,037	3,00	1,772	0,034
1,25	2,946	0,059	3,25	2,151	0,041
			3,50	2,583	0,050
			4,00	3,331	0,064
			4,50	3,980	0,077
			5,00	5,391	0,104
			5,50	6,233	0,120
			6,50	9,343	0,180

W oparciu o dane przedstawione w tabeli 7.3 sporządzono wykresy funkcji prędkości przepływu powietrza w_{tun} w tunelu aerodynamicznym w zależności od rzeczywistej (skorygowanej) różnicy ciśnień Δp_{act} . Przedstawiono je na rys. 7.6.



Rys. 7.6. Zależność prędkości powietrza w tunelu aerodynamicznym w_{tun} w funkcji mierzonej różnicy ciśnień Δp_{act} ; a) dla płytki ograniczającej A, b) dla płytki ograniczającej B.

Aproksymując dane zebrane z rys. 7.6a i b funkcją potęgową otrzymuje się następujące równania funkcji:

- dla płytki ograniczającej A:

$$w_{tun} = 2,213 \cdot \Delta p_{act}^{0,4947}, \quad (7.10)$$

- dla płytki ograniczającej B:

$$w_{tun} = 0,737 \cdot \Delta p_{act}^{0,4960}. \quad (7.11)$$

Równania funkcji aproksymacyjnych (7.10) i (7.11) posłużą do wyznaczenia prędkości powietrza w tunelu aerodynamicznym na podstawie zmierzonej wartości różnicy ciśnień Δp_{act} .

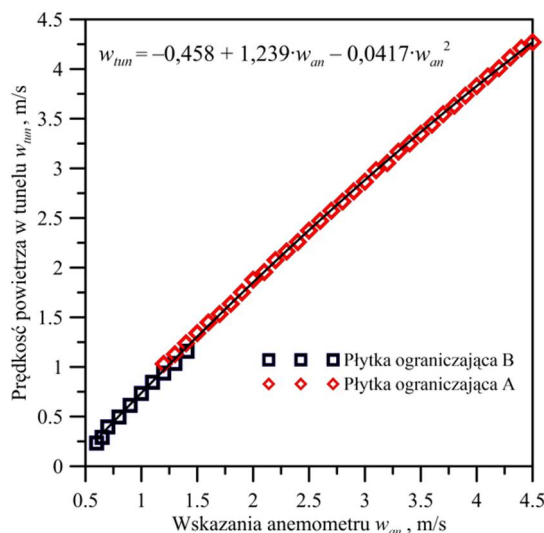
Kolejnym krokiem jest umieszczenie badanego przepływomierza w tunelu aerodynamicznym i zapisanie wskazywanych przez niego prędkości przepływu w_{an} oraz zmierzonej różnicy ciśnień Δp_{act} . Pomiarów dokonuje się dla różnych ustawień obrotów wentylatora wyciągowego zamontowanego w tunelu aerodynamicznym. Badania rozpoczyna się z zamontowaną płytką ograniczającą typu B. Zakres badania obejmują w tym przypadku różnice ciśnień Δp_{act} od 0 do 3,0 mmHg. Jeśli, dla kolejnych prędkości obrotowych wentylatora spadek ciśnienia Δp_{act} przekracza 3,0 mmHg, wtedy należy zmienić płytkę ograniczającą z B na A. Kolejno, pomiary dla płytki ograniczającej typu A przeprowadza się dla różnicy ciśnień Δp_{act} od 0 do 9,5 mmHg. Wyniki pomiarów przedstawiono w tabeli 7.4.

Kolejno, na podstawie danych z tabeli 7.4 można podać wzór funkcji aproksymacyjnej pozwalający na wyznaczenie rzeczywistej prędkości przepływu powietrza w_{tun} w tunelu aerodynamicznym w funkcji wskazań cyfrowego anemometru wiatraczkowego w_{an} . Dane z tabeli 7.4 przedstawiono na rys. 7.7 oraz podano wzór krzywej kalibracyjnej cechowanego przepływomierza.

Tabela 7.4. Wyznaczony spadek ciśnienia Δp_{act} przeliczony wg wzorów (7.10) i (7.11) na prędkość powietrza w tunelu aerodynamicznym w_{tun} . Prędkość w_{tun} zestawiono ze wskazaniami w_{an} cyfrowego anemometrem wiatraczkowego.

Płytką ograniczająca B		
Δp_{act}	w_{tun}	w_{an}
mmHg	m/s	
0,100	0,24	0,60
0,156	0,29	0,65
0,290	0,40	0,70
0,455	0,50	0,80
0,697	0,62	0,90
0,994	0,73	1,00
1,326	0,85	1,10
1,632	0,94	1,20
1,996	1,04	1,30
2,501	1,16	1,41

Płytką ograniczająca A		
Δp_{act}	w_{tun}	w_{an}
mmHg	m/s	
0,214	1,03	1,20
0,257	1,13	1,30
0,310	1,24	1,40
0,365	1,34	1,50
0,425	1,45	1,60
0,478	1,54	1,70
0,545	1,64	1,80
0,625	1,75	1,90
0,720	1,88	2,00
0,780	1,96	2,10
0,881	2,08	2,20
0,958	2,17	2,30
1,045	2,26	2,40
1,153	2,37	2,50
1,252	2,47	2,60
1,360	2,58	2,70
1,460	2,67	2,80
1,576	2,77	2,90
1,690	2,87	3,00
1,830	2,98	3,10
1,920	3,06	3,20
2,070	3,17	3,30
2,180	3,25	3,40
2,312	3,35	3,50
2,443	3,44	3,60
2,595	3,55	3,70
2,725	3,63	3,80
2,880	3,73	3,90
3,030	3,83	4,00
3,190	3,93	4,10
3,325	4,01	4,20
3,510	4,12	4,30
3,675	4,21	4,40
3,780	4,27	4,50



Rys. 7.7. Krzywa kalibracyjna dla cechowanego przepływomierza. Porównanie wskazań anemometru wiatraczkowego w_{an} oraz rzeczywistej prędkości przepływu powietrza w_{tun} w tunelu aerodynamicznym wyznaczonej na podstawie pomiarów różnicy ciśnień Δp_{act} .

Porównując na rys. 7.7 wartości rzeczywistej prędkości przepływu powietrza w_{tun} w tunelu aerodynamicznym ze wskazaniami cechowanego anemometru w_{an} wyznaczono dla niego wzór funkcji aproksymacyjnej w postaci wielomianu drugiego stopnia

$$w_{tun} = -0,0417 \cdot w_{an}^2 + 1,239 \cdot w_{an} - 0,458. \quad (7.12)$$

Dzięki temu możliwa jest kalibracja wskazań badanego anemometru w taki sposób, by odzwierciedlały one rzeczywiste wartości prędkości przepływu powietrza. Ograniczeniem stosowania wyznaczonej funkcji kalibracyjnej jest konieczność prowadzenia pomiarów w warunkach temperatury i ciśnienia zbliżonych do warunków standardowych.

7.1.3. Wyznaczenie rzeczywistej prędkości przepływu w kanale obiegu powietrza w instalacji badawczej z elektrycznym ogrzewaczem akumulacyjnym

Po przeprowadzeniu cechowania anemometru wiatraczkowego w tunelu aerodynamicznym i po wyznaczeniu wzoru krzywej kalibracyjnej, można przejść do wyznaczenia prędkości przepływu w kanale powietrza będącym częścią instalacji badawczej z elektrycznym ogrzewaczem akumulacyjnym. Sposób wyznaczania średniej prędkości przepływu płynu w kanałach o przekroju kołowym przedstawiono w Załączniku 2. Współrzędne punktów pomiaru lokalnej prędkości przepływu wyznaczono jak w równaniu (Z.2.17). Ich wartości przedstawiono w równaniu (7.4) oraz pokazano na rys. 7.2.

Sondowania dokonano w kanale biegnącym równolegle ponad ogrzewaczem akumulacyjnym, w przekroju kanału oddalonym od ostatniego łuku o ponad osiem długości wewnętrznej średnicy kanału D_{sh} . Pomiar przeprowadzono dla zmiennych częstotliwości obrotów wentylatora Obr w przedziale $25 \div 80$ Hz, ze skokiem co 5 Hz. Sondowania dokonano dla każdej częstotliwości obrotów łącznie w 16 punktach pomiarowych, zarówno na prostej poziomej jak i pionowej przechodzącej przez oś kanału powietrza (wg rys. 7.2). W pomiarach użyto cyfrowego przepływomierza wiatraczkowego FVAD15 S240 firmy Alhborn. W tabeli Z.4.1 w Załączniku 4 zestawiono wartości lokalnych prędkości powietrza (w_{zi}) bezpośrednio odczytanych z urządzenia pomiarowego, bez uwzględnienia jego kalibracji w tunelu

aerodynamicznym. Temperatura powietrza przepływającego w instalacji utrzymywała się na stałym poziomie i wynosiła 23,0°C.

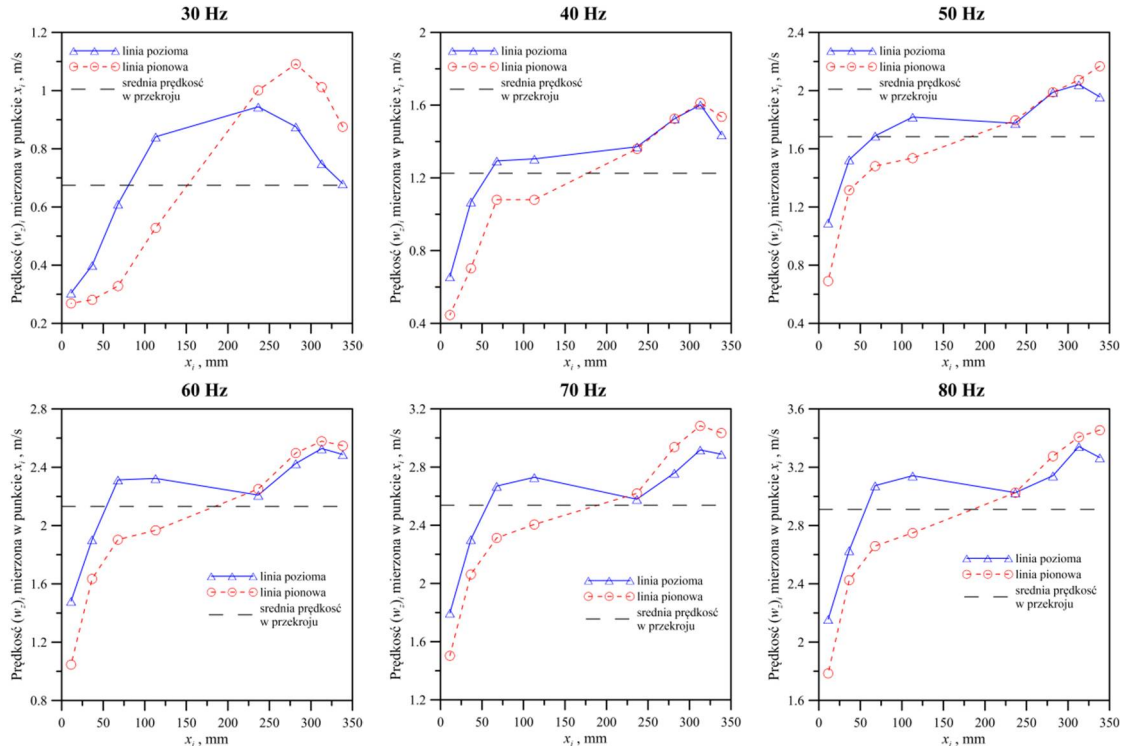
Na podstawie wyznaczonego równania funkcji korekcyjnej (7.12) możliwa jest kalibracja wskazań badanego anemometru w taki sposób, by odzwierciedlały one rzeczywiste wartości prędkości przepływu powietrza w kanale. Jako, że warunki zewnętrzne podczas kalibracji urządzenia (ciśnienie atmosferyczne i temperatura otoczenia 23,4°C) są bardzo zbliżone do warunków panujących na stanowisku badawczym podczas pomiarów, możliwe jest zastosowanie wprost równania funkcji korekcyjnej. A zatem, jako argumenty funkcji podstawia się wartości prędkości $(w_z)_i$ wskazywane wprost przez przepływomierz (tabela Z.4.1), otrzymując skorygowane wartości prędkości powietrza, które przedstawione są w tabeli 7.5.

Tabela 7.5. Skorygowane wartości lokalnych prędkości przepływu powietrza $(w_z)_i$ wyznaczone w danych punktach pomiarowych x_i oraz średnia prędkość przepływu w kanale \bar{w}_z . Pomiary dokonane za pomocą skalibrowanego przepływomierza wiatraczkowego.

Obr. went. Hz	Pkt. pomiarowe w przekroju kanału na linii (wg rys. 7.2):	Skorygowane wartości lokalnych prędkości przepływu powietrza $(w_z)_i$ wyznaczone w danych punktach pomiarowych x_i (wg rys. 6.2), m/s								Średnia prędkość \bar{w}_z w przekroju, m/s
		x_8	x_7	x_6	x_5	x_1	x_2	x_3	x_4	
25	poziomej	0,58	0,63	0,66	0,66	0,48	0,33	0,27	0,27	0,48
	pionowej	0,68	0,68	0,67	0,66	0,33	0,29	0,27	0,27	
30	poziomej	0,68	0,75	0,88	0,95	0,84	0,61	0,40	0,31	0,68
	pionowej	0,88	1,01	1,09	1,00	0,53	0,33	0,28	0,27	
35	poziomej	1,01	1,29	1,15	1,02	0,98	0,87	0,73	0,45	0,92
	pionowej	1,29	1,25	1,27	1,23	0,75	0,61	0,44	0,36	
40	poziomej	1,44	1,60	1,53	1,37	1,31	1,29	1,07	0,66	1,23
	pionowej	1,54	1,61	1,53	1,36	1,08	1,08	0,70	0,45	
45	poziomej	1,69	1,79	1,74	1,64	1,53	1,56	1,31	0,91	1,45
	pionowej	1,88	1,84	1,73	1,58	1,25	1,19	0,97	0,58	
50	poziomej	1,96	2,04	1,99	1,78	1,82	1,69	1,53	1,09	1,69
	pionowej	2,17	2,08	1,99	1,80	1,54	1,48	1,32	0,69	
55	poziomej	2,20	2,21	2,13	2,03	2,14	2,04	1,78	1,29	1,92
	pionowej	2,36	2,40	2,25	2,02	1,80	1,70	1,47	0,84	
60	poziomej	2,49	2,53	2,43	2,21	2,33	2,32	1,91	1,48	2,13
	pionowej	2,55	2,58	2,50	2,25	1,97	1,91	1,64	1,05	
65	poziomej	2,61	2,57	2,57	2,40	2,43	2,46	2,06	1,67	2,31
	pionowej	2,81	2,76	2,68	2,43	2,17	2,06	1,91	1,37	
70	poziomej	2,89	2,92	2,76	2,58	2,73	2,67	2,31	1,80	2,54
	pionowej	3,04	3,09	2,94	2,62	2,41	2,32	2,06	1,50	
75	poziomej	3,07	3,13	3,01	2,79	2,94	2,87	2,43	1,92	2,71
	pionowej	3,27	3,27	3,03	2,79	2,53	2,41	2,27	1,56	
80	poziomej	3,27	3,35	3,15	3,03	3,15	3,08	2,63	2,16	2,91
	pionowej	3,46	3,41	3,28	3,03	2,75	2,66	2,43	1,79	

Średnią prędkość przepływu płynu \bar{w}_z w rozważanym przekroju poprzecznym kanału oblicza się jako średnią arytmetyczną skorygowanych lokalnych prędkości przepływu powietrza $(w_z)_i$ mierzonych we wszystkich punktach pomiarowych x_i leżących na dwóch prostopadłych do

siebie prostych. Wartości \bar{w}_z w zależności od częstości obrotów wentylatora przedstawiono w tabeli 7.5. Na ich podstawie sporządzono wykresy (rys. 7.8) obrazujące zmiany lokalnej prędkości przepływającego powietrza w wyznaczonych punktach przekroju x_i w zależności od ustawionej częstości obrotów wentylatora. Dodatkowo, przerywaną poziomą linią zaznaczono również obliczoną średnią prędkość powietrza \bar{w}_z w przekroju.



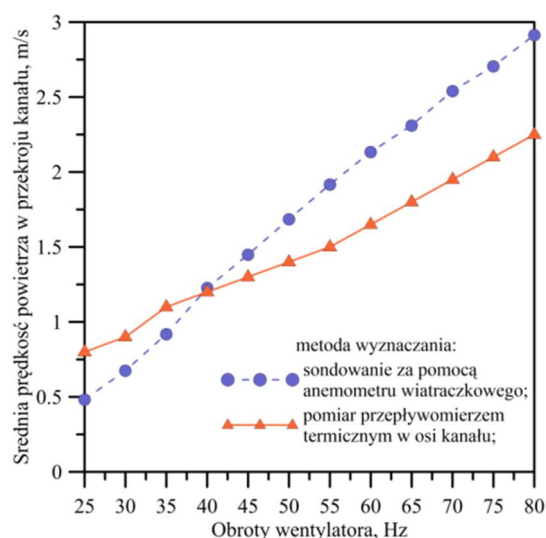
Rys. 7.8. Prędkości powietrza $(w_z)_i$ mierzone w wyznaczonych punktach pomiarowych x_i oraz porównane ze średnią prędkością powietrza w kanale \bar{w}_z dla różnych częstotliwości obrotów wentylatora (wg tabeli 7.5).

Z przedstawionych na rys. 7.8 danych jasno wynika, że profile prędkości powietrza w badanym kanale są silnie nieregularne a ich przebiegi dalece odbiegają od kształtów opisywanych równaniami (Z.2.1) i (Z.2.4). Jak widać, lokalne prędkości przepływu powietrza $(w_z)_i$ silnie zmieniają się wraz ze wzrostem współrzędnej punktów pomiarowych x_i i to zarówno dla pomiarów prędkości na linii poziomej, jak i pionowej. Wraz ze wzrostem współrzędnej x_i można dostrzec wzrost mierzonych wartości $(w_z)_i$, z tym że nie można jednoznacznie określić charakteru tego wzrostu. Dodatkowo, można zauważyć, że profil prędkości powietrza w kanale nie jest symetryczny. Ten stan rzeczy spowodowany jest występującymi w układzie czynnikami zaburzającymi przepływ. Są to kolana i łuki licznie występujące na drodze przepływu powietrza, ponadto sama konstrukcja ogrzewacza akumulacyjnego oraz lamelowego wymiennika ciepła. Można również zauważyć, że wraz ze wzrostem częstotliwości obrotów wentylatora profil prędkości powietrza w kanale nieco się wyrównuje i w rdzeniu kanału zbliża się do linii średniej prędkości przepływu. Z praktyki inżynierskiej wiadomo, że przy przepływie gazów ustalenie się profilu prędkości następuje na odcinkach prostych przy ich długościach przekraczających nawet dwudziestokrotność średnicy wewnętrznej kanału.

Zgodnie z powyższym, pomiar prędkości przepływu gazów tylko w jednym punkcie przekroju kanału – w jego osi – niesie ze sobą bardzo duże błędy systematyczne pomiaru. Tyczy się to szczególnie pomiarów prowadzonych na krótkich odcinkach prostych rurociągów,

gdy profil prędkości nie jest ustalony. Aby zwizualizować rozbieżności pomiaru w badanym przekroju kanału powietrza, na rysunku 7.9 zestawiono wyniki wyznaczenia średniej prędkości przepływu wg dwóch podejść:

- Podejście 1: pomiar bezpośredni prędkości przepływu powietrza w osi kanału za pomocą przepływomierza termicznego (tabela 7.1). Zakłada się przy tym, że wyznaczona w ten sposób prędkość płynu jest jego prędkością średnią w przekroju.
- Podejście 2: zastosowanie metodyki przedstawionej w Załączniku 2. Polega ona na podziale przekroju kanału na $n = 4$ pierścienie o równym polu powierzchni, wyznaczenie współrzędnych łącznie 16 punktów pomiarowych oraz wyznaczenie w nich lokalnych prędkości przepływu gazu $(w_z)_i$. Średnia prędkość przepływu gazu \bar{w}_z jest średnią arytmetyczną z wyznaczonych $(w_z)_i$. Sondowanie kanału wykonuje się uprzednio skalibrowanym, cyfrowym anemometrem wiatraczkowym.

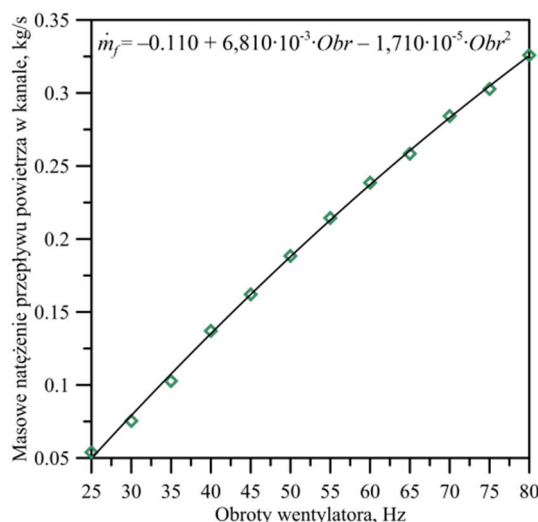


Rys. 7.9. Porównanie metod wyznaczenia średniej prędkości powietrza w przekroju kanału.

Rozbieżności w wyznaczonych średnich prędkościach przepływu powietrza rosną wraz ze zwiększaniem częstości obrotów wentylatora. Z racji tego, iż cyfrowy anemometr wiatraczkowy został uprzednio skalibrowany, oraz metodyka samego badania obejmuje uwzględnienie rozkładu prędkości w przekroju kanału – do dalszych obliczeń przyjmuje się wartości \bar{w}_z uzyskane z metody sondowania lokalnej prędkości przepływu w wyznaczonym przekroju kanału. W późniejszych obliczeniach wygodniej będzie się jednak posługiwać nie samą średnią prędkością przepływu powietrza \bar{w}_z , lecz jego natężeniem masowym \dot{m}_f . Jest ono bowiem niezmiennie wraz ze zmianą temperatury powietrza. Znając średnicę kanału oraz gęstość powietrza w temperaturze pomiaru (23,0°C), można obliczyć masowe natężenie przepływu powietrza ze wzoru

$$\dot{m}_f = \bar{w}_z \frac{\pi D_{sh}^2}{4} \rho_f. \quad (7.13)$$

gdzie gęstość powietrza ρ_f w temperaturze 23,0°C to 1,193 kg/m³. Na rys. 7.10 przedstawiono wykres zależności masowego natężenia przepływu powietrza \dot{m}_f w funkcji częstości obrotów wentylatora Obr .



Rys. 7.10. Zależność masowego natężenia przepływu powietrza \dot{m}_f od częstości obrotów wentylatora Obr .

Równanie funkcji aproksymacyjnej ma w tym wypadku postać wielomianu drugiego stopnia:

$$\dot{m}_f = -1,710 \cdot 10^{-5} \cdot Obr^2 + 6,810 \cdot 10^{-3} \cdot Obr - 0,110. \quad (7.14)$$

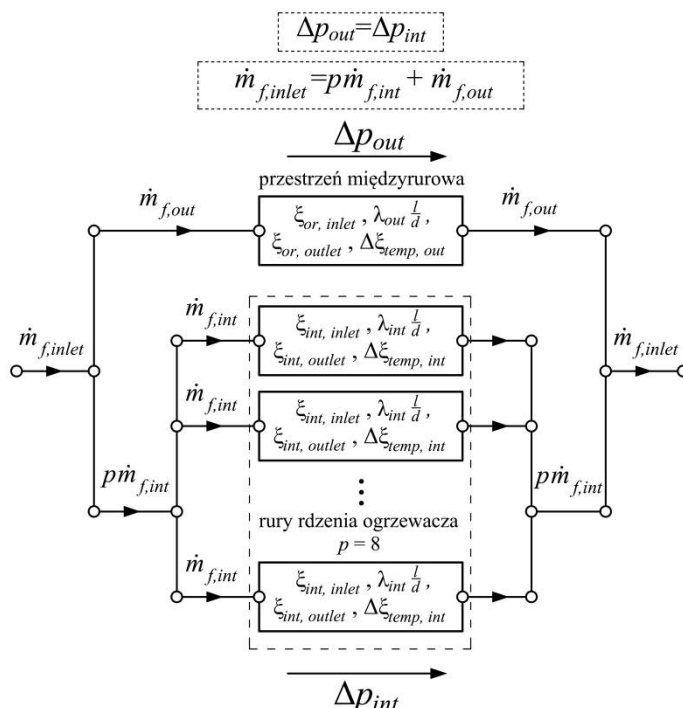
Na podstawie zależności (7.14) możliwe będzie wyznaczenie masowego natężenia przepływu powietrza przy zadanej częstości obrotów wentylatora.

7.2. Wyznaczanie oporów przepływu oraz strumieni powietrza płynącego w przestrzeni międzyrurowej i w rurach ogrzewacza

Przedstawiona w pracy metodologia wyznaczania strat ciśnienia przy przepływie powietrza przez ogrzewacz akumulacyjny powstała w oparciu o prace [120, 121, 122]. Jest to o tyle istotne, że w przekroju wlotowym ogrzewacza strumień powietrza kierowanego z wentylatora rozdziela się: część powietrza przepływa przez rury rdzenia wypełnione elementami ceramicznymi akumulującymi ciepło, natomiast pozostała część od zewnątrz omywa rury rdzenia płynąc w przestrzeni międzyrurowej. Podstawowe zasady mechaniki płynów mówią, że płyn przepłynie z większym natężeniem przez kanał, w którym napotka na mniejsze opory przepływu. W tym przypadku opory przepływu wyznacza się dla kolejnych części ogrzewacza – odcinka wlotowego i wylotowego, wnętrza rur rdzenia, oraz przestrzeni międzyrurowej. Na podstawie oszacowanych strat ciśnienia możliwe będzie wyznaczenie natężenia przepływu powietrza w przestrzeni międzyrurowej $\dot{m}_{f,out}$ i rurach rdzenia ogrzewacza $\dot{m}_{f,int}$. Pozyskanie informacji odnośnie wartości przepływów masowych $\dot{m}_{f,int}$ i $\dot{m}_{f,out}$ jest niezbędne przy obliczaniu współczynników wnikania ciepła, a zatem modelowaniu konwencyjnej wymiany ciepła w układzie ścianka – płyn.

Wykorzystując analogię przepływu prądu elektrycznego do przepływu płynu, zgodnie z prawem Ohma, spadek ciśnienia w kanale zależy od oporów przepływu w nim występujących, kwadratu prędkości płynu oraz jego temperatury. Należy tu zauważyć, że w danej chwili czasu spadki ciśnienia w przestrzeni międzyrurowej Δp_{out} jak i w każdej z rur rdzenia ogrzewacza Δp_{int} muszą być sobie równe. Na rys. 7.11 schematycznie przedstawiono występujące w układzie opory przepływu i jak widać, sumy współczynników oporu przepływu dla rur i przestrzeni międzyrurowej mają różne składowe, a zatem ich wartości będą różne. Dlatego, celem analizy

jest wyznaczenie takich wartości prędkości płynu w rurkach i przestrzeni międzyrurowej, aby zachodziła równość $\Delta p_{out} = \Delta p_{int}$.



Rys. 7.11. Schematyczne przedstawienie oporów przepływu wewnątrz ogrzewacza akumulacyjnego.

Podczas przepływu przez ogrzewacz struga płynu zostaje rozdzielona na dwa strumienie: powietrza przepływającego w każdej z $p=8$ rur rdzenia ogrzewacza $\dot{m}_{f,int}$, oraz płynącego w przestrzeni międzyrurowej $\dot{m}_{f,out}$. W obliczeniach założono, że jednostkowy strumień powietrza przepływającego przez każdą z p rur jest taki sam i wynosi $\dot{m}_{f,int}$. W związku z licznymi oporami przepływu występującymi w układzie spodziewać się można, że rozplływ powietrza nie będzie w tym przypadku równomierny, tzn. że strumienie $\dot{m}_{f,out}$ oraz $p\cdot\dot{m}_{f,int}$ nie będą sobie równe.

Całkowite straty ciśnienia w układzie Δp_{tot} są sumą liniowych Δp_{λ} oraz miejscowych Δp_{ξ} strat ciśnienia:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\xi}. \quad (7.15)$$

Te z kolei zależą od kwadratu prędkości płynu w_f , jego temperatury, oraz sumy oporów przepływu w urządzeniu, odpowiednio, oporów liniowych i miejscowych.

Opory liniowe, spowodowane tarcieniem cząsteczek płynu o ścianki kanału, przy przepływie przez proste odcinki rurociągów o dowolnym i niezmiennym kształcie przekroju, można oszacować korzystając z równania Darcy – Weisbacha:

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho_f w_f^2}{2}, \quad (7.16)$$

przy czym: d i l to odpowiednio średnica i długość rozważanego odcinka kanału, w_f – prędkość przepływu płynu, a λ to współczynnik liniowych strat tarcia. Aby wyznaczyć wartość współczynnika λ można posilkować się dostępnymi w literaturze zależnościami empirycznymi. W niniejszej pracy zostaną użyte następujące korelacje:

- równanie Hagena – Poiseulle’a dla przepływu laminarnego [122]:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}_f}, \quad \text{dla } \text{Re} < 2000, \quad (7.17)$$

- równanie Colebrook’a – White’a dla przepływu turbulentnego, przy uwzględnieniu chropowatości e ścianki kanału [123]:

$$\lambda = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{\text{Re}_f \sqrt{\lambda}} \right) + \frac{e}{3,7d} \right]^{-2}, \quad \text{dla } \text{Re} > 2000, \quad (7.18)$$

- zaproponowane w pracy [124] przez prof. Dawida Talera równanie dla turbulentnego przepływu płynu przez gładkie rury stalowe:

$$\lambda = \left[1,2776 \log_{10} (\text{Re}_f) - 0,406 \right]^{-2,246}, \quad \text{dla } 3000 < \text{Re}_f < 10^7, \quad (7.19)$$

Równanie (6.19) zostało wyprowadzone poprzez aproksymację wyników empirycznego równania Colebrook’a – White’a w połączeniu z wartościami uzyskanymi z wykresu Moody’ego [125], również bazującego na równaniu Colebrook’a – White’a.

Przy zmianie kształtu i rozmiarów przekroju przewodu, kierunku przepływu, wlotu i wylotu płynu z urządzenia, itp., występują lokalne opory przepływu płynu. Nazywa się je oporami miejscowymi, gdyż są ściśle związane z określonym miejscem w instalacji. Wielkość strat ciśnienia Δp_ξ w wyniku występowania miejscowych oporów przepływu jest proporcjonalna do ciśnienia dynamicznego, i opisywana zależnością [122]:

$$\Delta p_\xi = \sum \xi \frac{\rho_f w_f^2}{2}, \quad (7.20)$$

gdzie $\sum \xi$ jest sumą eksperymentalnie wyznaczanych współczynników oporów miejscowych. Współczynniki ξ oblicza się z zależności empirycznych dedykowanych dla konkretnych przypadków.

Analizując konstrukcję badanego ogrzewacza akumulacyjnego możliwe jest oszacowanie wartości współczynników oporów przepływu dla dwóch przypadków.

7.2.1. Przepływu powietrza w przestrzeni międzyrurowej

Straty ciśnienia w tym przypadku to głównie opory przepływu wywołane tarciami płynu o zewnętrzne ścianki rur przy przepływie w przestrzeni międzyrurowej (straty liniowe), oraz opory miejscowe na dnach sitowych zlokalizowanych w przekroju wlotowym i wylotowym części cylindrycznej ogrzewacza. Całkowity spadek ciśnienia przy przepływie powietrza w przestrzeni międzyrurowej ogrzewacza Δp_{out}

$$\Delta p_{out} = \left(\xi_{or,inlet} + \lambda_{out} \frac{l_{out}}{d_{h,out}} + \xi_{or,outlet} + \Delta \xi_{temp,out} \right) \frac{\rho_f w_{f,out}^2}{2}, \quad (7.21)$$

jest iloczynem ciśnienia dynamicznego spowodowanego przepływem powietrza, oraz sumy oporów przepływu:

- miejscowych $\xi_{or,inlets}$, przy przepływie powietrza przez dno sitowe w przekroju wlotowym ogrzewacza,

- liniowych $\lambda_{out} l_{out}/d_{h,out}$, przy przepływie powietrza w przestrzeni międzyrurowej, gdzie λ_{out} – współczynnik strat liniowych w przestrzeni międzyrurowej, obliczany z równania (6.19), $d_{h,out}$ – średnica hydrauliczna, a l_{out} – długość przestrzeni międzyrurowej,
- miejscowych $\xi_{or,outlets}$, przy przepływie powietrza przez dno sitowe w przekroju wylotowym ogrzewacza,
- miejscowych $\Delta\xi_{temp,out}$ uwzględniający zmianę prędkości powietrza w skutek zmian jego temperatury, który dla przestrzeni międzyrurowej wyznacza się z zależności [120, 121]:

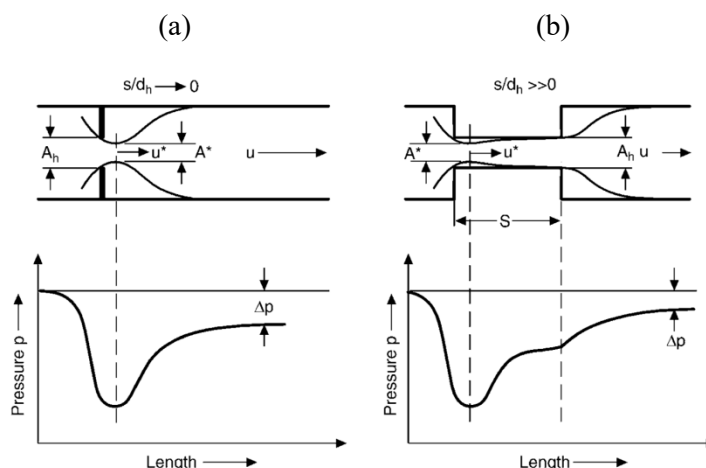
$$\Delta\xi_{temp,out} = 2 \frac{T_{f,out}|_{z=L} - T_{f,out}|_{z=0}}{T_{f,out}|_{z=0} + 273,15K}, \quad (7.22)$$

Choć w obliczeniach cieplnych obecność den sitowych w przekroju wlotowym i wylotowym ogrzewacza akumulacyjnego uwzględnia się tylko poprzez dodanie ich masy przy obliczaniu pojemności cieplnej złoża (patrz Tabela 4.2), to ze względu na występujące na nich opory przepływu, muszą być w tej części uwzględnione. W rozważaniach zakłada się, że dno sitowe jest w rzeczywistości perforowaną płytą z systemem równomiernie rozłożonych równoległych otworów, w których występują identyczne warunki przepływu płynu. A zatem, wyznaczanie oporów przepływu ograniczyć można do rozważenia przepływu płynu przez pojedynczy otwór w płycie [122].

Jak przedstawiono na rys. 7.12, przy obliczeniu miejscowych strat ciśnienia na dnach sitowych rozważać można dwa przypadki:

- przepływ płynu przez cienką płytę z dużymi średnicami otworów, gdy $l_{or}/d_{or} \rightarrow 0$,
- przepływ płynu przez grubą płytę z małymi średnicami otworów, gdy $l_{or}/d_{or} \gg 0$,

przy czym l_{or}/d_{or} to stosunek długości kanału w płycie l_{or} (grubości płyty) do średnicy otworu d_{or} .



Rys. 7.12. Przepływ płynu przez otwór a) w płycie cienkościenniej, oraz b) grubościenniej, rysunek zaczerpnięto z [122].

Te dwa wymienione podejścia przy wyznaczaniu współczynnika oporów miejscowych różnią się od siebie zasadniczo. W przypadku cienkiej płyty nie bierze się pod uwagę kontrakcji strumienia płynu, a zatem zakłada się, że płyn przepływa całym przekrojem kanału – jak ma to miejsce w kryzach. W przypadku grubej płyty do głosu dochodzi zjawisko zwężenia strugi (kontrakcji strumienia), towarzyszące przepływowi cieczy przez otwory o ostrych krawędziach. W tym przypadku cząsteczki płynu znajdujące się przy krawędzi otworu są odchylane na skutek

działania sił bezwładności tworząc strugę przewężoną o przekroju mniejszym od pola przekroju otworu. Stosunek pola przekroju strugi przewężonej do przekroju kanału nazywany jest współczynnikiem kontrakcji α . Przy dużych wartościach liczb Reynoldsa oraz małych średnicach otworów α przyjmuje wartość ok. 0,611 [126]. W literaturze, np. w [126], można znaleźć wzory empiryczne na wyznaczanie współczynników kontrakcji.

Dla przypadku przepływu płynu przez otwory w dnach sitowych współczynniki oporów miejscowych oblicza się z następujących zależności [122]:

$$\xi_{or} = 2,67 + \left(\frac{A_{or}}{A_o}\right)^2 - 3,27 \frac{A_{or}}{A_o}, \quad \text{dla } \frac{l_{or}}{d_{or}} \rightarrow 0, \quad (7.23)$$

oraz

$$\xi_{or} = 1,41 + \left(\frac{A_{or}}{A_o}\right)^2 - 2 \frac{A_{or}}{A_o}, \quad \text{dla } \frac{l_{or}}{d_{or}} \gg 0, \quad (7.24)$$

gdzie d_{or} – średnica otworu w dnie sitowym, w rozważanym przypadku równa 0,02 m, l_{or} – długość otworu w dnie sitowym, w rozważanym przypadku równa 0,049 m, A_{or} – przekrój pojedynczego otworu w dnie sitowym, A_o – przekrój kanału za dnem sitowym. Podane w równaniach (7.23) i (7.24) zależności obowiązują dla liczb Reynoldsa ≥ 2300 .

Dla większości komercyjnie wykorzystywanych den sitowych różnice między ξ_{or} otrzymanymi z równań (7.23) i (7.24) są bardzo małe, ponieważ wartości ułamka A_{or}/A_o zwykle nie przekraczają 0,15 do 0,20 [122]. W rozważanym przypadku jest to ok. 0,15. Przy wyznaczaniu współczynnika oporów miejscowych $\xi_{or,inlet}$ dla dna sitowego umiejscowionego w przekroju wlotowym ogrzewacza, A_o oznacza pole przekroju przepływu w przestrzeni międzyrurowej A_{out} :

$$A_{out} = \frac{\pi}{4} (D_{sh}^2 - pD_{t,out}^2). \quad (7.25)$$

Natomiast, przy wyznaczaniu $\xi_{or,outlet}$ w dnie sitowym zlokalizowanym na wylocie z ogrzewacza, przekrój $A_o = A_{sh}$ jest polem przekroju rury płaszcza ogrzewacza:

$$A_{sh} = \frac{\pi D_{sh}^2}{4}. \quad (7.26)$$

7.2.2. Przepływ powietrza wewnątrz rur rdzenia ogrzewacza akumulacyjnego wypełnionych cylindrami ceramicznymi

Straty ciśnienia przy przepływie przez rury wypełnione elementami ceramicznymi będą wyznaczone w podobny sposób jak w punkcie 7.2.1, wg metodyki przedstawionej w [120]. Całkowity spadek ciśnienia Δp_{int} przy przepływie powietrza przez pojedynczą rurę ogrzewacza można wyznaczyć z zależności:

$$\Delta p_{int} = \left(\xi_{int,inlet} + \lambda_{int} \frac{l_{int}}{d_{h,int}} + \xi_{int,outlet} + \Delta \xi_{temp,int} \right) \frac{\rho_f W_{f,int}^2}{2}, \quad (7.27)$$

gdzie:

- $\xi_{int, inlet}$ – współczynnik oporów miejscowych przy wlocie powietrza do rury rdzenia ogrzewacza. Dla otworów o ostrych brzegach współczynnik oporów miejscowych oblicza się jako [120]:

$$\xi_{int,inlet} = 0,5 \left(1 - \frac{A_{int}}{A_{sh}} \right), \quad (7.28)$$

przy czym A_{int} to pole przekroju przepływu w rurze wypełnionej elementami ceramicznymi, a A_{sh} to pole przekroju płaszczu ogrzewacza akumulacyjnego.

- $\lambda_{int} l_{int}/d_{h,int}$ – współczynnik strat liniowy przy przepływie powietrza przez rurę ogrzewacza, przy czym l_{int} – długość rury rdzenia, $d_{h,int}$ – średnica hydrauliczna dla rury wypełnionej elementami ceramicznymi.

Aby wyznaczyć współczynniki liniowych strat tarcia λ_{int} wykorzystane zostanie równanie Colebrook'a – White'a:

$$\lambda_{int} = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{\text{Re}_{f,int} \sqrt{\lambda_{int}}} \right) + \frac{e_{int}}{3,7 d_{h,int}} \right]^{-2}. \quad (7.29)$$

Jako, że płyn przepływający w rurze ogrzewacza kontaktuje się zarówno z powierzchnią rury stalowej jak i elementów ceramicznych, konieczne będzie wyznaczenie λ_{int} z równania (7.29) jako współczynnika zastępczego, uwzględniającego różną strukturę powierzchni rury i cylindrów ceramicznych. W tym celu wprowadzone zostaną pola powierzchni bocznej wypełnienia $\pi d_c \cdot l_{int}$ oraz wewnętrznej powierzchni rury stalowej $\pi D_{t,int} \cdot l_{int}$, którymi ciała kontaktują się z przepływającym płynem. Obliczone w ten sposób powierzchnie posłużą do wyznaczenia zastępczej chropowatości e_{int} . Jest to średnia ważona wartości chropowatości ceramiki e_c i stali e_{st} , przy czym wagami będą wprowadzone powierzchnie boczne materiałów, których te wartości się dotyczą. A zatem:

$$\varepsilon_{int} = \frac{d_c e_c + D_{t,int} e_{st}}{d_c + D_{t,int}}, \quad (7.30)$$

- $\xi_{int,outlet}$ – współczynnik oporów miejscowych przy wylocie powietrza z rury rdzenia ogrzewacza. Dla nagłego rozszerzenia przekroju przepływu współczynnik oporów miejscowych wyznacza się z zależności [120]:

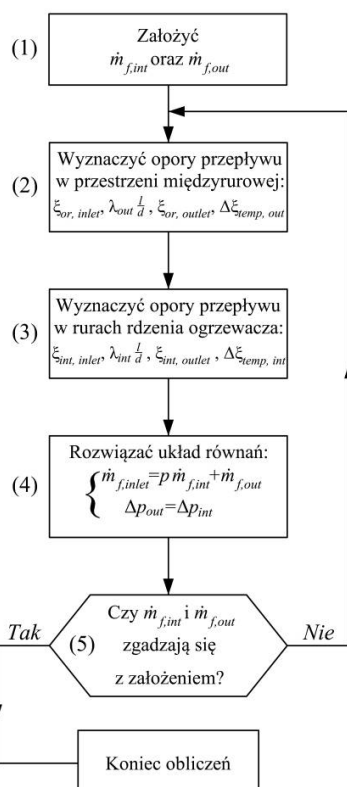
$$\xi_{int,outlet} = \left(1 - \frac{A_{int}}{A_{sh}} \right)^2, \quad (7.31)$$

- $\Delta \xi_{temp,int}$ – współczynnik oporów miejscowych uwzględniający zmianę prędkości płynu w skutek zmian jego temperatury, który dla rury ogrzewacza wyznacza z zależności [120, 121]:

$$\Delta \xi_{temp,int} = 2 \frac{T_{f,int}|_{z=L} - T_{f,int}|_{z=0}}{T_{f,int}|_{z=0} + 273,15\text{K}}, \quad (7.32)$$

Wyznaczone z równań (7.21) i (7.27) spadki ciśnienia powietrza w przestrzeni międzyrurowej Δp_{out} oraz rurach rdzenia ogrzewacza Δp_{int} muszą być sobie równe (zgodnie z rys. 7.11). Więc, prędkości przepływu płynu $w_{f,out}$ oraz $w_{f,int}$ ustalą się w takich proporcjach, aby rzeczona równość miała miejsce. Jako, że prędkość przepływu zmienia się wraz z temperaturą – wygodniej jest operować masowym natężeniem przepływu płynu, które jest od temperatury niezależne. A zatem, kolejnym krokiem będzie wyznaczenie natężenia przepływu powietrza w przestrzeni międzyrurowej $\dot{m}_{f,out}$ i każdej z rur ogrzewacza $\dot{m}_{f,int}$, zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 7.11.

Na rys. 7.13 przedstawiono algorytm postępowania przy wyznaczaniu strumieni przepływu powietrza w przestrzeni międzyrurowej i rurze rdzenia ogrzewacza akumulacyjnego.



Rys. 7.13. Algorytm postępowania przy wyznaczeniu natężenia przepływu powietrza w przestrzeni międzyrurowej $\dot{m}_{f,out}$ i rurze ogrzewacza $\dot{m}_{f,int}$,

Procedura postępowania wygląda następująco:

- 1) Założenie startowych wartości strumieni masowych: $\dot{m}_{f,out}$ oraz $\dot{m}_{f,int}$, tak, aby ich suma była równa całkowitemu strumieniowi powietrza $\dot{m}_{f,inlet}$ wpływającego do ogrzewacza:

$$\dot{m}_{f,inlet} = \dot{m}_{f,out} + p \dot{m}_{f,int} \quad (7.33)$$

- 2) Wyznaczenie oporów przepływu w przestrzeni międzyrurowej, a więc sumy współczynników oporów miejscowych $\xi_{or,inlet}$, $\xi_{or,outlet}$ i $\Delta\xi_{temp,out}$, oraz współczynnika strat liniowych w przestrzeni międzyrurowej $\lambda_{out}^{l/d_{h,out}}$. Jako, że równania (7.23) i (7.24) dają nieco odmienne wyniki przy obliczaniu ξ_{or} zarówno dla dna sitowego na wlocie, jak i na wylocie z ogrzewacza, współczynniki $\xi_{or,inlet}$ oraz $\xi_{or,outlet}$ oblicza się jako średnią algebraiczną wartości otrzymanych z tych dwóch równań.
- 3) Wyznaczenie oporów przepływu w pojedynczej rurze rdzenia ogrzewacza jako sumy współczynników oporów miejscowych $\xi_{int,inlet}$, $\xi_{int,outlet}$ i $\Delta\xi_{temp,int}$, oraz współczynnika strat liniowych $\lambda_{int}^{l/d_{h,int}}$, obliczanego dla zastępczej chropowatości powierzchni rury i wypełnienia e_{int} ze wzoru (7.30). Wymagane w części wzorów z pkt. 2 i 3 prędkości przepływu powietrza oblicza się z równania ciągłości strugi na podstawie założonych wartości $\dot{m}_{f,out}$ i $\dot{m}_{f,int}$, kolejno:

$$w_{f,out} = \frac{\dot{m}_{f,out}}{\rho_{f,out} A_{out}} \quad (7.34)$$

oraz

$$w_{f,int} = \frac{\dot{m}_{f,int}}{p \rho_{f,int} A_{int}}. \quad (7.35)$$

Gęstości powietrza ρ_f wyznacza się z równania (5.37), natomiast A jest odpowiednim polem przekroju przepływu.

- 4) Obliczenie rzeczywistych prędkości powietrza $w_{f,out}$ i $w_{f,int}$ dla warunku równości całkowitych spadków ciśnienia w przestrzeni międzyrurowej Δp_{out} oraz w rurze rdzenia ogrzewacza Δp_{int} , podanych zależnościami (7.21) i (7.27). Należy zatem rozwiązać układ dwóch równań z dwoma niewiadomymi:

$$\begin{cases} \dot{m}_{f,inlet} = w_{f,out} \rho_{f,out} A_{out} + p w_{f,int} \rho_{f,int} A_{int} \\ \Delta p_{out} = \Delta p_{int} \end{cases}. \quad (7.36)$$

Gęstości powietrza $\rho_{f,out}$ oraz $\rho_{f,int}$ wyznacza się z równania (5.37) dla średnich arytmetycznych temperatury powietrza w przekroju wlotowym $T_f|_{z=0}$ i wylotowym $T_f|_{z=L}$ ogrzewacza, odpowiednio dla powietrza płynącego w przestrzeni międzyrurowej, jak i w rurach. Rozwiązanie nieliniowego układu równań (7.36) można uzyskać przez rozwiązanie go za pomocą metod numerycznych. Rozwiązanie numeryczne można otrzymać używając metody Newtona–Raphsona, w tym wypadku przy użyciu oprogramowania MATLAB, wykorzystując funkcję *fzero()* lub *fsolve()* [127].

- 5) Sprawdzenie czy wyznaczone w punkcie 4 wartości $w_{f,out}$ i $w_{f,int}$, następnie przeliczone z równania ciągłości na $\dot{m}_{f,out}$ oraz $\dot{m}_{f,int}$, są równe tym założonym z punktu 1. Jeśli nie, użyte są one w kolejnym kroku iteracji w punkcie 1. Kalkulacje prowadzone są do momentu, gdy założone wartości strumieni równe są tym obliczonym. Jeśli $\dot{m}_{f,out}$ oraz $\dot{m}_{f,int}$ są równe założonym – obliczenia są zakończone.

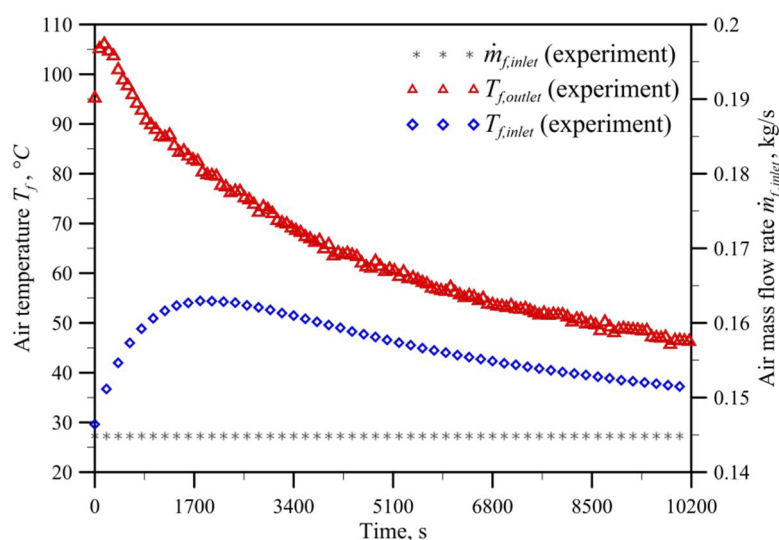
8. Porównanie wyników symulacji numerycznych z danymi eksperymentalnymi

W tym rozdziale zaprezentowane zostaną wyniki uzyskane z obliczeń numerycznych przeprowadzonych przy użyciu opracowanych modeli numerycznych. Zostaną one porównane z danymi eksperymentalnymi zebranymi na opisywanym w rozdziale 4 stanowisku badawczym.

8.1. Analiza i porównanie z eksperymentem wyników otrzymanych z modelu jednowymiarowego

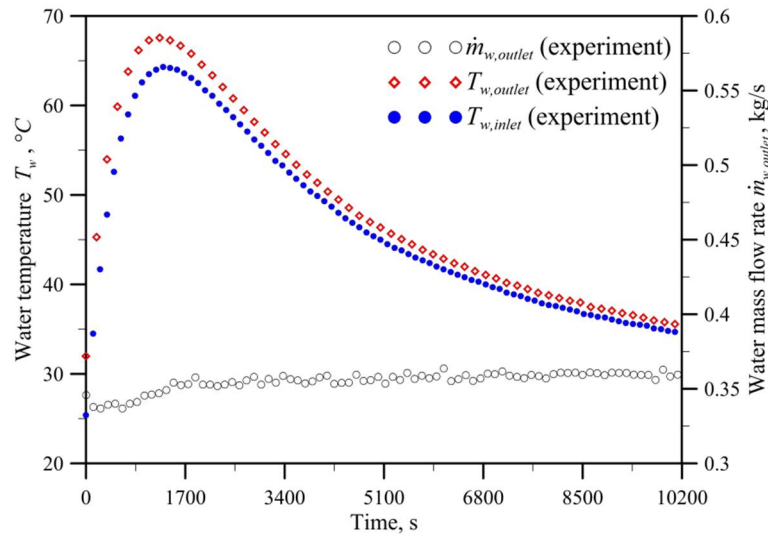
Symulacja pracy instalacji centralnego ogrzewania akumulacyjnego z ogrzewaczem akumulacyjnym przeprowadzona zostanie dla okresu rozładowania złoża. Obliczenia zostaną przeprowadzone dla następujących parametrów pracy instalacji:

- całkowita powierzchnia wymiany ciepła, $A_m = 22,582 \text{ m}^2$,
- porowatość złoża ogrzewacza, $\phi = 0,4025$,
- początkowa temperatura złoża wypełnienia oraz powietrza wewnątrz ogrzewacza, $T_0 = 170^\circ\text{C}$,
- ciepło dostarczone do złoża ogrzewacza w trakcie okresu ładowania (ciepło zakumulowane w złożu ogrzewacza), $\Delta Q_{tot} = 12,0 \text{ kWh}$ co daje $43,2 \text{ MJ}$,
- bezwymiarowa współrzędna przestrzenna, $\Delta z^+ = 1/N$, gdzie $N = 64$,
- przebieg temperatury $T_{f,inlet}$ oraz natężenia przepływu powietrza $\dot{m}_{f,inlet}$ w przekroju wlotowym ogrzewacza akumulacyjnego ($z^+ = 0$) zostały wyznaczone eksperymentalnie. Przedstawiono je na rys. 8.1. Na rys. 8.2 pokazano przebieg temperatury wody w przekroju wlotowym $T_{w,inlet}$ i wylotowym $T_{w,outlet}$ lamelowego wymiennika ciepła.



Rys. 8.1. Wyniki pomiarów temperatury $T_{f,inlet}$ oraz masowego natężenia przepływu $\dot{m}_{f,inlet}$ powietrza w przekroju wlotowym ogrzewacza, oraz temperatura powietrza $T_{f,out}$, mierzona w przekroju wylotowym ogrzewacza [61].

Zebrane dane pomiarowe są w programie interpolowane za pomocą kubicznych funkcji sklejanych w celu zapewnienia warunków brzegowych dla każdego n -tego kroku czasowego.



Rys. 8.2. Temperatura wody $T_{w,inlet}$ oraz $T_{w,outlet}$ mierzona, odpowiednio, w przekroju wlotowym i wylotowym wymiennika ciepła, oraz masowe natężenie przepływu $\dot{m}_{w,outlet}$ wyznaczone za pomocą przepływomierza turbinkowego na odprowadzeniu wody gorącej z wymiennika [61].

- wypełnienia ceramicznego oraz rur stalowych ogrzewacza zaczerpnąć można z tabel 4.1 i 4.2.
- właściwości fizyczne powietrza i wody są funkcją ich temperatury, odpowiednio T_f i T_w , i obliczane w każdej chwili czasu i dla każdej objętości skończonej wyznaczonej w siatce numerycznej.
- dla rozważanego przypadku przyjęto krok czasowy $\Delta t = 0,005s$. Dla tak małego kroku czasowego dokładności schematów MRS: jawnego i niejawnego, oraz metod drugiego rzędu, np. MacCormac'a, typu predictor–corrector, są porównywalne [128].
- wartości zmieniającego się w czasie średniego współczynnika wnikania ciepła \bar{h}_f wyznaczanego dla złoża ogrzewacza oblicza się na podstawie danych eksperymentalnych zaprezentowanych na rys. 8.1 i 8.2, wg procedury przedstawionej w rozdziale 8.1.1.

8.1.1. Wyznaczanie średniego współczynnika wnikania ciepła dla modelu jednowymiarowego

W modelu jednowymiarowym nie uwzględnia się geometrii złoża ogrzewacza, zakładając przy tym że jest ono ciałem porowatym. Takie podejście uniemożliwia rozdzielenie strumieni powietrza na ten przepływający w przestrzeni pomiędzy rurami oraz w rurach rdzenia. Ponieważ natężenie przepływu płynu silnie wpływa na intensyfikację konwekcyjnej wymiany ciepła, a ze względu na różne opory przepływu prędkości powietrza w przestrzeni międzyrurowej i w rurach będą inne, wartości współczynników wnikania ciepła w obydwóch przypadkach mogą się znacznie różnić. Tym bardziej, że rury ogrzewacza wypełnione są dodatkowo materiałem ceramicznym, o pojemności cieplnej i współczynniku przewodzenia

ciepła różnym od stali. Dlatego też, wyznaczenie w tym przypadku współczynnika wnikania ciepła odbędzie się wyłącznie na drodze eksperymentalnej.

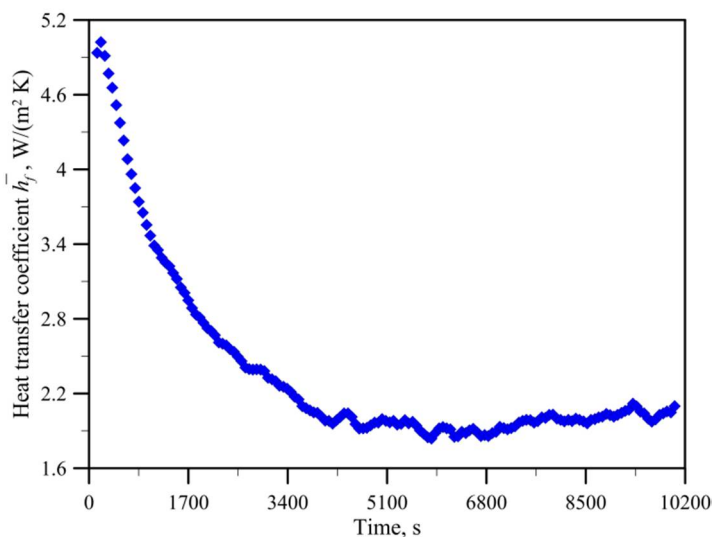
Na wstępie należy wyznaczyć strumień ciepła $\Delta\dot{Q}_f$ odbieranego w trakcie przepływu powietrza przez wypełnieni ogrzewacza. Obliczyć go można z zależności (7.1) – (7.3) wykorzystując dane eksperymentalne przedstawione graficznie na rys. 8.1 i 8.2. Znając strumień wymianianego ciepła możliwe jest wyznaczenie średniej, dla całego urządzenia, wartości współczynnika wnikania ciepła \bar{h}_f :

$$\bar{h}_f = \frac{\Delta\dot{Q}_f}{A_m(T_m - T_f)}. \quad (8.1)$$

gdzie T_f i T_m to odpowiednio: temperatura powietrza przepływającego w ogrzewaczu i temperatura jego wypełnienia. Wymiana ciepła pomiędzy powietrzem a wypełnieniem jest z samej swej natury procesem nieustalonym. Gdy T_f i T_m zmieniają się z czasem oraz ze współrzędną osiową z^+ , intensywność wymiany ciepła w każdej chwili czasu i w każdym przekroju jest inna. Dlatego, średnia wartość współczynnika wnikania ciepła \bar{h}_f wyznaczana dla całego urządzenia dla n -tej chwili czasu obliczana jest w modelu następująco:

$$\bar{h}_f^n = \frac{\Delta\dot{Q}_f^n}{A_m \Delta z + \sum_{j=1}^N \left(T_{m,j}^n - \frac{T_{f,j}^n + T_{f,j+1}^n}{2} \right)}. \quad (8.2)$$

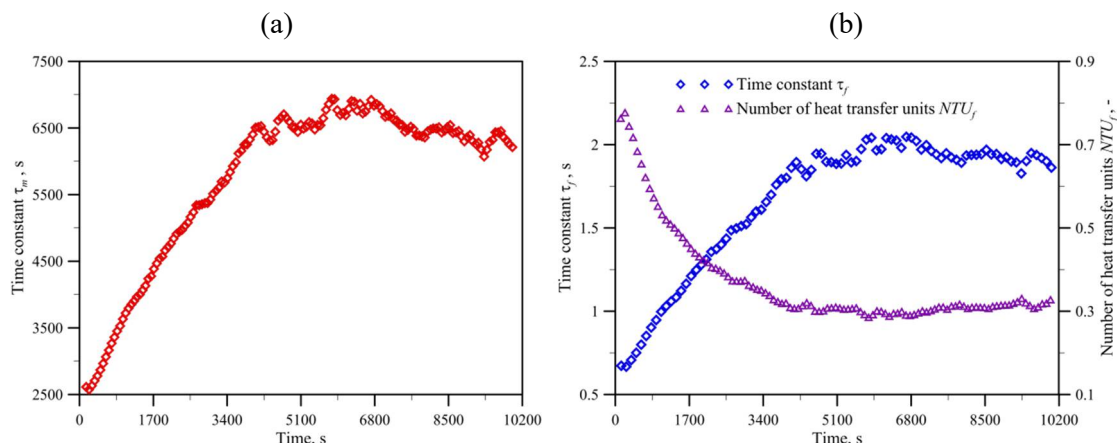
Wartość \bar{h}_f^n wyznaczanego z równania (8.2) silnie zależy od geometrii ogrzewacza, i od parametrów pracy układu, tj. natężenia przepływu powietrza, temperatury wypełnienia i czasu, ponieważ \bar{h}_f^n wyznaczany jest dla każdego kroku czasowego n . W związku z tym, konieczne jest przeprowadzenie obliczeń iteracyjnych. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 8.3 i 8.4.



Rys. 8.3. Średnia wartość współczynnika wnikania ciepła \bar{h}_f wyznaczanego dla modelu jednowymiarowego [61].

Na podstawie rys. 8.3 można zauważyć, że wartość \bar{h}_f znacząco maleje z czasem i jest silnie ograniczona przez całkowitą powierzchnię wymiany ciepła A_m złoża ogrzewacza. Z równań (5.33), (5.34) i (5.41) wynika, że liczba jednostek wymiany ciepła NTU_f i stałe czasowe

powietrza τ_f oraz wypełnienia τ_m zależą silnie od \bar{h}_f i A_m . Zmianę tych parametrów w czasie pracy instalacji przedstawia rys. 8.4.



Rys. 8.4. Zmiana wartości stałych czasowych wypełnienia τ_m (a) i powietrza τ_f (b) oraz liczby jednostek wymiany ciepła NTU_f (b) w trakcie pracy instalacji c.o. z elektrycznym ogrzewaczem akumulacyjnym [61].

Całkowita powierzchnia wymiany ciepła A_m obliczana jest jako suma powierzchni bocznych: cylindrów ceramicznych, wewnętrznych i zewnętrznych ścianek rur rdzenia, a także wewnętrznej powierzchni płaszczu, zgodnie z równaniem (5.27). Wypełnienie ogrzewacza jest modelowane jako materiał porowaty, a zatem nie jest możliwe z poziomu modelu rozdzielanie strumieni powietrza przepływających wewnątrz rur rdzenia ogrzewacza i pomiędzy rurami. Ponieważ natężenie przepływu płynu ma znaczący wpływ na intensywność konwekcyjnej wymiany ciepła, współczynniki wnikania ciepła dla powietrza przepływającego wewnątrz i pomiędzy rurami ogrzewacza mogą się znacznie różnić, ze względu na różne opory przepływu, a zatem występującą nierównomierność rozprzysku czynnika. Co więcej, głównym elementem wypełnienia są cylindry ceramiczne, które podczas okresu ładowania złoża odbierają ciepło bezpośrednio z grzałek elektrycznych. A zatem, ciepło jest głównie przenoszone z cylindrów ceramicznych do powietrza przepływającego przez rury rdzenia. Z tego względu skuteczna powierzchnia wymiany ciepła, czyli boczna powierzchnia cylindrów ceramicznych, jest znacznie mniejsza niż całkowita powierzchnia A_m . Tak więc, wykorzystanie w obliczeniach całkowitej powierzchni wymiany ciepła A_m jest kompensowane poprzez niskie wartości średniego współczynnika wnikania ciepła \bar{h}_f w zakresie od 5 do 2 W/(m²·K).

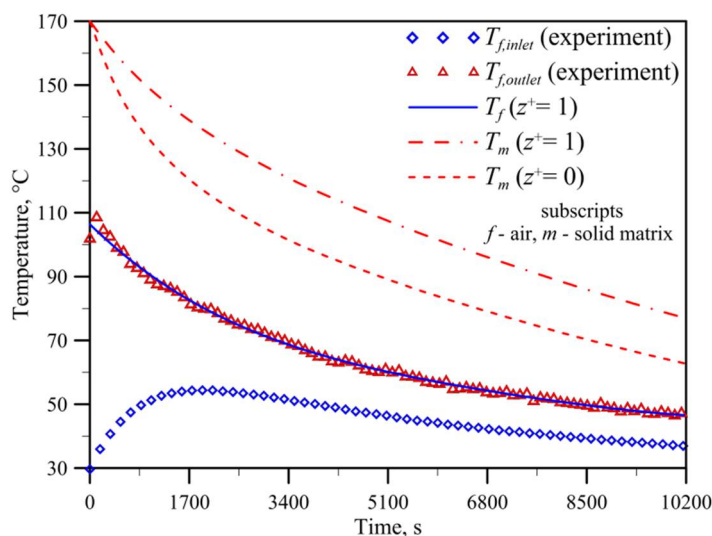
Podstawową wadą prezentowanego podejścia jest konieczność wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła na drodze eksperymentalnej. Zaproponowanie korelacji empirycznej do wyznaczenia \bar{h}_f dla rozważanej geometrii ogrzewacza wymaga przeprowadzeniu szerszych badań, które jednak nie są głównym celem niniejszej pracy.

8.1.2. Walidacja doświadczalna modelu jednowymiarowego

Symulacji zmiennego w czasie rozkładu temperatury powietrza i wypełnienia ogrzewacza akumulacyjnego dokonano przy użyciu autorskiego kodu zapisanego w języku MATLAB. Odpowiednie równania różniczkowe bilansu ciepła wraz z uwzględnionymi warunkami początkowo-brzegowymi zostały rozwiązane za pomocą opisywanej wcześniej metody Cranka–Nicolson. Na rys. 8.3 przedstawiono porównanie wyników obliczeń z danymi uzyskanymi na drodze eksperymentalnej.

Jak widać na rys. 8.5 wyniki uzyskane z modelu jednowymiarowego osiągnęły dobrą zgodność z danymi eksperymentalnymi. Będący wynikiem symulacji numerycznej, przebieg temperatury powietrza T_f ($z^+ = 1$) w przekroju wylotowym ogrzewacza akumulacyjnego pokrywa się z danymi zebranymi podczas pracy instalacji badawczej ($T_{f,outlet}$).

Aby sprawdzić w jakim stopniu dane eksperymentalne pokrywają się wyniki uzyskanymi z modelu, poniżej obliczone zostaną, pierwiastek błędu średniokwadratowego ($RMSE$) oraz średni bezwzględny błąd procentowy ($MAPE$) [129, 130].



Rys. 8.5. Porównanie danych eksperymentalnych z wynikami obliczeń wg programu opartego na zaproponowanym jednowymiarowym modelu ogrzewacza akumulacyjnego [61].

Pierwiastek błędu średniokwadratowego (ang. *Root-Mean-Square Error* – $RMSE$) jest najlepszą oceną odchylenia średniokwadratowego i charakteryzuje rozrzut wyników obliczeń numerycznych w stosunku do wartości uzyskanych z pomiarów [130]. $RMSE$ dla analizowanego zbioru danych obliczany jest jako pierwiastek z sumy kwadratów odchyżeń

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N_t - 1} \sum_{n=1}^{N_t} \left(T_f^n \Big|_{z^+=1} - T_{f,outlet}^n \right)^2}, \quad (8.3)$$

przy czym $T_{f,outlet}^n$ jest temperaturą powietrza mierzoną w przekroju wylotowym ogrzewacza, a $T_f^n \Big|_{z^+=1}$ to temperatura obliczana z modelu dla $z^+ = 1$. Wartości temperatury powietrza $T_{f,outlet}^n$ oraz $T_f^n \Big|_{z^+=1}$ podawane są dla n -tego kroku czasowego, przy czym $n = 0, \dots, N_t$, gdzie N_t to całkowita ilość kroków czasowych.

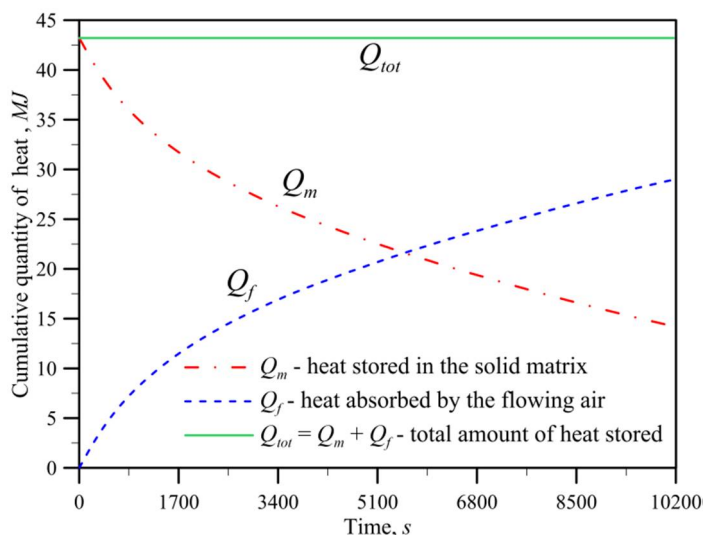
Średni bezwzględny błąd procentowy (ang. *Mean Absolute Percentage Error* – $MAPE$), definiowany jako

$$MAPE = \frac{1}{N_t} \sum_{n=1}^{N_t} \frac{\left| T_f^n \Big|_{z^+=1} - T_{f,outlet}^n \right|}{T_{f,outlet}^n} \cdot 100\%, \quad (8.4)$$

wyraża średnią wielkość błędu względnego między wynikami otrzymanymi z modelu, a tymi uzyskanymi z doświadczenia. $MAPE$ jest wyrażony w procentach i określa stopień dopasowania wyników obliczeń do danych doświadczalnych. Idealne dopasowanie otrzymuje się przy $MAPE = 0$.

Dla wyników obliczeń uzyskanych z modelu zestawionych z danymi pomiarowymi pokazanymi na rys. 8.5 wartości $RMSE$ i $MAPE$ wynoszą odpowiednio $0,134^{\circ}\text{C}$, oraz $0,026\%$. Ich rząd wielkości jest na tyle mały, że nie przekracza wartości niepewności pomiaru temperatury dla stosowanych termopar typu T (Cu–CuNi). Niepewności pomiaru dla termoelementów tego typu wynosi $0,5^{\circ}\text{C}$ w zakresie od -40°C do 125°C , oraz $0,4\%$ w zakresie od 125°C do 350°C .

Ilość ciepła dostarczanego przez grzałki elektryczne i zakumulowanego w złożu ogrzewacza jest równa całkowitej mocy elektrycznej grzałek (to jest $12,0\text{ kW}$) pomnożonej przez długość okresu ładowania złoża (w tym przypadku jest to 1 godzina). Razem daje to $\Delta Q_{tot} = 43,2\text{ MJ}$ energii cieplnej zakumulowanej w ogrzewaczu. Podczas procesu rozładowania, ciepło zakumulowane w wypełnieniu jest stopniowo oddawane do przepływającego przez złożę powietrza. Na rys. 8.6 pokazano zmianę skumulowanej ilości ciepła, które jest przechowywane w złożu ogrzewacza Q_m względem ciepła odebranego przez powietrze Q_f , w funkcji czasu pracy instalacji. Ich suma w danej chwili czasu jest stała i równa ΔQ_{tot} z racji założonego braku strat ciepła z układu do otoczenia.



Rys. 8.6. Bilans ciepła dla złoża i powietrza obiegowego podczas okresu rozładowania ogrzewacza akumulacyjnego [61].

Jak widać, wykorzystanie modelu jednowymiarowego, mimo wprowadzonych znaczących założeń upraszczających, niesie ze sobą dość dobrą dokładność wyznaczania temperatury powietrza w przekroju wylotowym ogrzewacza. Niezbyt skomplikowany i nie wymagający dużych czasów obliczeniowych model (obliczenia w stworzonym programie trwają kilka sekund) może być z powodzeniem stosowany w fazie projektowania instalacji, w których źródłem ciepła będzie ogrzewacz akumulacyjny podobnego typu. Poprzez nieznaczne modyfikacje kodu programu można w łatwy i szybki sposób zmienić wymiary ogrzewacza, ilość rur rdzenia, ułożenie, materiał i kształt materiału wypełnienia, co pozwala na przeprowadzenie szybkich obliczeń dla rozważanych podczas projektowania przypadków. Dodatkowo, efektywny i łatwy w implementacji model może zostać zaimplementowany do układów sterowania instalacją, albo posłużyć do optymalizacji jej pracy.

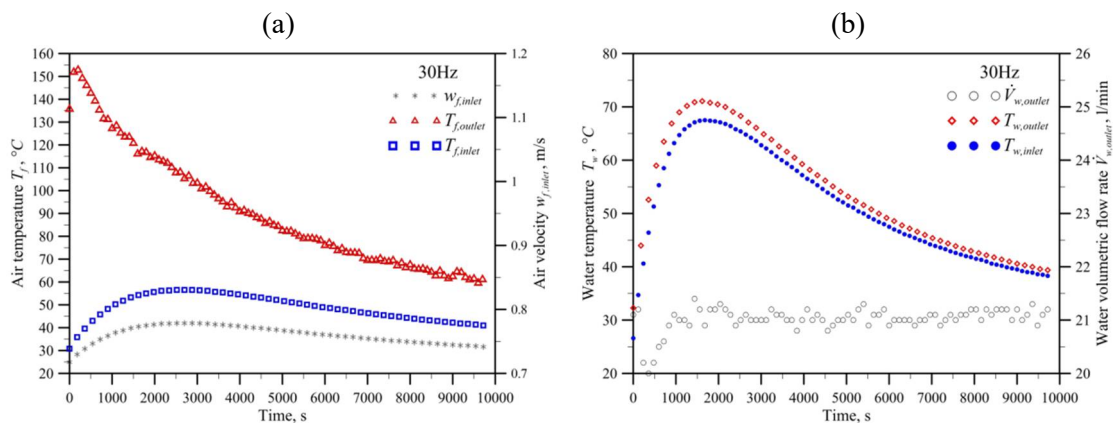
8.2. Analiza i porównanie z eksperymentem wyników otrzymanych z modelu dwuwymiarowego, uwzględniającego rozkład temperatury w złożu i elementach stalowych

Walidację eksperymentalną modelu dwuwymiarowego przeprowadzono poprzez porównanie wyników symulacji numerycznych z danymi rzeczywistymi zebranymi na stanowisku badawczym. Walidacji modelu dokonano na podstawie wybranego zestawu danych eksperymentalnych, zebranych w tabeli 8.1.

Tabela 8.1. Parametry pracy instalacji, dla których przeprowadzono walidację poprawności obliczeń w oparciu o zaproponowany model ogrzewacza akumulacyjnego uwzględniającego rozkład temperatury w złożu i rurach ogrzewacza.

Częstość obrotów wentylatora, Obr	30 Hz
Temp. początkowa złoża, T_0	199°C
Ustawiony przepływ wody w inst. c.o.	21,1 l/min
Ciepło dostarczone do złoża w czasie ładowania, ΔQ_{tot}	13,21 kWh

Rozważaną geometrię cylindrów ceramicznych, umieszczonych w rurach rdzenia ogrzewacza, podzielono na $N = 64$ objętości kontrolnych po długości, oraz na $M = 12$ po promieniu, zgodnie z rys. 6.8. Stalowe rury stanowiące rdzeń ogrzewacza zostały podzielone po promieniu na dwie objętości kontrolne o grubości $0,5 \cdot \delta_r$, tak, aby wyznaczyć ich temperaturę na wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni ścianki (rys. 6.11). Z kolei rozmiar objętości kontrolnej w kierunku osi r dla płaszcza zewnętrznego jest równy jego grubości δ_{sh} , jak to pokazano na rys. 6.13. Wartość kroku czasowego dla obliczeń przyjęto w taki sposób, aby spełniał warunek Couranta z równania (6.33). I tak, dla obliczeń przy częstości obrotów wentylatora 30Hz $\Delta t = 0,005s$.



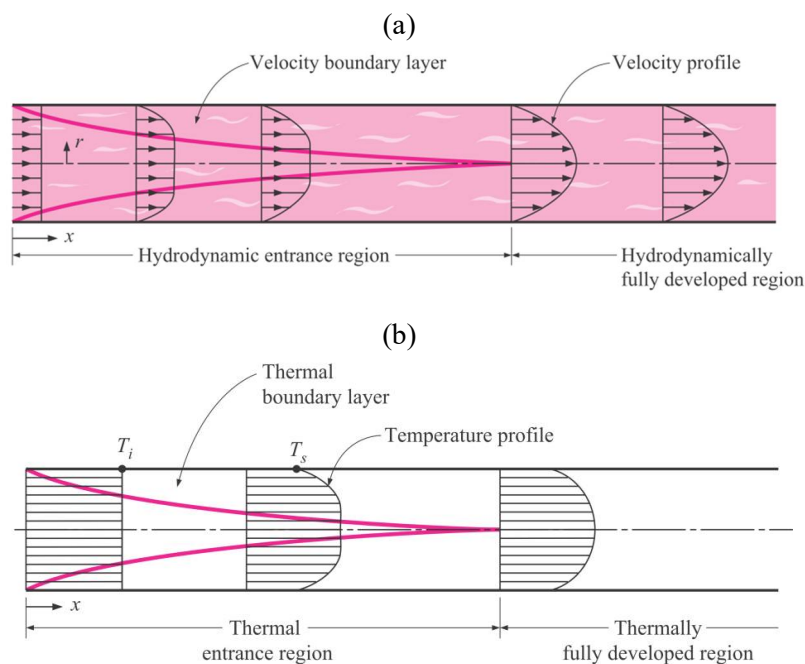
Rys. 8.7. Wyniki eksperymentalne pracy instalacji c.o., ze źródłem ciepła w postaci ogrzewacza akumulacyjnego nagrzewanego elektrycznie, będące zarazem danymi wejściowymi do modelu numerycznego. Dane zebrane dla wybranej nastawy częstości obrotów wentylatora w obiegu powietrza, w tym przypadku: 30Hz, gdzie:
a) przebieg temperatury $T_{f,inlet}$ i prędkości powietrza $w_{f,inlet}$ w przekroju wlotowym, oraz temperatury w przekroju wylotowym $T_{f,outlet}$ ogrzewacza;
b) przebieg temperatury $T_{w,inlet}$ wody w przekroju wlotowym, oraz temperatury $T_{f,outlet}$ i natężenia przepływu $\dot{V}_{w,outlet}$ w przekroju wylotowym wymiennika ciepła.

Przebiegi temperatury $T_{f,inlet}$ oraz prędkości przepływu $w_{f,inlet}$ powietrza w przekroju wlotowym ogrzewacza akumulacyjnego ($z = 0$) zostały wyznaczone eksperymentalnie. Pokazano je na rys. 8.7a. Natomiast rys. 8.7b zawiera dane przebiegu temperatury wody w przekroju wlotowym $T_{w,inlet}$ i wylotowym $T_{w,outlet}$ dla lamelowego wymiennika ciepła, zestawione z objętościowym natężeniem przepływu wody $\dot{V}_{w,outlet}$ mierzonym w temperaturze $T_{w,outlet}$.

Dane przedstawione na rys. 8.7 i w tabeli 8.1 zostaną wykorzystane w modelu do sformułowania warunków brzegowych i początkowych. Zapewnienie warunków początkowych i brzegowych dla wszystkich kroków czasowych wymaga interpolacji danych eksperymentalnych co krok czasowy Δt za pomocą kubicznych funkcji sklejących. W układzie akwizycji dane pomiarowe zapisywane są do pliku co 30 sekund, a więc w każdym z tych przedziałów czasowych należy wyznaczyć dane dla 600 kroków czasowych. Na podstawie danych zawartych na rys. 8.7 wyznaczane będą m.in. wartości współczynników wnikania ciepła oraz strumienie powietrza przepływającego w rurach rdzenia $\dot{m}_{f,int}$ i przestrzeni międzyrurowej $\dot{m}_{f,out}$.

8.2.1. Wybrane równania kryterialne dla przepływu powietrza przez wnętrze ogrzewacza akumulacyjnego

W przypadku gdy powietrze tłoczone przez wentylator wlatuje do równoległego układu rur oraz do przestrzeni międzyrurowej, przepływ płynu w odcinku wlotowym ogrzewacza nie jest rozwinięty zarówno hydraulicznie jak i termicznie. Oznacza to, że profile prędkości i temperatury w przekroju kanałów mają inny kształt niż w przypadku przepływu rozwiniętego. Gdy przepływ jest rozwinięty hydraulicznie, wówczas profil prędkości płynu w kanale nie zależy od kształtu profilu na wlocie do kanału i jest niezależny od współrzędnej osiowej z – pokazano to na rys. 8.8. Podobnie jest z profilem rozwiniętym termicznie – występuje on wtedy, gdy profil temperatury jest ukształtowany i nie zmienia się po długości kanału.



Rys. 8.8. Kształt profilu: a) prędkości – dla przepływu rozwiniętego hydraulicznie, b) temperatury – dla profilu rozwiniętego termicznie, zaczerpnięty z [99].

W niniejszym rozdziale porównane zostaną ze sobą dwa podejścia do wyznaczenia współczynników wnikania ciepła dla przepływu powietrza przez wnętrze ogrzewacza akumulacyjnego. Jako pierwsza przedstawiona zostanie metodyka proponowana w książce VDI Heat Atlas [122]. W jednym z rozdziałów znaleźć można korelacje na wyznaczenie współczynników wnikania ciepła dla przepływu płynu w kanałach o przekroju pierścieniowym. Drugie podejście to wykorzystanie zmodyfikowanego przez prof. Dawida Talera równania Gnielińskiego stosowanego dla przepływu płynu przez kanały o przekroju kołowym lub niekołowym.

A. Przepływ płynu w kanale o przekroju pierścieniowym

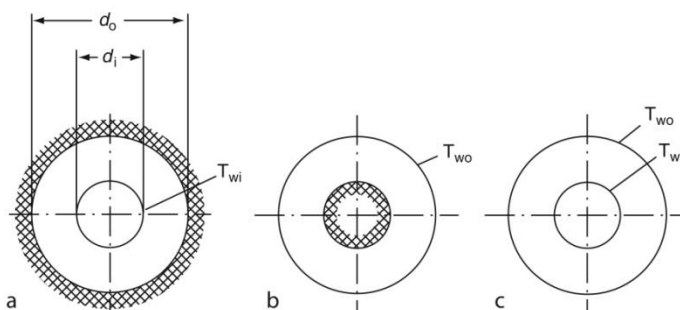
Gdy rozważany jest przepływ płynu w kanale o przekroju pierścieniowym pomiędzy dwoma koncentrycznie umieszczonymi rurami, kryterium podobieństwa geometrycznego jest równość stosunku średnic rury zewnętrznej d_o do rury wewnętrznej d_i , oznaczanego jako s i obliczanego jak poniżej:

$$s = \frac{d_o}{d_i}. \quad (8.5)$$

Wartości współczynnika wnikania ciepła zależą w znacznej mierze od parametru s , gdyż determinuje on kształt profilu prędkości. Kiedy s maleje następuje przesunięcie położenia punktu prędkości maksymalnej w przekroju w kierunku wewnętrznej ścianki kanału. Jak wskazuje [122], wraz ze zmniejszaniem się promienia krzywizny powierzchni zmniejsza się również grubość warstewki granicznej. A zatem, im mniejszy współczynnik s , tym większą wartość osiągał będzie współczynnik wnikania ciepła na ścianie wewnętrznej kanału. Z drugiej strony, zmiana współczynnika s będzie niosła odwrotny skutek jeśli chodzi o konwekcyjną wymianę ciepła zachodzącą na zewnętrznej ścianie kanału.

Równania kryterialne dla przepływu płynu przez kanały o przekroju pierścieniowym zapisywane są oddzielnie dla trzech przypadków pokazanych na rys. 8.9:

- wymiany ciepła między wewnętrzną powierzchnią kanału a przepływającym płynem – powierzchnia zewnętrzna izolowana,
- wymiany ciepła między zewnętrzną powierzchnią kanału a przepływającym płynem – powierzchnia wewnętrzna izolowana,
- wymiany ciepła między wewnętrzną i zewnętrzną powierzchnią kanału a przepływającym płynem – założona równość temperatury obu powierzchni



Rys. 8.9. Przypadki rozważane przy wyznaczaniu współczynnika wnikania ciepła dla przepływu płynu w kanale o przekroju pierścieniowym:

- ogrzewana wewnętrzna powierzchnia kanału – zewnętrzna izolowana,
- ogrzewana zewnętrzna powierzchnia kanału – wewnętrzna izolowana,
- ogrzewane obie powierzchnie kanału i mają równe temperatury; zaczerpnięty z [122].

W przypadku gdy ścianki kanału utrzymywane są w stałej temperaturze, a zarówno profil prędkości jak i temperatury nie są rozwinięte, średnia wartość liczby Nusselta Nu_m może być obliczana z zależności przedstawionych w tabeli 8.2. Liczbę Nusselta oblicza się nieco inaczej dla każdego z trzech przypadków: a), b) i c). Przypadek c) nie będzie rozważany. Liczby kryterialne, występujące w poniższych równaniach, są definiowane następująco:

$$\text{liczba Reynoldsa:} \quad Re_f = \frac{w_f d_h}{\nu_f}, \quad (8.6)$$

$$\text{liczba Prandtla:} \quad Pr_f = \frac{\nu_f}{a_f}, \quad (8.7)$$

$$\text{liczba Nusselta:} \quad Nu_f = \frac{h_f d_h}{k_f}. \quad (8.8)$$

przy czym, własności fizyczne powietrza, tj. współczynnik przewodzenia ciepła k_f , kinematyczny współczynnik lepkości ν_f oraz liczbę Prandtla Pr_f oblicza się z równań, odpowiednio:

$$k_f = 0,024491 + 7,3827 \cdot 10^{-5} T_f, \quad (8.9)$$

$$\nu_f = 1,3356 \cdot 10^{-5} + 8,5479 \cdot 10^{-8} T_f + 1,2366 \cdot 10^{-10} T_f^2, \quad (8.10)$$

$$Pr_f = 0,68192 + 0,019203 \exp\left(-\frac{T_f}{88,016}\right), \quad (8.11)$$

gdzie T_f to temperatura powietrza.

W równaniach zestawionych w tabeli 8.2 d_h jest średnicą hydrauliczną będącą różnicą zewnętrzną d_o i wewnętrzną d_i średnicy kanału:

$$d_h = d_o - d_i. \quad (8.12)$$

Właściwości fizyczne płynu potrzebne do wyznaczenia liczb Re i Pr określa się dla średniej arytmetycznej temperatur płynu dla przekroju wlotowego i wylotowego z kanału. Uwzględniając wpływ zmiany właściwości fizycznych z temperaturą na wartość liczby Nusselta, wprowadza się współczynnik poprawkowy K [131]

$$K = \left(\frac{T_f + 273\text{K}}{T_w + 273\text{K}}\right)^n, \quad (8.13)$$

w którym T_f jest średnią temperaturą powietrza, a T_w temperaturą ścianki. Wykładnik potęgowy n przyjmuje różne wartości w zależności od rozważanego przypadku. Jeśli gaz jest chłodzony, wtedy $n = 0$, natomiast w przypadku jego ogrzewania $n = 0,45$.

Dodatkowo, w równaniach dla przepływu turbulentnego pojawia się współczynnik oporu liniowego λ , który dla przepływu płynu w kanale o przekroju pierścieniowym oblicza się z korelacji zaproponowanej przez Gnielińskiego [132]:

$$\lambda = \left[1,8 \log_{10}(\text{Re}^*) - 1,5\right]^{-2}, \quad (8.14)$$

przy czym

$$\text{Re}^* = \text{Re} \frac{(1+s^2)\ln(s) + (1-s^2)}{(1-s^2)\ln(s)}. \quad (8.15)$$

Tabela 8.2. Równania kryterialne na wyznaczanie współczynników wnikania ciepła dla przypadku przepływu powietrza w kanale o przekroju pierścieniowym [122].

Przepływ laminarny: $Re < 2300$	
Korelacja Martin'a: $Nu_m = (Nu_{m,1}^3 + Nu_{m,2}^3 + Nu_{m,3}^3)^{1/3} K$, (8.16)	
(a) ogrzewana wewnętrzna powierzchnia kanału	$Nu_{m,1} = 3,66 + 1,2s^{-0,8}$, (8.17)
	$Nu_{m,2} = 1,615(1 + 0,14s^{-0,5}) \left(Re Pr \frac{d_h}{l} \right)^{1/3}$, (8.18)
	$Nu_{m,3} = \left(\frac{2}{1 + 22 Pr} \right)^{1/6} \left(Re Pr \frac{d_h}{l} \right)^{1/2}$, (8.19)
(b) ogrzewana zewnątrzna powierzchnia kanału	$Nu_{m,1} = 3,66 + 1,2s^{0,6}$, (8.20)
	$Nu_{m,2} = 1,615(1 + 0,14s^{1/3}) \left(Re Pr \frac{d_h}{l} \right)^{1/3}$, (8.21)
	$Nu_{m,3} = \left(\frac{2}{1 + 22 Pr} \right)^{1/6} \left(Re Pr \frac{d_h}{l} \right)^{1/2}$. (8.22)
Przepływ przejściowy: $2300 \leq Re \leq 10^4$	
$Nu_m = \left[(1 - \gamma) Nu_m _{Re=2300} + \gamma Nu_m _{Re=10^4} \right] K$, gdzie $\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300}$ (8.23)	
(a) ogrzewana wewnętrzna powierzchnia kanału	$Nu_m _{Re=2300} = (Nu_{m,1}^3 + Nu_{m,2}^3 _{Re=2300} + Nu_{m,3}^3 _{Re=2300})^{1/3}$, (8.24)
	gdzie $Nu_{m,1}$, $Nu_{m,2} _{Re=2300}$ i $Nu_{m,3} _{Re=2300}$ oblicza się dla $Re = 2300$, $Nu_m _{Re=10^4} = \frac{\left(\frac{\lambda}{8} \right) 10^4 Pr}{k_1 + 12,7 \sqrt{\frac{\lambda}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] (0,75s^{-0,17})$, (8.25)
(b) ogrzewana zewnątrzna powierzchnia kanału	$Nu_m _{Re=2300} = (Nu_{m,1}^3 + Nu_{m,2}^3 _{Re=2300} + Nu_{m,3}^3 _{Re=2300})^{1/3}$ (8.26)
	gdzie $Nu_{m,1}$, $Nu_{m,2} _{Re=2300}$ i $Nu_{m,3} _{Re=2300}$ oblicza się dla $Re = 2300$, $Nu_m _{Re=10^4} = \frac{\left(\frac{\lambda}{8} \right) 10^4 Pr}{k_1 + 12,7 \sqrt{\frac{\lambda}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] (0,9 - 0,15s^{0,6})$, (8.27)
Przepływ turbulentny $Re > 10^4$	
Równanie Petukhov'a i Kirillov'a [133]:	
(a) ogrzewana wewnętrzna powierzchnia kanału	$Nu_m = \frac{\left(\frac{\lambda}{8} \right) Re Pr}{k_1 + 12,7 \sqrt{\frac{\lambda}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] (0,75s^{-0,17})$, (8.28)
(b) ogrzewana zewnątrzna powierzchnia kanału	$Nu = \frac{\left(\frac{\lambda}{8} \right) Re Pr}{k_1 + 12,7 \sqrt{\frac{\lambda}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] (0,9 - 0,15s^{0,6})$. (8.29)

Współczynnik k_l dla równań (8.25) i (8.27) – (8.29) oblicza się jako

$$k_1 = 1,07 + \frac{900}{\text{Re}} - \frac{0,63}{1+10\text{Pr}}. \quad (8.30)$$

Zakres stosowalności równania Petukhov'a i Kirillov'a dla rozwiniętego przepływu turbulentnego (przy $\text{Re} > 10^4$) to: $10^4 < \text{Re} < 10^6$; $0,6 < \text{Pr} < 1000$; $0 \leq d_h/l \leq 1$, przy czym l jest długością kanału.

Podstawową wadą korelacji (8.23) jest przyjęcie granicznych wartości liczby Reynoldsa dla przepływu przejściowego przy $\text{Re} = 2300$ i $\text{Re} = 10000$. W punkcie przejścia nie jest zachowana ciągłość pierwszej pochodnej $d\text{Nu}/d\text{Re}$. Co za tym idzie, przy przejściu z zakresu przepływu laminarnego w przejściowy, przy $\text{Re} = 2300$, oraz przy przejściu z zakresu przejściowego w burzliwy, przy $\text{Re} = 10000$, występuje gwałtowna zmiana w przebiegu równania funkcji $\text{Nu} = f(\text{Re})$. Funkcja w tych punktach jest ciągła gdyż zapewnia to współczynnik γ i równanie (8.82). Liczba Nu_m w zakresie przejściowym jest średnią ważoną wartości liczby Nusselta liczonej dla $\text{Re} = 2300$ jak dla zakresu laminarnego, oraz dla $\text{Re} = 10000$ obliczanej z korelacji dla przepływu turbulentnego. W związku z powyższym, jako alternatywę dla tego podejścia rozważono wykorzystanie nowych korelacji ważnych dla przepływu przejściowego i turbulentnego, tj. dla $\text{Re} \geq 2300$, w których nie występuje nieciągłość pierwszej pochodnej w całym zakresie stosowalności wzoru.

B. Przepływ płynu w kanale o przekroju niekołowym

Profesor Dawid Taler w swojej pracy [134] zaproponował korelację na wyznaczenie średniej wartości liczby Nusselta dla przepływu płynu w rurach, w zakresie przepływu przejściowego i turbulentnego, czyli dla liczby Reynoldsa w zakresie $2300 < \text{Re} < 10^6$. Korelacja Talera jest modyfikacją równania Petukhov'a i Kirillov'a [135, 136, 137] pierwotnie sformułowanego dla zakresu burzliwego. Współczynniki w równaniu Talera zostały wyznaczone doświadczalnie poprzez porównanie dużej ilości danych eksperymentalnych dostępnych w literaturze. Dla nierozwiniętych profili prędkości i temperatury, przy założeniu stałej temperatury ścianki, równanie kryterialne przyjmuje w tym przypadku postać:

$$\text{Nu}_m = \text{Nu}_m|_{\text{Re}=2300} + \frac{\frac{\lambda}{8}(\text{Re}-2300)\text{Pr}^{1,008}}{1,08 + 12,39\sqrt{\frac{\lambda}{8}(\text{Pr}^{2/3}-1)}} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] K, \quad \text{dla } 2300 < \text{Re} < 10^6. \quad (8.31)$$

Liczbę $\text{Nu}_m|_{\text{Re}=2300}$ z równania (8.31) oblicza się z zależności (8.32) dla $\text{Re} = 2300$.

Średnia wartość liczby Nusselta Nu_m dla przepływu laminarnego przy $\text{Re} \leq 2300$, w przypadku nierozwiniętych profili prędkości i temperatury to:

$$\text{Nu}_m = \left[\text{Nu}_{m,1}^3 + 0,7^3 + (\text{Nu}_{m,2} - 0,7)^3 + \text{Nu}_{m,3}^3 \right]^{1/3} K, \quad \text{dla } \text{Re} \leq 2300, \quad (8.32)$$

przy czym $\text{Nu}_{m,1}$

$$\text{Nu}_{m,1} = 3,66. \quad (8.33)$$

jest liczbą Nusselta wyznaczoną dla hydraulicznie i termicznie rozwiniętego profilu przepływu laminarnego. Kolejno, korelacja na $\text{Nu}_{m,2}$

$$\text{Nu}_{m,2} = 1,6151 \left(\text{Re Pr} \frac{d_h}{l} \right)^{1/3}. \quad (8.34)$$

to rozwiązanie równania L ev eque'a [138] dla przepływu nierozwiniętego termicznie, natomiast $Nu_{m,3}$ jest korelacją dla przepływu nierozwiniętego zarówno hydraulicznie jak i termicznie [134]:

$$Nu_{m,3} = \left(\frac{2}{1 + 22 Pr} \right)^{1/6} \left(Re Pr \frac{d_h}{l} \right)^{1/2}. \quad (8.35)$$

Dodatkowo, współczynnik oporu liniowego λ oblicza się z korelacji Talera przedstawionej w równaniu (7.19).

Wartości współczynników wnikania ciepła obliczane na podstawie średniej wartości liczby Nusselta Nu_m mogą nieco odbiegać od wyników uzyskanych przy uwzględnieniu zmian lokalnego współczynnika wnikania ciepła po długości kanału. Z tego względu zaleca się, aby przy modelowaniu zagadnień przeplywowo cieplnych brać pod uwagę zmianę lokalnych współczynników wnikania ciepła. A zatem, lokalną wartość liczby Nusselta Nu_z dla przepływu laminarnego w kanale o zadanej stałej temperaturze wewnętrznej powierzchni ścianki obliczyć można z zależności [122, 134]:

$$Nu_z = \left[Nu_{z,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{z,2} - 0,7)^3 + Nu_{z,3}^3 \right]^{1/3} K, \quad \text{dla } Re \leq 2300, \quad (8.36)$$

natomiast dla zakresu burzliwego można zastosować modyfikację równania (8.31) wprowadzoną analogicznie jak dla przypadków opisanych w [122]

$$Nu_z = Nu_z \Big|_{Re=2300} + \frac{\frac{\lambda}{8} (Re - 2300) Pr^{1,008}}{1,08 + 12,39 \sqrt{\frac{\lambda}{8} (Pr^{2/3} - 1)}} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{d_h}{z} \right)^{2/3} \right] K, \quad \text{dla } 2300 < Re < 10^6, \quad (8.37)$$

gdzie z jest współrzędną osiową punktu w którym wyznaczany jest lokalny współczynnik wnikania ciepła. W równaniu (8.36) liczby Nusselta wyznaczone dla odpowiednich przypadków przepływu oblicza się z zależności:

$$Nu_{z,1} = 3,66, \quad (8.38)$$

$$Nu_{z,2} = 1,6151 \left(Re Pr \frac{d_h}{z} \right)^{1/3}, \quad (8.39)$$

$$Nu_{z,3} = \left(\frac{2}{1 + 22 Pr} \right)^{1/6} \left(Re Pr \frac{d_h}{z} \right)^{1/2}. \quad (8.40)$$

Początek układu współrzędnych dla $z = 0$ to punkt od którego rozpoczyna się ogrzewanie lub ochładzanie płynu. Dla rozważanej geometrii jest to przekrój wlotowy ogrzewacza. Średnicę hydrauliczną d_h oblicza się w tym przypadku klasycznie, jako cztery pola przekroju przepływu podzielone przez obwód zwilżany.

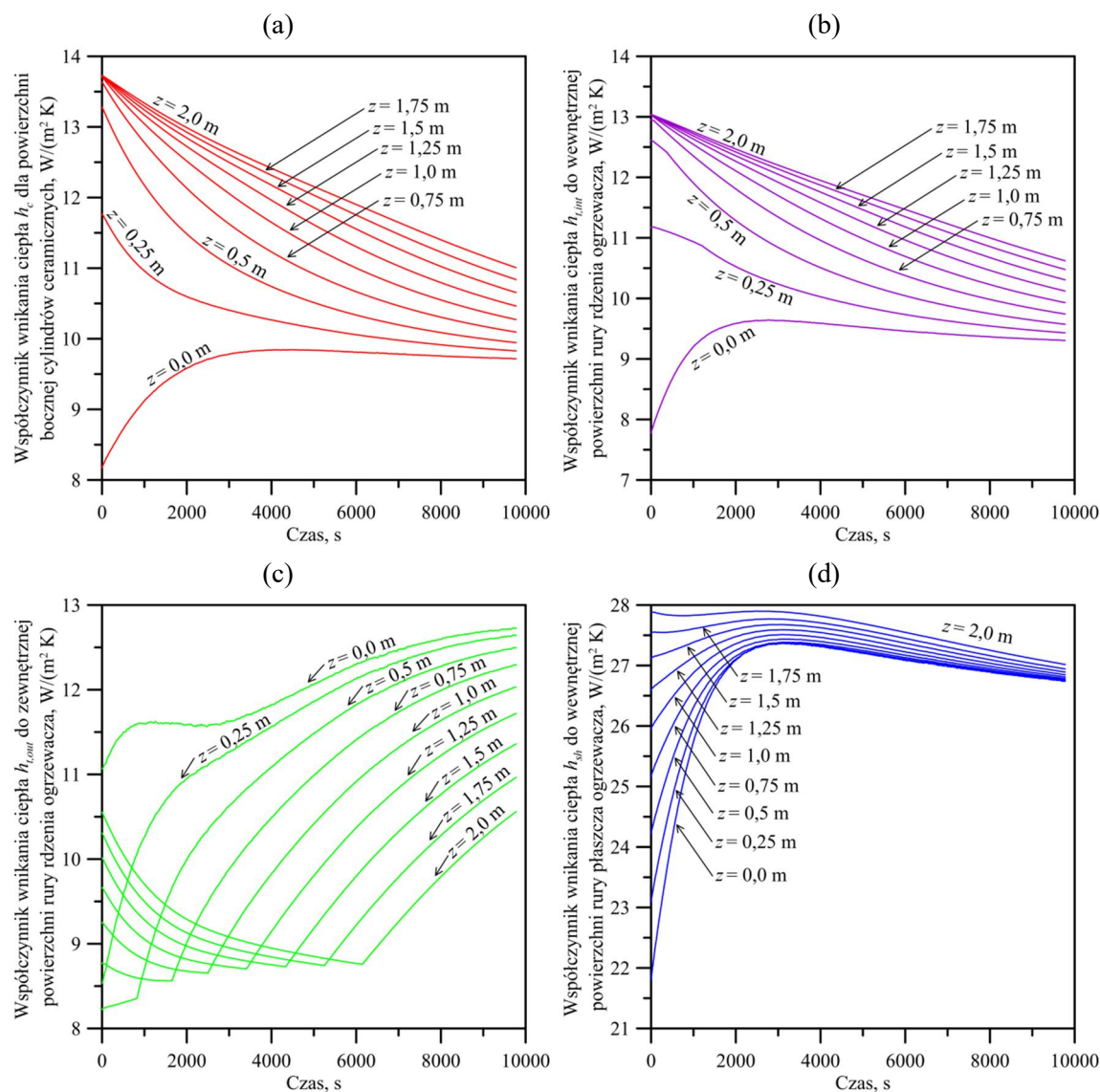
8.2.2. Wyznaczanie współczynników wnikania ciepła

Kolejno, w oparciu o przedstawione powyżej korelacje wyznaczone zostaną przebiegi współczynników wnikania ciepła h obliczonych dla przepływu powietrza przez rozważaną geometrię. W obliczeniach zastosowano dwa podejścia, a zatem i nieco różne postacie równań kryterialnych, a mianowicie dla: **A.** przepływu powietrza w kanale o przekroju pierścieniowym, oraz **B.** przepływu powietrza w kanale o przekroju niekołowym.

Wykorzystując wyżej przedstawione równania kryterialne oblicza się współczynniki wnikania ciepła dla czterech powierzchni wymiany ciepła kontaktujących się z przepływającym powietrzem (zgodnie z rys. 5.3), a więc:

- powierzchni bocznej cylindrów ceramicznych – wyznaczany współczynnik h_c ,
- wewnętrznej powierzchni rury rdzenia, w której ułożone są cylindry ceramiczne – wyznaczany współczynnik $h_{t,int}$,
- zewnętrznej powierzchni rury rdzenia – wyznaczany współczynnik $h_{t,out}$,
- wewnętrznej powierzchni płaszcza ogrzewacza – wyznaczany współczynnik h_{sh} .

Wartości odpowiednich współczynników wnikania ciepła wyznacza się w modelu dla każdego kroku czasowego n pracy ogrzewacza akumulacyjnego i dla każdej z N objętości kontrolnych ciała stałego kontaktującej się z płynem, tak jak to pokazano na rys. 6.8 – 6.13.

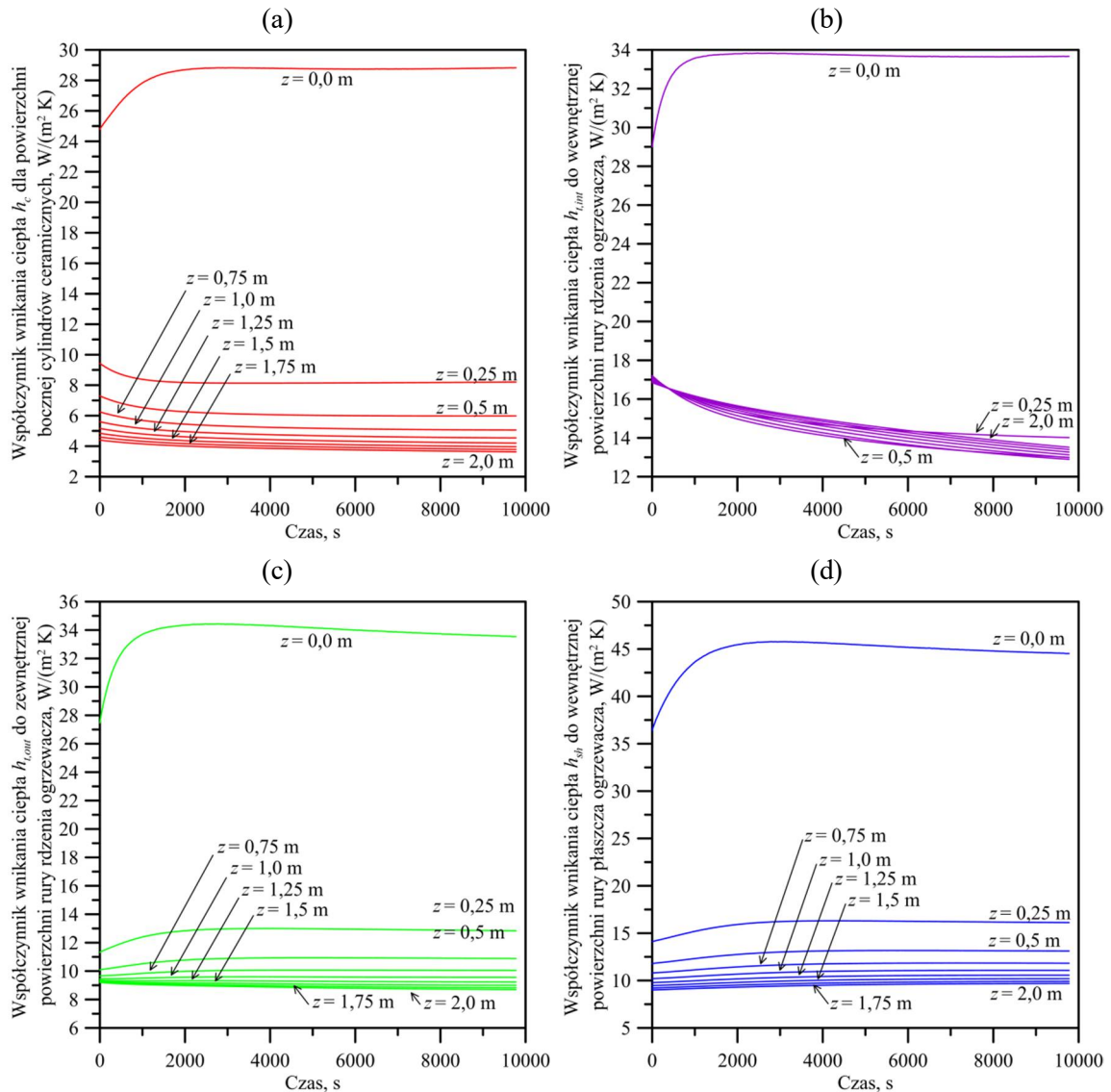


Rys. 8.10. Zmiana wartości współczynników wnikania ciepła: a) h_c , b) $h_{t,int}$, c) $h_{t,out}$, d) h_{sh} , z czasem i z współrzędną osiową ogrzewacza. Współczynniki wnikania ciepła wyznaczone z korelacji dla przepływu w kanale o przekroju pierścieniowym (A).

Na rys. 8.10 i 8.11 zaprezentowano przebiegi czasowe wartości poszczególnych współczynników wnikania ciepła wyznaczanych dla różnych współrzędnych osiowych z , gdzie $z = 0$ to przekrój wlotowy, a $z = 2$ m przekrój wylotowy ogrzewacza. Na rys. 8.10 zestawiono

rozkłady współczynników wnikania ciepła wyznaczonych wg korelacji dla przekroju pierścieniowego, natomiast na rys. 8.11 obliczone wg równań dla przepływu w kanale o przekroju niekołowym.

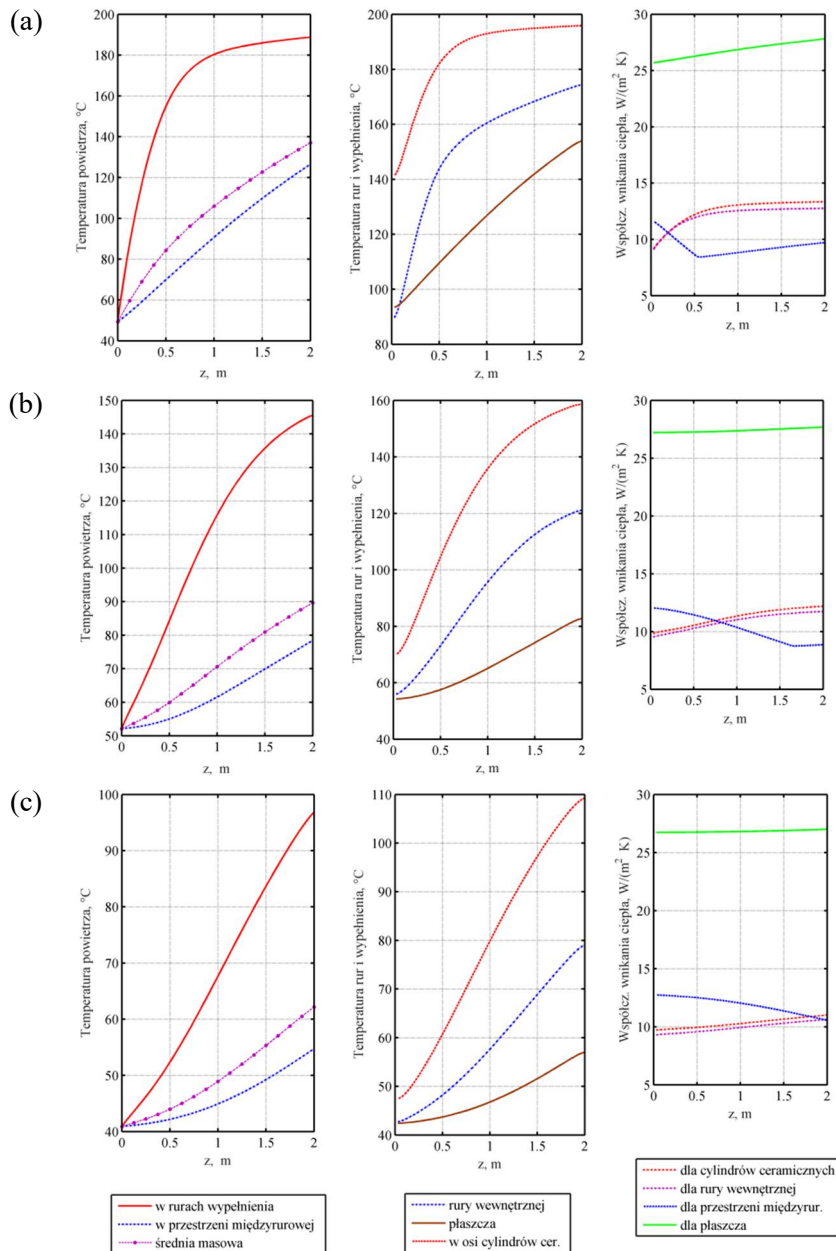
Powietrze przepływające przez rury rdzenia wypełnionej elementami cylindrycznymi wymienia ciepło zarówno ze złożem ceramicznym jak i ścianką wewnętrzną rury. Wolne przestrzenie w przekroju rury z wypełnieniem przez które przepływa powietrze są znacznie ograniczone. Zastępcza warstwa powietrza omywająca każdy z rzędów cylindrów ma średnicę zewnętrzną 35,7 mm, przy wewnętrznej $d_c = 30$ mm. Z uwagi na bardzo małe wartości średnicy hydraulicznej, przepływ powietrza w tym przypadku będzie miał charakter laminarny dla szerokiego zakresu zadawanych częstości obrotów wentylatora.



Rys. 8.11. Zmiana wartości współczynników wnikania ciepła: a) h_c , b) $h_{t,int}$, c) $h_{t,out}$, d) $h_{t,sh}$ z czasem i z współrzędną osiową ogrzewacza. Współczynniki wnikania ciepła wyznaczone z korelacji dla przepływu w kanale o przekroju niekołowym (B.).

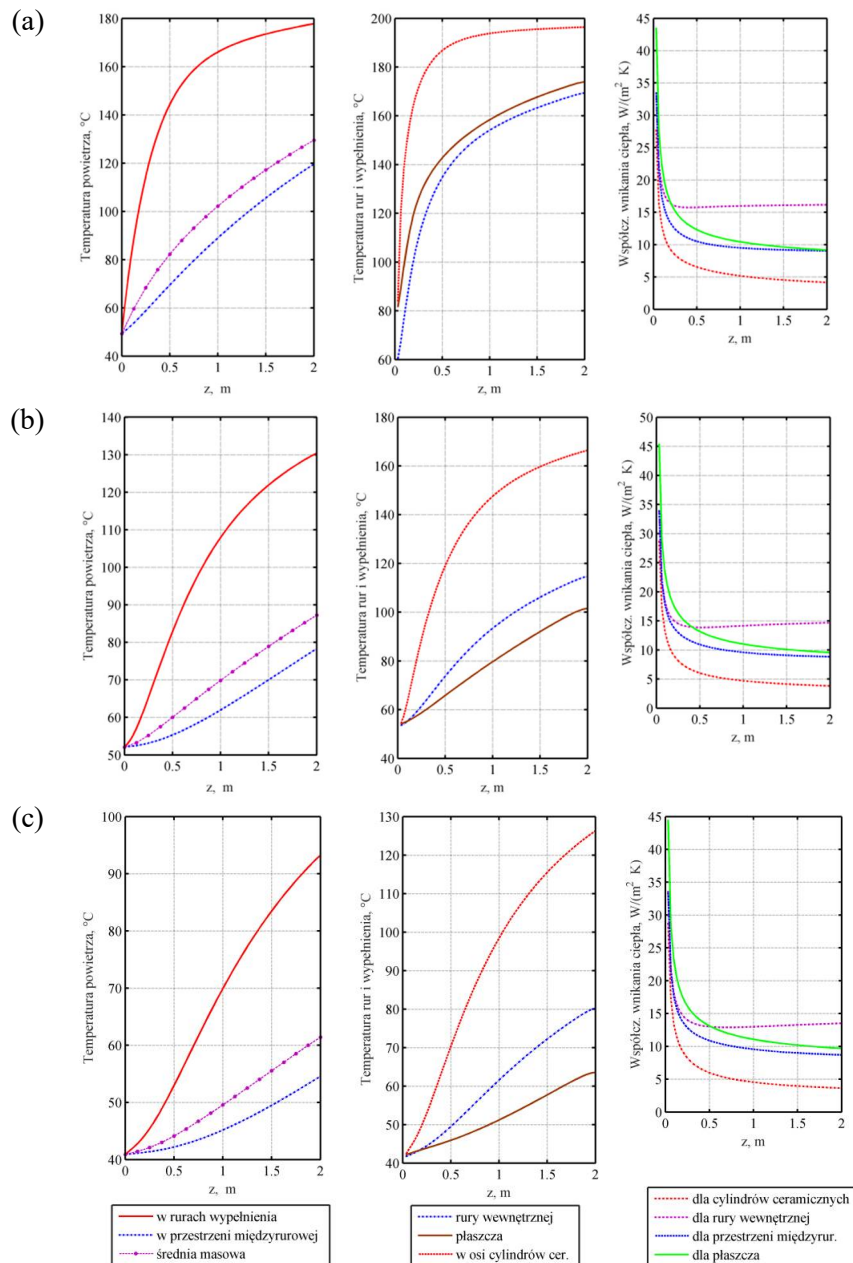
Przebiegi czasowe współczynników h_c i $h_{t,int}$ wyznaczonych dla wnętrza rury rdzenia ogrzewacza, tj. rys. 8.10a i b z 8.11a i b, mają z gołą odmienny charakter. W przypadku obliczeń z pkt. A., dla przepływu w przekroju pierścieniowym, wartości h_c i $h_{t,int}$ są najmniejsze w przekroju wlotowym, $z = 0$, i rosną wraz ze zwiększaniem się z osiągając największe wartości

przy $z = 2$ m, czyli w przekroju wylotowym. Wyniki pokazane na rys. 8.10a i b kłóć się z tymi otrzymanymi z obliczeń na podstawie korelacji dla przepływu w kanale niekołowym – rys. 8.11a i b. W tym przypadku w przekroju wlotowym otrzymuje się największe wartości współczynników wnikania ciepła, które maleją w zakresie $z = 0 \div 0,25$ prawie trzykrotnie, a następnie ustalają się na podobnym poziomie. Można spodziewać się, że otrzymane w tym przypadku przebiegi h_c i $h_{t,int}$ są bardziej zbliżone do rzeczywistości. W odcinku wlotowym w rurze rdzenia spodziewać się można wystąpienia licznych zawirowań i zmian kierunku przepływu. Będzie to skutkowało intensyfikacją wymiany ciepła w odcinku wlotowym kanału, aż do momentu, w którym przepływ się ustabilizuje.



Rys. 8.12. Zmiany temperatur powietrza (po lewej): $T_{f,int}$, $T_{f,out}$ i \bar{T}_f ; temperatur wnętrza ogrzewacza (środek): $T_c(r=0)$, $T_{t,int}$ i T_{sh} ; oraz współczynników wnikania ciepła (po prawej): h_c , $h_{t,int}$, $h_{t,out}$ i h_{sh} ; w funkcji współrzędnej osiowej z , dla czasu: a) 978s, b) 4890s, c) 9780s.

Współczynniki wnikania ciepła wyznaczone dla przepływu w kanale o przekroju pierścieniowym (A.).



Rys. 8.13. Zmiany temperatur powietrza (po lewej): $T_{f,int}$, $T_{f,out}$ i \bar{T}_f ; temperatur wnętrza ogrzewacza (środek): $T_c(r=0)$, $T_{t,int}$ i T_{sh} ; oraz współczynników wnikania ciepła (po prawej): h_c , $h_{t,int}$, $h_{t,out}$ i h_{sh} ; w funkcji współrzędnej osiowej z , dla czasu: a) 978s, b) 4890s, c) 9780s. Współczynniki wnikania ciepła wyznaczone dla przepływu w kanale o przekroju niekołowym (B.).

Podobna sytuacja ma miejsce przy analizie wartości współczynników wnikania ciepła w przestrzeni międzyrurowej $h_{t,out}$ i h_{sh} . Rys. 8.10 narysowany dla przebiegów czasowych $h_{t,out}$ ujawnia podstawową wadę metody uśredniania wartości współczynników wnikania ciepła w zakresie przejściowym, wg równania (8.23). Rury rdzenia ogrzewacza oraz płaszcz zewnętrzny, z racji wysokiej wartości współczynnika przewodzenia ciepła stali, bardzo szybko oddają ciepło i ochładzają się w znacznie szybszym tempie niż elementy ceramiczne, patrz rys. 8.12 i 8.13. A zatem, wraz ze spadkiem temperatury powierzchni wymiany ciepła zmieniają się również własności fizyczne powietrza. Skutkuje to zmianą liczby Reynoldsa i przejściem z zakresu przejściowego na zakres laminarny przepływu. Punkt, w którym zmienia

się charakter przepływu, przy granicznej wartości $Re = 2300$, widoczny jest na rys. 8.10c w postaci załamania wykresu i gwałtownej zmiany jego przebiegu. Jest to niewątpliwie zjawisko, które w warunkach rzeczywistych nie występuje, a wystąpienie nieciągłości pierwszej pochodnej w punkcie załamania obnaża podstawową wadę podejścia uśredniania wartości liczb Nusselta w zakresie przepływu przejściowego.

Na rysunkach 8.12 i 8.13 zebrano przebiegi:

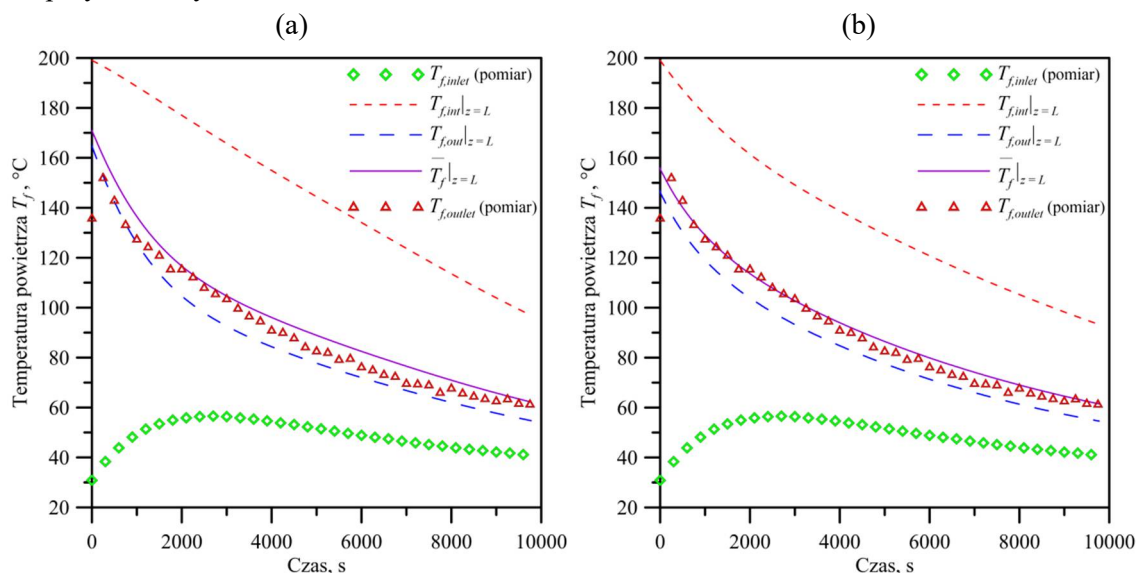
- temperatur powietrza płynącego w rurze rdzenia $T_{f,int}$, przestrzeni międzyrurowej $T_{f,out}$ oraz średnią ważoną tych dwóch wartości \bar{T}_f , gdzie wagami są natężenia przepływu $p \cdot \dot{m}_{f,int}$ i $\dot{m}_{f,out}$

$$\bar{T}_f = \frac{p \dot{m}_{f,int} T_{f,int} + \dot{m}_{f,out} T_{f,out}}{\dot{m}_{f,inlet}}; \quad (8.41)$$

- temperatur w osi cylindrów ceramicznych $T_c(r = 0)$, w ścianie rury stalowej $T_{t,int}$, oraz w płaszczu T_{sh} .
- współczynników wnikania ciepła h_c , $h_{t,int}$, $h_{t,out}$ i h_{sh} ,

dla wybranych chwil czasowych, odpowiednio, po czasie 978s, 4890s i 9780s od startu instalacji.

Dobór odpowiedniego podejścia, a zatem właściwych korelacji do wyznaczenia współczynników wnikania ciepła dokonany zostanie po porównaniu przebiegu średnio-masowej temperatury powietrza $\bar{T}_f|_{z=L}$, wyznaczonym z modelu dwuwymiarowego dla przekroju wylotowego ogrzewacza, z wartościami temperatury $T_{f,outlet}$ otrzymanymi z pomiarów. Porównanie wyników symulacji z doświadczeniem zestawiono na rys. 8.14. Już po wstępnej analizie wykresów można wnioskować, że obliczenia z wykorzystaniem korelacji Talera zapisanej dla lokalnych liczb Nusselta Nu_z dają wyniki bardziej zbliżone do wartości eksperymentalnych.

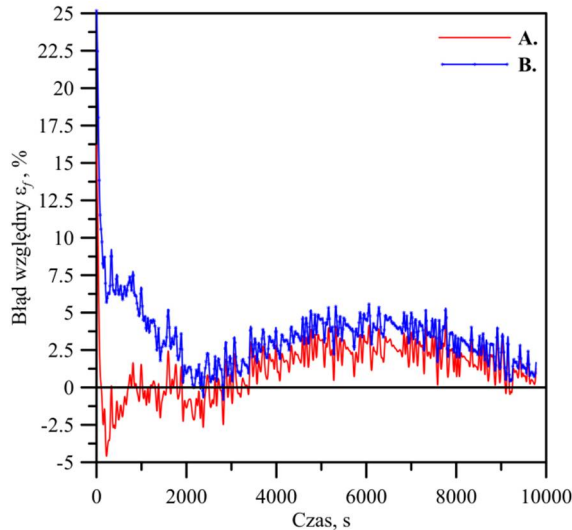


Rys. 8.14. Przebiegi temperatur powietrza obliczonych z modelu $T_{f,int}|_{z=L}$, $T_{f,out}|_{z=L}$, $\bar{T}_f|_{z=L}$ oraz wyznaczonych eksperymentalnie: w przekroju wlotowym $T_{f,inlet}$ i wylotowym $T_{f,outlet}$. Wyniki obliczeniowe przedstawione dla dwóch sposobów wyznaczania współczynników wnikania ciepła: a) dla przepływu w przekroju pierścieniowym (A.), b) dla przepływu w przekroju niekołowym (B.),

Aby lepiej porównać wyniki rozkładu temperatury w przekroju wylotowym ogrzewacza otrzymane przy inaczej liczonych współczynnikach wnikania ciepła obliczony zostanie dla obu przypadków błąd względny numerycznego wyznaczenia temperatury powietrza $\bar{T}_f|_{z=L}$ w odniesieniu do wyników eksperymentalnych $T_{f,outlet}$:

$$\varepsilon_f = \frac{\bar{T}_f|_{z=L} - T_{f,outlet}}{T_{f,max} - T_{f,min}} \cdot 100\%, \quad (8.42)$$

gdzie $T_{f,max}$ i $T_{f,min}$ to odpowiednio maksymalna i minimalna obliczona temperatura powietrza w układzie.



Rys. 8.15. Błąd względny wyznaczony z równania (8.42) dla wyników otrzymanych z modelu $\bar{T}_f|_{z=L}$ w porównaniu do eksperymentu $T_{f,outlet}$ przy zastosowanych korelacjach na liczby Nusselta dla przepływu płynu: **A.** w kanale o przekroju pierścieniowym, **B.** w kanale o przekroju niekołowym.

Dla obu przypadków wyznaczono również pierwiastek błędu średniokwadratowego (*RMSE*) oraz średni bezwzględny błąd procentowy (*MAPE*) wg wzorów (8.3) i (8.4). A więc, odpowiednio, dla wyników z rys.8.14a: $RMSE = 5,77^\circ\text{C}$, a $MAPE = 5,43\%$, natomiast dla przypadku z rys. 8.14b: $RMSE = 2,71^\circ\text{C}$, oraz $MAPE = 2,66\%$. Jak widać, wartości *RMSE* jak i *MAPE* są ponad 2 razy mniejsze dla korelacji B.

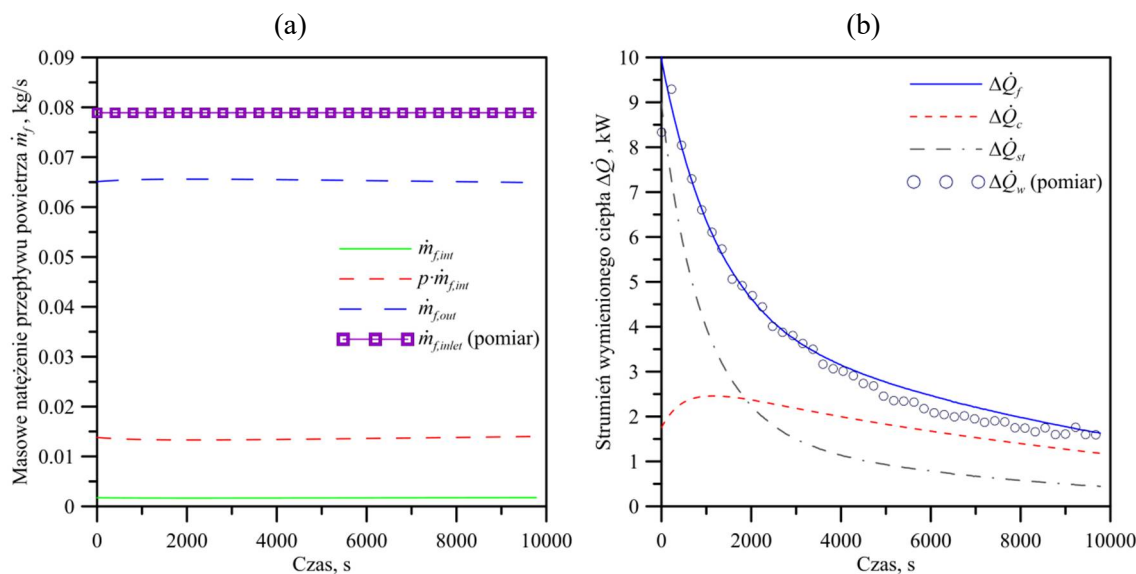
Na podstawie przeprowadzonej powyżej analizy: przebiegu ε_f , wartości *RMSE* i *MAPE*, można jasno stwierdzić, że lepsze dopasowanie wyników uzyskuje się przy zastosowaniu korelacji do wyznaczania lokalnych liczb Nusselta Nu_z dla przepływu płynu przez kanały o przekroju niekołowym. Jak to pokazano na rys. 8.11 – 8.13 korelacje te dają o wiele bardziej wiarygodne przebiegi współczynników wnikania ciepła, a sposób wyznaczania liczb Nusselta dla zakresu przepływu przejściowego nie skutkuje występowaniem nieciągłości pochodnej funkcji. W związku z powyższym do dalszej analizy wyników modelu dwuwymiarowego posłużą dane otrzymane z zastosowaniem właśnie lekko zmodyfikowanej korelacji Talera (B.).

8.2.2. Dalsza analiza wyników

Współczynniki wnikania ciepła wyznaczone były oddzielnie dla wnętrza rur z wypełnieniem i dla przestrzeni międzyrurowej. Do obliczeń niezbędne są dane na temat masowych natężeń przepływu powietrza w każdej z rur $\dot{m}_{f,int}$ i w przestrzeni międzyrurowej $\dot{m}_{f,out}$. W opisywanym

modelu analizę strat ciśnienia przy przepływie powietrza przez ogrzewacz przeprowadza się wg metodologii przedstawionej w rozdziale 7.2. A zatem, dla każdego n -tego kroku czasowego, iteracyjnie oblicza się straty ciśnienia przy przepływie przez rury i przestrzeń międzyrurową, a na ich podstawie wyznacza się natężenia przepływu $\dot{m}_{f,int}$ i $\dot{m}_{f,out}$, na które rozdziela się całkowity strumień płynu $\dot{m}_{f,inlet}$ włączany do ogrzewacza przez wentylator.

Jak widać na rys. 8.16a wartości wyznaczanych strumieni są praktycznie stałe w czasie i wykazują małą wrażliwość na zmiany temperatury w układzie. Z przedstawionych danych wynika również, że ponad 82,5% całkowitego strumienia powietrza $\dot{m}_{f,inlet}$ wlatującego do ogrzewacza przepływa ostatecznie przez przestrzeń międzyrurową. W obliczeniach założono, że pozostała część powietrza rozdziela się równomiernie na $p = 8$ rur rdzenia. Wynika stąd, że w rurach rdzenia występują na tyle duże opory przepływu, iż większa część płynu trafia do przestrzeni międzyrurowej. Dzieje się tak pomimo obecności den sitowych, które znacznie ograniczają dostęp powietrza do przestrzeni międzyrurowej. Niemniej jednak, największą rolę odgrywają w tym przypadku liniowe straty ciśnienia liczone dla prostych odcinków kanału. W rurach rdzenia ułożone są cylindry ceramiczne wykonane z materiału o znacznej chropowatości powierzchni $e_c = 0,3$ mm, w porównaniu ze wartościami dla komercyjnie używanej stali nierdzewnej $e_{st} = 0,045$ mm, wg [139]. To znaczna chropowatość powierzchni bocznych cylindrów ceramicznych, oraz ich krawędzie, które co jakiś czas mogą nieznacznie wystawać poza obrys rzędów cylindrów, powodują znacznie większe straty ciśnienia na skutek tarcia warstw płynu o powierzchnię. Straty te są z pewnością o wiele większe niż dla przepływu płynu przez kanał o ściankach gładkich, np. wykonanych ze stali.

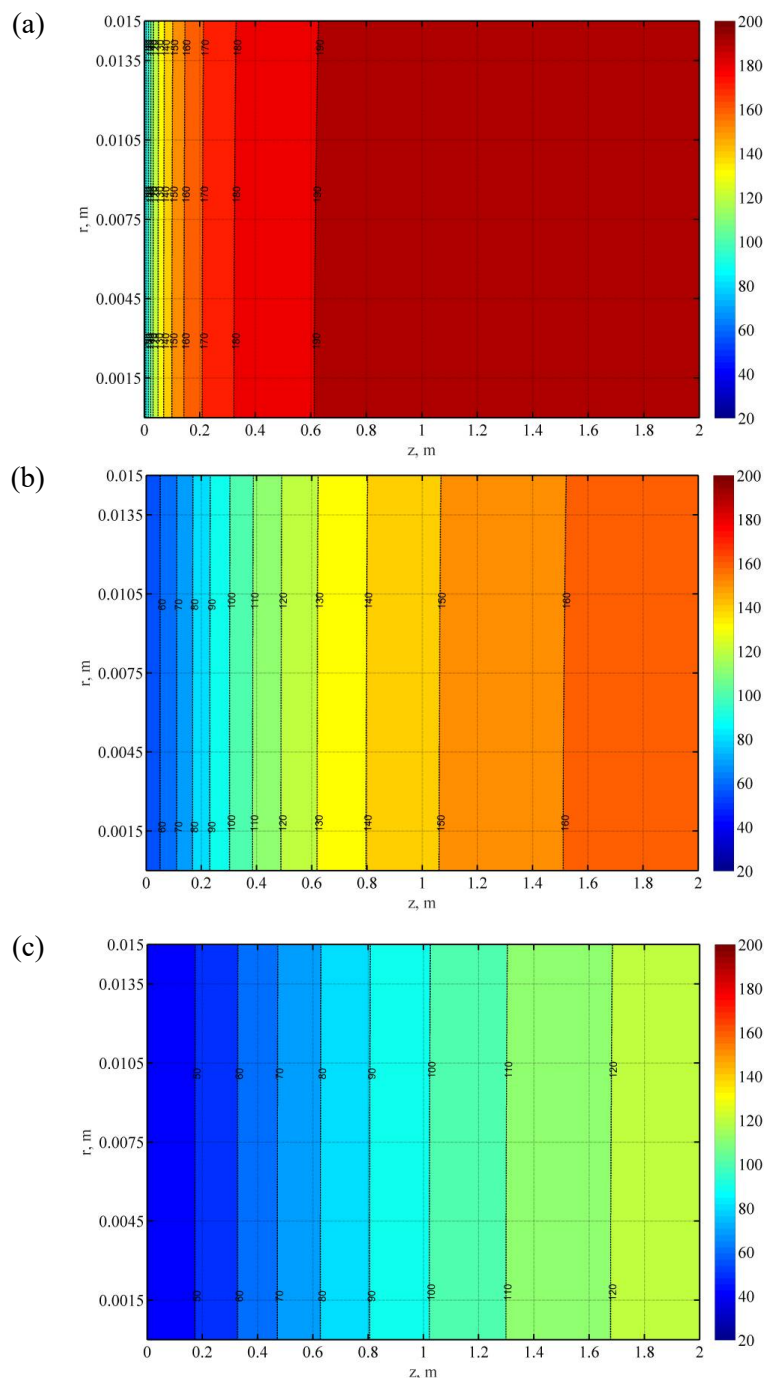


Rys. 8.16. Analiza wyników symulacji numerycznych:

- a) obliczone natężenia przepływu dla rur rdzenia $\dot{m}_{f,int}$ i przestrzeni międzyrurowej $\dot{m}_{f,out}$,
- b) wielkości strumieni ciepła wymianianego między płynem a danymi powierzchniami wymiany ciepła.

Rys. 8.16b pokazuje zmianę strumieni ciepła oddawanego przez cylindry ceramiczne $\Delta \dot{Q}_c$ i elementy stalowe $\Delta \dot{Q}_{st}$ (rury rdzenia, płaszcz), a odbieranego $\Delta \dot{Q}_f$ przez przepływające powietrze. Zakładając brak strat ciepła do otoczenia – strumień $\Delta \dot{Q}_f$ powinien równać się ciepłu odbieranemu w czasie przez wodę przepływającą w wymienniku ciepła $\Delta \dot{Q}_w$. Jak widać na rys. 8.16b, założenie to jest bliskie rzeczywistości. Ewentualne odchyłki są skutkiem doboru

korelacji na współczynniki wnikania ciepła. Analizując dane zawarte na wykresie można zauważyć, że elementy stalowe, charakteryzujące się współczynnikiem przewodzenia ciepła w granicach $k_{st} = 15 - 19 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ (wg tabeli 4.2), oddają znaczne ilości ciepła w początkowym okresie pracy instalacji – w czasie do 2000s, ale też bardzo szybko ochładzają się – rys. 8.13. Ponad dwukrotnie, a nawet trzykrotnie niższa wartość współczynnika przewodzenia ciepła ceramiki, $k_c = 6,4 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ (wg tabeli 4.1), pozwala na oddawanie bardziej wyrównanego strumienia ciepła $\Delta\dot{Q}_c$ w całym analizowanym okresie pracy układu. Wartości wymienianych strumieni zależą liniowo od natężenia przepływu powietrza. Co za tym idzie, małe wartości $\dot{m}_{f,int}$ wpływają na osiągnięte niskie wartości $\Delta\dot{Q}_c$.



Rys.8.17. Rozkład temperatury w przekroju jednego rzędu cylindrów ceramicznych po czasie a) 978s, b) 4890s, c) 9780s.

Na rysunku 8.17 przedstawiono wyniki obliczeń w postaci dwuwymiarowej mapy temperatury dla przekroju całego rzędu cylindrów ceramicznych wypełniających rury rdzenia ogrzewacza. Założono osiowosymetryczny rozkład temperatury w cylindrach, dlatego współrzędną promieniową $r = 0$ oznaczono objętości kontrolne znajdujące się w osi cylindra. Powierzchnia cylindra ma współrzędną $0,5 \cdot d_c = 15$ mm. Jak widać na rys. 8.17 spadek temperatury złoża następuje najbardziej intensywnie od strony wlotu powietrza, dla $z = 0$. W tym punkcie zachodzi najbardziej intensywna wymiana ciepła, gdyż mamy do czynienia z największą różnicą temperatur i największymi wartościami współczynników wnikania ciepła. Ze względu na niewielką średnicę cylindrów temperatura w ich przekroju jest praktycznie wyrównana.

9. Podsumowanie i wnioski

Na mocy ustaleń międzynarodowych [4 – 7] Polska zobligowana jest do podjęcia stanowczych działań w zakresie ograniczenia emisji oraz przekroczeń norm jakości powietrza. Jest to nie tylko wymóg legislacyjny, lecz przede wszystkim potrzeba wywołana zatrważającym zanieczyszczeniem powietrza, występującym w okresach zimowych praktycznie na terenie całego kraju.

Jak pokazano w pracy, elektryczne ogrzewanie akumulacyjne może stanowić konkurencję dla konwencjonalnych źródeł ciepła w instalacjach ogrzewania budynków. Koszty ekologiczne związane z emisją szkodliwych produktów spalania do atmosfery są znacznie niższe przy wykorzystaniu energii elektrycznej do celów grzewczych, niż w przypadku spalania paliw stałych w przestarzałych paleniskach domowych. Pomimo faktu, iż łącznie ok. 79,8% energii elektrycznej w KSE pochodzi z elektrowni opalanych węglem kamiennym i brunatnym – zanieczyszczenie powietrza przez nie wywoływane jest relatywnie niskie. W związku z surowymi limitami emisji dla elektrowni opalanych węglem, oraz poprzez wprowadzanie zaawansowanych i wydajnych systemów oczyszczania spalin, osiąga się znaczne zmniejszenie emisji zanieczyszczeń do atmosfery, w porównaniu do indywidualnych systemów ogrzewania gospodarstw domowych – szczególnie opalanych węglem kamiennym czy biomasą.

W związku z gwałtownym rozwojem energetyki odnawialnej, a w szczególności farm wiatrowych, aby zagwarantować pewność i niezawodność dostaw energii elektrycznej koniecznym jest zwiększenie zakresu dostępnych rezerw mocy utrzymywanych w źródłach konwencjonalnych. Skutkować to będzie występowaniem jeszcze większego nadmiaru energii elektrycznej w okresach zmniejszonego na nią zapotrzebowania, tj. w godzinach nocnych i południowych. A zatem, wdrożenie w kontrolowanym zakresie systemów elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego nie tylko ograniczy zanieczyszczenie powietrza, ale również wpłynie korzystnie na zmniejszenie nadmiaru energii elektrycznej w KSE w dolinach obciążen.

Idea rozwoju instalacji elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego staje się warta rozważenia, szczególnie w obliczu ostatnich doniesień prasowych [39]. Według nich, Ministerstwo Energii przygotowuje rozwiązania mające na celu zachęcić Polaków do ogrzewania gospodarstw domowych za pomocą systemów ogrzewania elektrycznego z rozbudowaną akumulacją ciepła. Ministerstwo chce wprowadzenia taniej taryfy nocnej dla energii elektrycznej przeznaczonej tylko dla celów grzewczych. Cena energii w tym przypadku ma być niższa niż w innych taryfach i pozbawiona wszystkich narzutów i opłat nakładanych centralnie na energię elektryczną. Oprócz tego Ministerstwo Energii chce zaproponować również dotacje do zakupu kotłów elektrycznych. Działania te mogą znacząco zwiększyć popularność i konkurencyjność systemów elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego na rynku.

Poprzez wprowadzenie na obszarze Gminy Miejskiej Kraków ograniczeń w zakresie eksploatacji instalacji, w których następuje spalanie paliw [14], mieszkańcy Miasta Krakowa mają czas do września 2019 na dostosowanie domowych systemów ogrzewania i wymiany starych kotłów i pieców węglowych na bardziej ekologiczne rozwiązania. W ścisłym centrum miasta nie ma możliwości doprowadzenia przyłącza gazowego oraz podłączenia do sieci ciepłowniczej. Jedynym przyjaznym środowisku rozwiązaniem wydaje się być montaż systemów ogrzewania elektrycznego. Ciekawym rozwiązaniem jest stosowanie elektrycznych ogrzewaczy akumulacyjnych jako źródło ciepła w instalacjach centralnego ogrzewania wodnego lub powietrznego. Zmniejszy to koszty ogrzewania elektrycznego, nie będzie

wymagało znacznej modernizacji istniejącej już instalacji c.o. i przyczyni się do poprawy jakości powietrza w mieście, szczególnie w okresach zimowych.

Do badań układu akumulacyjnego centralnego ogrzewania wodnego wykorzystano stanowisko badawcze wybudowane w laboratorium Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Krakowskiej, opisane szczegółowo w rozdziale 4. Celem niniejszej pracy doktorskiej było stworzenie modelu matematycznego ogrzewacza akumulacyjnego pracującego w tej instalacji, oraz walidacja eksperymentalna otrzymanych wyników. Zakres i wnioski płynące z tej części pracy są następujące:

- 1) Opracowano dwa modele wymiany ciepła podczas rozładowania złoża akumulatora ciepła – ochładzania złoża ogrzewacza poprzez przepływające powietrze:
 - **model jednowymiarowy** traktujący złożo jako jednorodny ośrodek porowaty, w którym nie rozważano konstrukcji i geometrii ogrzewacza, brano jedynie pod uwagę sumaryczne masy wszystkich jego elementów, które posłużyły do wyznaczenia całkowitej pojemności cieplnej złoża. W modelu tym złożo ogrzewacza, składające się z wypełnienia ceramicznego i rur stalowych jest traktowane jako ciało o skupionej pojemności cieplnej;
 - **model dwuwymiarowy** – uwzględniający promieniowe przewodzenie ciepła w cylindrach ceramicznych oraz w rurach stalowych. Model ten uwzględnia geometrię urządzenia, czyli to, że część powietrza przepływa w rurach rdzenia wypełnionych walcami ceramicznymi, a reszta w przestrzeni międzyrurowej. W obliczeniach uwzględniono występowanie oporu kontaktu na styku sąsiadujących między sobą ceramicznych elementów złoża.

Modele numerycznej wymiany ciepła zaimplementowano do programów autorskich napisanych w językach: FORTRAN (model jednowymiarowy) i MATLAB (model dwuwymiarowy) opartych o metodę objętości skończonych.

- 2) Dla dobranych przypadków testowych przeprowadzono wstępną walidację modeli oraz dokonano analizy wpływu rozmiarów objętości skończonych na otrzymane wyniki:
 - w przypadku modelu jednowymiarowego porównano ze sobą dokładności wybranych schematów różnicowych metody różnic skończonych. Odniesiono je do wyników uzyskanych z rozwiązania analitycznego dla przypadku skokowej zmiany temperatury powietrza wtłaczanego do wnętrza ogrzewacza akumulacyjnego. Pomimo niewielkich rozbieżności, zarówno rozwiązanie analityczne jak i numeryczne dają bardzo podobne wyniki, a używane schematy różnicowe: jawny, niejawny i metoda Cranka–Nicolson, dają zbieżne wyniki i mogą być z powodzeniem wykorzystywane podczas analiz numerycznych tego typu zagadnień.
 - dla modelu dwuwymiarowego porównano wyniki otrzymane z metody objętości skończonych z rozwiązaniem analitycznym oraz z obliczeniami wykonanymi za pomocą oprogramowania Ansys Transient Thermal. Wyniki otrzymane z rozwiązania analitycznego i z obliczeń w programie Ansys nie różnią się więcej niż o $0,04^{\circ}\text{C}$ – można zatem wysnuć wniosek, że rozwiązanie analityczne daje poprawne wyniki. Różnica między wartościami temperatur wyznaczonymi w metodzie analitycznej oraz tych otrzymanych z programu autorskiego nie przekracza $0,1^{\circ}\text{C}$.

Dodatkowo, dla obu przypadków, dobrano optymalny rozmiar objętości kontrolnych na które dzieli się rozważaną geometrię podczas dyskretyzacji. Porównano wyniki

otrzymane z modeli, dla kilku zadanych rozmiarów objętości kontrolnych, i wybrano te, przy których otrzymywane wyniki rozkładu temperatury nie różniły się znacząco.

3) Podczas walidacji eksperymentalnej modelu przeprowadzono:

- weryfikację wskazań przepływomierza termicznego zamontowanego na stanowisku, która wykazała występowanie znacznych błędów systematycznych przy wyznaczaniu średniej prędkości płynu w ten sposób. Pomiar lokalnych prędkości przepływu w odpowiednio wyznaczonych punktach przekroju kanału wykazały silne zmiany prędkości w przekroju kanału, w którym umieszczony był czujnik przepływomierza. Do sondowania przekroju kanału wykorzystano anemometr turbinkowy, którego wskazania zostały wykalibrowane w specjalnie do tego celu przystosowanym tunelu aerodynamicznym. I to na podstawie zebranych wyników obliczono średnie prędkości przepływu powietrza \bar{w}_z w przekroju, których wartości znacznie odbiegały od tych wyznaczonych za pomocą przepływomierza termicznego.
- obliczenia start ciśnienia przy przepływie powietrza przez ogrzewacza, zarówno dla rur wypełnionych elementami ceramicznymi, jaki i dla przestrzeni międzyrurowej. W obliczeniach założono, że pozostała część powietrza rozdziela się równomiernie na $p = 8$ rur rdzenia. Wynika stąd, że w rurach rdzenia występują na tyle duże opory przepływu, iż większa część płynu trafia do przestrzeni międzyrurowej – ponad 82,5% całkowitego strumienia powietrza $\dot{m}_{f,inlet}$ wlatującego do ogrzewacza. Dlatego też, założenie równomiernych strumieni powietrza przepływających w rurach i pomiędzy nimi byłoby nieuzasadnione.
- wyznaczenie średniej wartości współczynnika wnikania ciepła \bar{h}_f dla modelu jednorodnego przeprowadzono na podstawie pomiaru strumienia ciepła $\Delta\dot{Q}_f$ odbieranego w trakcie przepływu powietrza przez wypełnieni ogrzewacza. Niskie wartości \bar{h}_f w zakresie od 5 do 2 W/(m²·K) są kompensowane przez znaczną powierzchnię wymiany ciepła A_m . W pracy nie zaproponowano korelacji na wyznaczenie współczynnika \bar{h}_f dla modelu jednowymiarowego, gdyż wymagają one prowadzenia dodatkowych badań w przyszłości.
- wyznaczenie współczynników wnikania ciepła h_c , $h_{t,ins}$, $h_{t,out}$, h_{sh} dla przepływu powietrza przez rozważaną w modelu dwuwymiarowym geometrię. Spośród przedstawionych korelacji wybrano równania zaproponowane przez prof. Dawida Talera, będące modyfikacją równania Gnielińskiego. Równania te dodatkowo zmodyfikowano dla potrzeb obliczania lokalnych liczb Nusselta Nu_z . Wyboru odpowiedniej korelacji dokonano poprzez porównanie rozkładów temperatury powietrza otrzymanych na stanowisku pomiarowych z tymi uzyskanymi z obliczeń.

Po analizie wyników eksperymentalnych, pokrywających się z wynikami symulacji numerycznych, można stwierdzić, iż parametry wody grzewczej zasilającej płytowe wymienniki ciepła w instalacji c.o. są odpowiednie do zasilania rzeczywistych instalacji nisko- i wysokotemperaturowych systemów ogrzewania budynków. Opracowanie systemu sterowania wydajnością pompy c.o. i wentylatora może zagwarantować stałe parametry wody opuszczającej wymiennik ciepła. W pierwszych chwilach pracy instalacji, kiedy wymieniane strumienie ciepła między wypełnieniem a powietrzem są największe wentylator i pompa

powinny pracować na niskich obrotach. Z biegiem czasu, kiedy strumienie wymienianego ciepła maleją – system sterowania powinien odpowiednio zwiększać obroty pompy i wentylatora. Stworzone modele numeryczne ogrzewania złoża ogrzewacza akumulacyjnego mogą być pomocne przy opracowaniu układów sterowania tego typu.

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz numerycznych tezę pracy można uznać za pozytywnie zweryfikowaną. Planowane kierunki dalszych badań obejmują opracowanie systemu sterowania dla instalacji badawczej, oraz przystosowanie równań różniczkowych opracowanych w modelach do opisu wymiany ciepła w regeneratorach obrotowych.

Załącznik 1. Pomiar średnio–masowej temperatury płynu

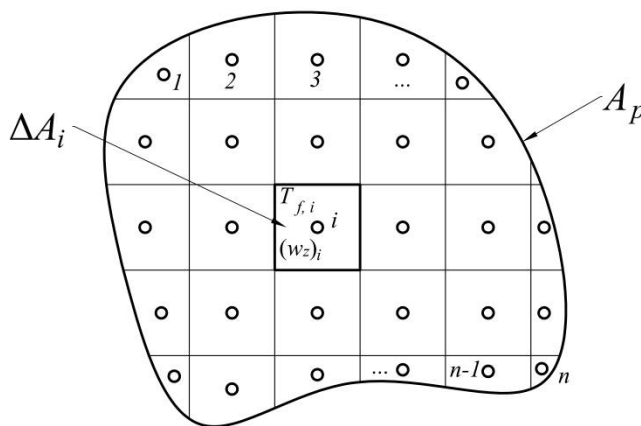
Pomiar strumienia masy gazu, w opisywanym przypadku – powietrza, jest pracochłonny i trudny do przeprowadzenia. Spowodowane jest to występującym dużym zróżnicowaniem pola prędkości w przekroju pomiarowym, szczególnie w przypadku krótkich odcinków kanałów, w których przepływ nie jest hydraulicznie rozwinięty. A zatem, przy silnym zróżnicowaniu pola prędkości i temperatury w przekroju poprzecznym kanału, wyznaczenie średnio–masowej temperatury płynu \bar{T}_f jest konieczne w celu określenia strumienia ciepła $\Delta\dot{Q}_f$ niesionego przez powietrze, gdyż

$$\Delta\dot{Q}_f = \dot{m}_f i_f = \dot{m}_f c_f \Big|_0^{\bar{T}_f} \bar{T}_f. \quad (\text{Z.1.1})$$

W przypadku kanału o przekroju kołowym, w którym przepływ jest osiowosymetryczny, i gdy zmiany właściwości fizycznych płynu, w szczególności gęstości ρ_f i ciepła właściwego c_f , w przekroju poprzecznym kanału nie są zbyt duże i mogą być traktowane jako stałe, średnio–masową temperaturę płynu \bar{T}_f można wyznaczyć jako [130, 140]:

$$\bar{T}_f = \frac{\int_{A_p} T_f w_z dA}{\int_{A_p} w_z dA}. \quad (\text{Z.1.2})$$

gdzie A_p jest polem powierzchni przekroju kanału. Jeśli prędkość w_z i temperatura T_f płynu są nierównomierne w przekroju kanału, wtedy należy go podzielić na n elementów o powierzchni ΔA_i , przy czym $i = 1, \dots, n$, jak na rys. Z.1.1.



Rys. Z.1.1. Podział dowolnego przekroju o powierzchni A_p na n elementów. W ich środkach ciężkości wyznacza się prędkość $(w_z)_i$ oraz temperaturę $T_{f,i}$, które służą do określenia średnio–masowej temperatury \bar{T}_f przepływającego płynu.

Określając temperaturę $T_{f,i}$ i prędkość płynu $(w_z)_i$ w środkach ciężkości wyznaczonych elementów, średnio–masową temperaturę powietrza \bar{T}_f w danym przekroju oblicza się jako

$$\bar{T}_f = \frac{\sum_{i=1}^n (w_z)_i T_{f,i} \Delta A_i}{\sum_{i=1}^n (w_z)_i \Delta A_i}. \quad (\text{Z.1.3})$$

W przypadku gdy pola powierzchni wszystkich elementów są sobie równe, czyli gdy $\Delta A_i = const.$ dla $i = 1, \dots, n$, wzór (Z.1.3) upraszcza się do postaci:

$$\bar{T}_f = \frac{\sum_{i=1}^n (w_z)_i T_{f,i}}{\sum_{i=1}^n (w_z)_i} = \frac{\sum_{i=1}^n (w_z)_i T_{f,i}}{n \bar{w}_z}. \quad (\text{Z.1.4})$$

Współrzędne punktów pomiaru temperatury $T_{f,i}$ i prędkości $(w_z)_i$ dla kanałów o przekroju kołowym mogą być wyznaczane analogicznie jak w Załączniku 2.

Najprostszym sposobem wyznaczenia średnio-masowej temperatury \bar{T}_f płynu jest wymieszanie strumienia za pomocą wentylatora/pompy, tak aby temperatura w całym przekroju kanału była taka sama. Pomimo zróżnicowania prędkości płynu w przekroju, równanie (Z.1.4) upraszcza się wtedy do postaci:

$$\bar{T}_f = T_{f,i}. \quad (\text{Z.1.5})$$

A zatem, w takim przypadku należy dokonać pomiaru temperatury tylko w jednym punkcie przekroju kanału, np. w jego osi [130].

Załącznik 2. Sposób pomiaru średniej prędkości płynu w kanałach o przekroju kołowym

W przypadku prostych i długich odcinkach rurociągów, w których występuje rozwinięty profil prędkości w przekroju poprzecznym kanału, można opisać go za pomocą funkcji analitycznej [141–146].

A więc, w przypadku przepływu laminarnego rozkład prędkości w_z po promieniu r w przekroju poprzecznym kanału kołowego opisuje się wzorem:

$$w_z(r) = w_{max} \left(1 - \frac{r^2}{r_w^2} \right) \quad (Z.2.1)$$

gdzie w_{max} to prędkość maksymalna płynu w osi przewodu (dla $r = 0$), a r_w – promień wewnętrzny przewodu kołowego. Natomiast prędkość średnia w przekroju \bar{w}_z określana jest jako:

$$\bar{w}_z = \frac{1}{\pi r_w^2} \int_0^{r_w} 2\pi r w_{max} \left(1 - \frac{r^2}{r_w^2} \right) dr \quad (Z.2.2)$$

skąd otrzymuje się:

$$\bar{w}_z = \frac{1}{2} w_{max} . \quad (Z.2.3)$$

Z kolei, jeśli przepływ płynu jest turbulentny, wówczas rozkład prędkości w przekroju poprzecznym przewodu kołowego można opisać zależnością:

$$w_z(r) = w_{max} \left(1 - \frac{r}{r_w} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (Z.2.4)$$

gdzie, wykładnik m zmienia się dla rur gładkich w zależności od liczby Reynoldsa w przedziale: od $m = 6$ przy $Re = 4\,000$ do $m = 10$ przy $Re = 2 \cdot 10^6$. Wykładnik m można wyznaczyć dla rur gładkich ze wzoru [147]:

$$m = 0,2944 + 1,71367 \ln Re - 0,1890 (\ln Re)^2 + 0,007937 (\ln Re)^3 . \quad (Z.2.5)$$

W przypadku kanałów o ściankach chropowatych $m = 4 \div 5$. Należy również zauważyć, że wzór (Z.2.4) nie jest ważny w pobliżu ścianek kanału, kiedy $r \rightarrow r_w$.

Zgodnie z zależnością (Z.2.4) średnia prędkość przepływu w rurze może być wyznaczona ze wzoru:

$$\bar{w}_z = \frac{2}{r_w^2} \int_0^{r_w} w_{max} \left(1 - \frac{r}{r_w} \right)^{\frac{1}{m}} r dr , \quad (Z.2.6)$$

a po scałkowaniu równania (Z.2.6) otrzymuje się:

$$\bar{w}_z = \frac{2m^2}{(2m+1)(m+1)} w_{max} . \quad (Z.2.7)$$

Na przykład, przyjmując $m = 7$ i wykorzystując wzór (Z.2.7) otrzymuje się

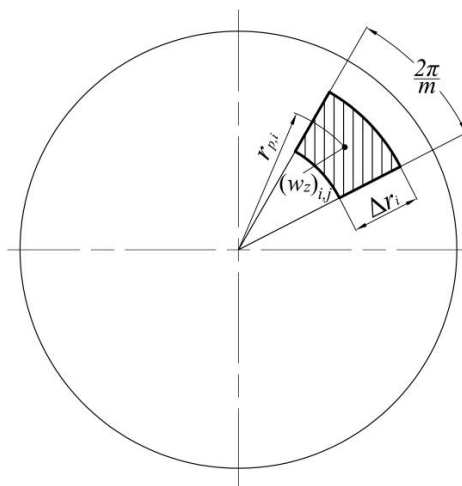
$$\bar{w}_z = 0,817 w_{max} . \quad (Z.2.8)$$

Do obliczania prędkości średniej płynu przepływającego w rurach gładkich stosowany jest również inny wzór:

$$\bar{w}_z = \frac{w_{max}}{1 + 3,45\sqrt{\frac{\lambda}{8}}} \quad (Z.2.9)$$

gdzie λ to współczynnik liniowych strat tarcia. Metoda wyznaczania prędkości średniej \bar{w}_z poprzez pomiar prędkości maksymalnej w_{max} nie jest łatwa do zastosowania w praktyce gdyż punkt pomiaru prędkości powinien być usytuowany w odległości 40÷50 średnic wewnętrznych kanału od wlotu do przewodu prostoliniowego. W rzeczywistości w rurociągach występują łuki, klapy, wentylatory, zwężenia i rozszerzenia przewodów, które zakłócają rozwinięty profil prędkości. Na przykład, rozkład prędkości w kołowych kanałach powietrznych może być bardzo nierównomierny szczególnie w pobliżu łuków, a prawie płaski zaraz za wentylatorem [130, 141].

W wypadku, gdy powyżej opisana metoda nie jest możliwa do zastosowania, strumień objętości płynu można wyznaczyć przy znanym rozkładzie prędkości przepływu w przekroju poprzecznym kanału. Ten sposób jest szczególnie przydatny dla przewodów o dużych średnicach, w których trudno zachować proste odcinki rurociągów przed i za przyrządem pomiarowym [130, 141].



Rys. Z.2.1. Podział kanału o przekroju kołowym na czworokąty – wyznaczenie objętościowego natężenia przepływu płynu ze wzoru (Z.2.11) przez całkowanie za pomocą metody prostokątów, wg [130, 141].

Do określenia natężenia przepływu \dot{V} płynu poprzez pomiary prędkości w wybranych punktach leżących w przekroju poprzecznym przewodu stosuje się najczęściej obliczanie całki [130, 141]:

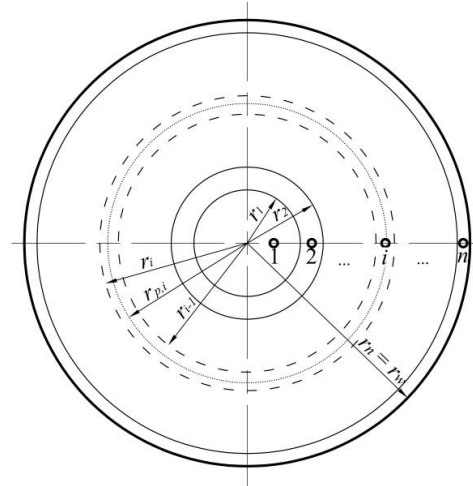
$$\dot{V} = \int_0^{r_w} \int_0^{2\pi} w_z(r, \theta) r d\theta dr \quad (Z.2.10)$$

metodą prostokątów. Jeśli przewód o przekroju kołowym zostanie podzielony na n pierścieni w kierunku promieniowym r , oraz na m segmentów w kierunku obwodowym θ , wtedy, stosując metodę prostokątów, całkę (Z.2.10) można przybliżyć następującym równaniem [130, 141]:

$$\dot{V} = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n (w_z)_{i,j} \frac{2\pi}{m} \cdot r_{p,i} \cdot \Delta r_i, \quad (Z.2.11)$$

gdzie: $(w_z)_{i,j}$ jest prędkością płynu w punkcie (i, j) mieszczącym się w środku ciężkości czworokąta utworzonego na skutek podziału zgodnie z rys. Z.2.1, natomiast r_{pi} jest promieniem mierzonym do punktu ciężkości czworokąta, w którym wyznaczana jest lokalna prędkość przepływu płynu $(w_z)_{i,j}$.

W celu wyznaczenia średniej prędkości płynu, przekrój poprzeczny przewodu dzieli się na n pierścieni o równych polach powierzchni – tak jak to przedstawiono na rys. Z.2.2.



Rys. Z.2.2. Podział kanału o przekroju kołowym na n pierścieni o równych polach powierzchni, wg [130, 141].

Istnieje kilka metod wyboru punktu pomiaru prędkości wewnątrz i -tego pierścienia o promieniu zewnętrznym r_i oraz promieniu wewnętrznym r_{i-1} . Popularnym sposobem jest pomiar prędkości w punkcie leżącym na promieniu $r_{p,i}$ dzielącym i -ty pierścień na dwa o równych polach powierzchni [130, 141]. Z warunku równości pól powierzchni utworzonych pierścieni:

$$\pi(r_i^2 - r_{p,i}^2) = \pi(r_{p,i}^2 - r_{i-1}^2) \quad (\text{Z.2.12})$$

otrzymuje się

$$r_{p,i}^2 = \frac{r_i^2 + r_{i-1}^2}{2}. \quad (\text{Z.2.13})$$

Natomiast, promień zewnętrzny i -tego pierścienia można wyznaczyć z równania

$$r_i = r_w \sqrt{\frac{i}{n}}, \quad (\text{Z.2.14})$$

gdzie jako i oznacza się numer punktu pomiarowego, a jako n liczbę pierścieni na jaką podzielony jest przekrój kanału. Z podstawienia równania (Z.2.14) do (Z.2.12) i po przekształceniach otrzymuje się zależność na wyznaczenie współrzędnej i -tego punktu pomiaru prędkości:

$$r_{p,i} = r_w \sqrt{\frac{2i-1}{2n}}, \quad \text{dla } i = 1, \dots, n. \quad (\text{Z.2.15})$$

W praktyce znacznie wygodniej jest mierzyć odległość punktu pomiaru prędkości x_i od wewnętrznej powierzchni przewodu

$$x_i = r_w \left(1 - \sqrt{\frac{2i-1}{2n}} \right), \quad x_{n+i} = r_w \left(1 + \sqrt{\frac{2i-1}{2n}} \right), \quad \text{dla } i = 1, \dots, n. \quad (\text{Z.2.16})$$

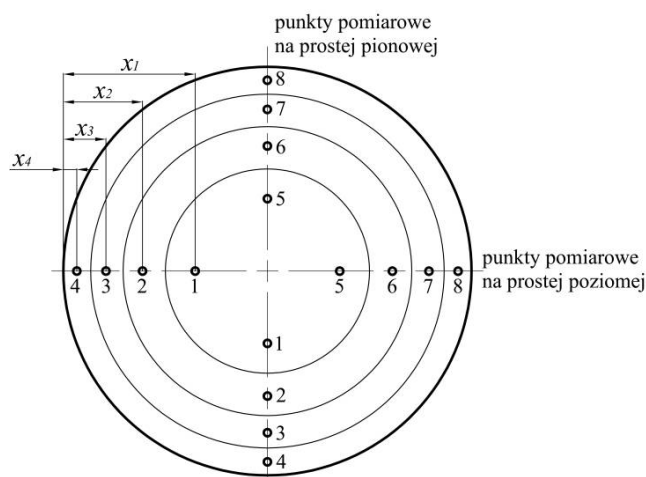
Gdzie i oznacza numer punktu pomiarowego, a n liczbę wszystkich obszarów o równych polach powierzchni, na które podzielono przekrój poprzeczny kanału.

Wg [130, 141], który to z kolei powołuje się na normy polskie [148, 149] oraz *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) [150] liczba pierścieni n na które dzieli się przekrój kanału nie powinna być mniejsza od $n = 3$ dla rur o średnicy od 150 do 300 mm, a dla rur o średnicach od 300 do 900 mm powinna mieścić się w granicach od $n = 4$ do $n = 10$.

Przy podziale przekroju poprzecznego kanału na $n = 4$ pierścienie współrzędne punktów pomiarowych to odpowiednio:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= r_w \left(1 - \sqrt{\frac{1}{8}} \right) = 0,6464 r_w, & x_5 &= r_w \left(1 + \sqrt{\frac{1}{8}} \right) = 1,3536 r_w, \\
 x_2 &= r_w \left(1 - \sqrt{\frac{3}{8}} \right) = 0,3876 r_w, & x_6 &= r_w \left(1 + \sqrt{\frac{3}{8}} \right) = 1,6124 r_w, \\
 x_3 &= r_w \left(1 - \sqrt{\frac{5}{8}} \right) = 0,2094 r_w, & x_7 &= r_w \left(1 + \sqrt{\frac{5}{8}} \right) = 1,7906 r_w, \\
 x_4 &= r_w \left(1 - \sqrt{\frac{7}{8}} \right) = 0,0646 r_w, & x_8 &= r_w \left(1 + \sqrt{\frac{7}{8}} \right) = 1,9354 r_w.
 \end{aligned}
 \tag{Z.2.17}$$

W celu wyznaczenia średniej prędkości przepływu płynu \bar{w}_z w kanale o przekroju kołowym należy dokonać pomiaru prędkości płynu $(w_z)_i$ we wszystkich wyznaczonych punktach pomiarowych x_i usytuowanych na dwóch prostopadłych do siebie prostych przechodzących przez oś przewodu kołowego. Na rys. Z.2.3 przedstawiono usytuowanie punktów pomiarowych wyznaczanych w równaniu (Z.2.17).



Rys. Z.2.3. Schematyczny podział pola przekroju kanału kołowego na równe co do powierzchni $n = 4$ pierścienie, na podstawie [130, 141].

Średnią prędkość przepływu płynu \bar{w}_z w danym przekroju poprzecznym kanału oblicza się jako średnią arytmetyczną prędkości $(w_z)_i$ mierzonych we wszystkich punktach pomiarowych x_i leżących na dwóch prostopadłych do siebie prostych. Przedstawiona metodologia będzie pomocna przy wyznaczeniu średniej prędkości przepływu w kanale powietrznym instalacji z ogrzewaczem akumulacyjnym.

Załącznik 3. Przeliczanie spadków ciśnienia na prędkość przepływającego płynu w tunelu aerodynamicznym w warunkach standardowych

Warunki standardowe dla których firma OMEGA podaje wartości z tabeli Z.3.1 to 21,1°C (70°F) oraz 1 atm (29,92 inHg – cali wysokości słupa rtęci). Tunel aerodynamiczny jest produktem amerykańskim stąd parametry warunków standardowych podawane są w układzie jednostek anglosaskich.

Tabela Z.3.1. Przeliczanie wskazań różnicy ciśnień Δp_{std} dla warunków standardowych na prędkość przepływającego powietrza w_{tun} w tunelu aerodynamicznym, wg materiałów producenta [119].

Płytko ograniczająca B		
Warunki standardowe		Niepewność pomiaru, 2% Δp_{std} ± mmHg
w_{tun}	Δp_{std}	
m/s	mmHg	± mmHg
0,00	0,000	0,000
0,15	0,040	0,001
0,20	0,065	0,001
0,25	0,109	0,002
0,30	0,168	0,003
0,40	0,279	0,006
0,50	0,447	0,009
0,60	0,609	0,012
0,75	0,983	0,020
1,00	1,795	0,036
1,25	2,838	0,057

Płytko ograniczająca A		
Warunki standardowe		Niepewność pomiaru, 2% Δp_{std} ± mmHg
w_{tun}	Δp_{std}	
m/s	mmHg	± mmHg
1,25	0,308	0,006
1,30	0,333	0,007
1,40	0,388	0,008
1,50	0,457	0,009
1,75	0,604	0,012
2,00	0,764	0,015
2,25	0,992	0,020
2,50	1,176	0,024
2,75	1,459	0,029
3,00	1,707	0,034
3,25	2,072	0,041
3,50	2,488	0,050
4,00	3,209	0,064
4,50	3,834	0,077
5,00	5,193	0,104
5,50	6,005	0,120
6,50	9,001	0,180

Załącznik 4. Wyniki sondowania kanału powietrza

Tabela Z.4.1. Lokalne prędkości przepływu powietrza (w_z)_{*i*} w kanale o przekroju kołowym i średnicy wewnętrznej $D_{sh} = 345,6$ mm. Pomiary dokonane za pomocą przepływomierza wiatraczkowego przed kalibracją.

Obroty wentylatora, Hz	Pkt. pomiarowe w przekroju kanału na linii	Lokalne prędkości przepływu powietrza (w_z) _{<i>i</i>} wyznaczone w danych punktach pomiarowych x_i , (wg rys. 7.2), m/s							
		x_8	x_7	x_6	x_5	x_1	x_2	x_3	x_4
25	poziomej	0,86	0,91	0,93	0,93	0,78	0,65	0,60	0,60
	pionowej	0,95	0,95	0,94	0,93	0,65	0,62	0,60	0,60
30	poziomej	0,95	1,01	1,12	1,18	1,09	0,89	0,71	0,63
	pionowej	1,12	1,24	1,31	1,23	0,82	0,65	0,61	0,6
35	poziomej	1,24	1,49	1,36	1,25	1,21	1,11	0,99	0,75
	pionowej	1,49	1,45	1,47	1,43	1,01	0,89	0,74	0,68
40	poziomej	1,62	1,77	1,70	1,56	1,50	1,49	1,29	0,93
	pionowej	1,71	1,78	1,70	1,55	1,30	1,3	0,97	0,75
45	poziomej	1,85	1,94	1,90	1,80	1,70	1,73	1,5	1,15
	pionowej	2,03	1,99	1,89	1,75	1,45	1,4	1,2	0,86
50	poziomej	2,10	2,18	2,13	1,93	1,97	1,85	1,70	1,31
	pionowej	2,30	2,21	2,13	1,95	1,71	1,66	1,51	0,96
55	poziomej	2,33	2,34	2,26	2,17	2,27	2,18	1,93	1,49
	pionowej	2,48	2,52	2,38	2,16	1,95	1,86	1,65	1,09
60	poziomej	2,61	2,65	2,55	2,34	2,45	2,44	2,05	1,66
	pionowej	2,67	2,7	2,62	2,38	2,11	2,05	1,80	1,27
65	poziomej	2,73	2,69	2,69	2,52	2,55	2,58	2,20	1,83
	pionowej	2,93	2,88	2,80	2,55	2,30	2,2	2,05	1,56
70	poziomej	3,01	3,04	2,88	2,70	2,85	2,79	2,43	1,95
	pionowej	3,16	3,21	3,06	2,74	2,53	2,44	2,20	1,68
75	poziomej	3,19	3,25	3,13	2,91	3,06	2,99	2,55	2,06
	pionowej	3,40	3,40	3,15	2,91	2,65	2,53	2,40	1,73
80	poziomej	3,40	3,48	3,27	3,15	3,27	3,2	2,75	2,29
	pionowej	3,60	3,55	3,41	3,15	2,87	2,78	2,55	1,94

Literatura

- [1] European Environment Agency, *Air quality in Europe — 2015 report*, 5/2015, www.eea.europa.eu.
- [2] Guerreiro C., Horálek J., de Leeuw F., Couvidat F., *Mapping ambient concentrations of benzo(a)pyrene in Europe. Population exposure and health effects for 2012*, The European Topic Centre on Air Pollution and Climate Change Mitigation (ETC/ACM), ETC/ACM Technical Paper 6 (2014).
- [3] Sheu H.L., Lee W.J., Lin S.J., Fang G.C., Chang H.C., You W.C., *Particle-bound PAH content in ambient air*, Environmental Pollution 96 (1997), str. 369–382.
- [4] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2008/50/WE z dnia 21 maja 2008r. w sprawie jakości powietrza i czystszej powietrza dla Europy, Dz.U. L 152 z 11.6.2008, str. 1–44.
- [5] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2004/107/WE z dnia 15 grudnia 2004r. w sprawie arsenu, kadmu, rtęci, niklu i wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych w otaczającym powietrzu, Dz.U. 2001 nr 62 poz. 627.
- [6] WHO, Air quality guidelines. Global update 2005. Particulate matter, ozone, nitrogen dioxide and sulfur dioxide, World Health Organization, Regional Office for Europe, Copenhagen, Denmark (2006).
- [7] WHO, Air quality guidelines for Europe, 2nd Ed., World Health Organization Regional Office for Europe, Copenhagen (2000), www.euro.who.int.
- [8] European Environment Agency, *Many Europeans still exposed to harmful air pollution. Air pollution is the single largest environmental health risk in Europe*, Press Release, opublikowano: 24.11. 2015, www.eea.europa.eu.
- [9] Komisja Europejska, *Komisja pozywa Polskę do Trybunału Sprawiedliwości UE w związku ze złą jakością powietrza*, Bruksela, Komunikat prasowy, opublikowano: 10.12.2015, www.europa.eu.
- [10] European Environment Agency, *Air pollution fact sheet 2013*, www.eea.europa.eu.
- [11] Oudinet J.P., Meline J., Chełmicki W., Sanak M., Dutsch–Wicherek M., Besancenot J.P., Wicherek S., Julien–Laferrière B., Gilg J.P., Geroyannis H., Szczeklik A., Krzemień K., *Towards a multidisciplinary and integrated strategy in the assessment of adverse health effects related to air pollution: The case study of Cracow (Poland) and asthma*, Environmental Pollution 143 (2006), str. 278–284.
- [12] Polish Ministry of Infrastructure and Development, *Strategy of Southern Poland until 2020*, Warszawa (2014).
- [13] Jedrychowski W.A., Perera F.P., Pac A., Jacek R., Whyatt R.M., Spengler J.D., Dumyah T.S., Sochacka–Tatara E., *Variability of total exposure to PM_{2.5} related to indoor and outdoor pollution sources Krakow study in pregnant women*, Science of the Total Environment 366 (2006), str. 47 – 54.
- [14] Uchwała Nr XVIII/243/16 Sejmiku Województwa Małopolskiego z dnia 15 stycznia 2016 r. w sprawie wprowadzenia na obszarze Gminy Miejskiej Kraków ograniczeń w zakresie eksploatacji instalacji, w których następuje spalanie paliw, Urząd Marszałkowski Województwa Małopolskiego, Biuletyn Informacji Publicznej, dostęp: 11.08.2016, www.bip.malopolska.pl,

- [15] Robak S., Rasolomampionona D.D., Szymankiewicz Ł., *Praca elektrowni gazowych w systemie elektroenergetycznym*, Rynek Energii 3 (2013), str. 68–73.
- [16] Wais P., *Wysokość wieży a okres zwrotu nakładów w energetyce wiatrowej*, Rynek Energii 4 (2013), str. 23–32.
- [17] Pilarczyk M., Węglowski B., *Analiza cieplno–wytrzymałościowa rozruchu kotła parowego na przykładzie kotła OP–650*, Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, seria Mechanika 86 (2014), str. 67–84.
- [18] Ministerstwo Gospodarki, *Polityka Energetyczna Polski do 2030 roku*, załącznik do uchwały nr 202/2009 Rady Ministrów z dnia 10 listopada 2009 r.
- [19] Eurostat, *Energy, transport and environment indicators*, (2013), www.ec.europa.eu.
- [20] Popczyk J., *Energetyka OZE/URE vs elektrownie węglowe i jądrowe na progu drugiej dekady XXI wieku*, Rynek Energii 5 (2008).
- [21] Szurlej A., Mirowski T., Kamiński J., *Analiza zmian struktury wytwarzania energii elektrycznej w kontekście założeń polityki energetycznej*, Rynek Energii 1 (2013), str. 3–10.
- [22] Ministerstwo Gospodarki, *Projekt Polityki Energetycznej Polski do 2050 roku*, sierpień 2015, www.bip.me.gov.pl.
- [23] Polskie Sieci Elektroenergetyczne S.A., www.pse-operator.pl.
- [24] Polskie Stowarzyszenie Energetyki Wiatrowej, *Stan energetyki wiatrowej w Polsce w 2015 roku*, www.psew.pl
- [25] Ministerstwo Gospodarki, *Raport określający cele w zakresie udziału energii elektrycznej wytwarzanej w odnawialnych źródłach energii znajdujących się na terytorium Rzeczypospolitej Polskiej, w krajowym zużyciu energii elektrycznej na lata 2010–2019*, Monitor Polski 2011, nr 43, poz. 468 (dokument przyjęty przez Radę Ministrów na posiedzeniu w dniu 12 kwietnia 2012).
- [26] Badyda K., *Energetyka wiatrowa. Aktualne trendy rozwoju w Polsce*, Energetyka 5 (2013), str. 393–398.
- [27] Badyda K., Kaproń H., *Eksploatacja i rozwój energetyki wiatrowej w Polsce*, Rynek Energii 3 (2013), str. 61–67.
- [28] Szczerbowski R., Ceran B., *Możliwości rozwoju i problemy techniczne małej generacji rozproszonych opartej na odnawialnych źródłach energii*, *Polityka Energetyczna 2013* tom 16, z. 3. Wyd. Instytutu GSMiE PAN, Kraków, str. 193–205.
- [29] Taler J., Mysza J., *Ogrzewanie elektryczne*, rozdział w: Norwisz J. (Ed.), *Termo–modernizacja budynków*, Agencja Poszanowania Energii oddział Gliwice, Gliwice 2002.
- [30] Sałek M., *Analiza możliwości efektywnego wykorzystania energii elektrycznej*, IV Forum Operatorów Systemów i Odbiorców Energii i Paliw „Wdrażanie mechanizmów efektywnego wykorzystania energii w Warszawie”, Warszawa 2007. www.infrastruktura.um.warszawa.pl
- [31] TAURON Dystrybucja S.A., *Taryfa dla energii elektrycznej TAURON Dystrybucja S.A. na rok 2014*, Kraków (2014), www.tauron-dystrybucja.pl.
- [32] Dyrektywa 2006/32/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 5 kwietnia 2006r. w sprawie efektywności końcowego wykorzystania energii i usług energetycznych oraz uchylająca dyrektywę Rady 93/76/EWG, www.eur-lex.europa.eu.

- [33] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/72/WE z dnia 13 lipca 2009r. dotycząca wspólnych zasad rynku wewnętrznego energii elektrycznej i uchylająca dyrektywę 2003/54/WE, www.eur-lex.europa.eu.
- [34] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2012/27/UE z dnia 25 października 2012r. w sprawie efektywności energetycznej, zmiany dyrektyw 2009/125/WE i 2010/30/UE oraz uchylecia dyrektyw 2004/8/WE i 2006/32/WE, www.eur-lex.europa.eu.
- [35] Minister Gospodarki, *Analiza skutków społeczno-gospodarczych wdrożenia inteligentnego opomiarowania*, Warszawa, Kwiecień 2013.
- [36] Bartczak K., *Analiza korzyści i zagrożeń związanych ze stosowaniem w Polsce inteligentnych liczników energii elektrycznej*, Przegląd Elektrotechniczny 1 (2016), str. 170 – 176.
- [37] European Environment Agency, *EMEP/EEA air pollutant emission inventory guidebook – 2013*, www.eea.europa.eu.
- [38] Czachor K., Chudy P., *Poradnik metodyczny w zakresie Krajowego Rejestru Uwalniania i Transferu Zanieczyszczeń (PRTR) dla instalacji spalania paliw – wykonany na zlecenie GIOŚ – Umowa z dnia 26.10.2007 r. Nr DliO–20/2007*, www.gios.gov.pl.
- [39] Europejska Agencja Środowiska, *UNECE/EMEP Task Force on Emission Inventories and Projections: Joint EMEP/CORINAIR Atmospheric Emission Inventory Guidebook 2006*, www.eea.europa.eu.
- [40] Burdett G., *Home Electrics*, Heinemann Professional Publishing Ltd (1987).
- [41] Oughton D.R., Hodkinson S.L., *Faber & Kell's Heating and Air-Conditioning of Buildings* 10th Ed., Butterworth-Heinemann (2008).
- [42] Centrum Informacji o Rynku Energii (CIRE), *ME kontynuuje prace nad rozpowszechnieniem ogrzewania elektrycznego*, Serwis Informacyjny CIRE 24, www.cire.pl, dostęp: 17.01.2017r.
- [43] Statistics Canada, *Environment Accounts and Statistics Division, Households and the Environment: Energy Use 2011*, Minister of Industry of Canada, Catalogue no. 11-526-S (2013), www.statcan.gc.ca.
- [44] Moffet M.A., Sirois F., Joós G., Moreau A., *Central electric thermal storage (ETS) heating systems: Impact on customer and distribution system*, Transmission and Distribution Conference and Exposition (T&D), 2012 IEEE PES, 7–10 May 2012, str. 1 – 7.
- [45] Bedouani B.Y., Moreau A., Parent M., Labrecque B., *Central electric thermal storage (ETS) feasibility for residential applications: Part 1. Numerical and experimental study*, International Journal of Energy Research 25 (2001), str. 53 – 72.
- [46] Bedouani B.Y., Labrecque B., Parent M., Legault A., *Central electric thermal storage (ETS) feasibility for residential applications: Part 2. Techno-economic study*, International Journal of Energy Research 25 (2001), str. 73 – 83.
- [47] Gnutek Z., Pomorski M., Skawińska E., *Magazynowanie ciepła w materiałach zmiennofazowych – przegląd*, Instal 12 (2012), str. 37 – 40.
- [48] Zegardło B., Halicka A., *Analiza właściwości cieplnych betonu z kruszywem z odpadów ceramiki sanitarnej*, Budownictwo i Architektura 9 (2011), str. 39–49.
- [49] Huggins R.A., *Energy Storage*, Springer, Nowy Jork, 2010.

- [50] Schön J.H., *Physical properties of Rocks: A Workbook*, Vol. 8 Elsevier, Great Britain, 2011.
- [51] Januszkiewicz K., *Elektryczne akumulacyjne ogrzewanie pomieszczeń*, Ośrodek informacji „Technika instalacyjna w budownictwie”, Warszawa 1998.
- [52] Materiały reklamowe firmy Elektrotermia, www.elektrotermia.com.pl.
- [53] Materiały reklamowe firmy ELMAX, www.elmax-fhu.com.pl.
- [54] Strzyżewski J., *Grzejnictwo elektryczne*, POLCEN, Warszawa 2012.
- [55] Neumann H., *Elektryczne ogrzewanie pomieszczeń*, rozdział w książce: *Kompendium Ogrzewnictwa i Klimatyzacji*, OMNI-SCALA, Wrocław 2008.
- [56] Cisek P., *Elektryczne ogrzewanie akumulacyjne budynków*, Ciepłownicwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 6 2014, str. 218 – 225.
- [57] Materiały reklamowe firmy ELEKTROTERMIA-ELMIX, www.elmix.wroclaw.pl.
- [58] Materiały reklamowe firmy Dimplex, www.dimplex.com.pl.
- [59] Januszkiewicz K., *Elektryczne akumulacyjne ogrzewanie pomieszczeń*, Ośrodek informacji „Technika instalacyjna w budownictwie”, Warszawa 1998.
- [60] Hammou Z. A., Lacroix M., *A hybrid thermal energy storage system for managing simultaneously solar and electric energy*, Energy Conversion and Management 47 (2006), str. 273–288.
- [61] Cisek P., Taler D., *Numerical and experimental study of a solid matrix Electric Thermal Storage unit dedicated to environmentally friendly residential heating system*, Energy and Buildings, 130 (2016), str. 747 – 760.
- [62] Taler D., Cisek P., Tokarczyk J., *Wodno-powietrzny układ ogrzewania budynku z ceramicznym akumulatorem ciepła*, Rynek Energii 6 (2013), str. 71 – 76.
- [63] Materiały firmy Zakład Materiałów Ogniotrwałych GÓRBET, www.gorbet.com.pl.
- [64] Materiały reklamowe firmy Venture Industries, *Wentylatory promieniowe – HPB-F-030-150T*, www.venture.com
- [65] Valeo Service, *Fiat Palio Weekend (178DX) 1.6 16V (178DXD1A) – chłodnica*, www.valeoservice.com.
- [66] Taler J., Ocloń P., Taler D., Nowak-Ocloń M., *Computer-Aided Determination of the Air-Side Heat Transfer Coefficient and Thermal Contact Resistance for a Fin-and-Tube Heat Exchanger*, rozdział w książce: Kazi S.N. (Ed.), *Heat Transfer Studies and Applications*, InTech, 2015.
- [67] Materiały reklamowe firmy Grundfos, *Katalog produktów – pompa TPE 40-270/2 A-F-A-BUBE*, www.grundfos.com.
- [68] Zunft D. L., *Using concrete and other solid storage media in thermal energy storage (TES) systems*, rozdział w książce: Cabeza L.F. (Ed.), *Advances in Thermal Energy Storage Systems. Methods and Applications*, Woodhead Publishing Series in Energy: Number 66, 2015.
- [69] Thulukkanam K., *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd Ed., CRC Press, 2013.
- [70] Hausen H., *Heat Transfer in Regenerators*, rozdział w książce: *Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC)* (Ed.), *VDI Heat Atlas*, 2nd Ed., Springer (2010).

- [71] Shah R.K., Sekulić D.P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons Inc., 2003.
- [72] Schmidt F.W., *Regeneration and thermal energy storage*, rozdział w książce: Schlünder E.U. (Ed.), *Heat Exchanger Design Handbook*, VDI-Verlag GmbH (1983).
- [73] Cuce P.M., Riffat S., *A comprehensive review of heat recovery systems for building applications*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 47 (2015), str. 665 – 682.
- [74] Heiligenstaedt W., *Berechnung von Wärmespeichern*, *Arch. Eisenhüttenwesen* 2 (1928/29).
- [75] Heiligenstaedt W., *Die Speicherung der Wärme in Regeneratoren*, *Mitt. WdEH* 73 (1925).
- [76] Nusselt W., *Der Berechnungszustand in Winderhitzer*, *Z. VDI* 72 (1928).
- [77] Nusselt W., *Die Theorie des Winderhitzers*, *Z. VDI* 85 (1927).
- [78] Hausen H., *Über die Theorie des Wärmeaustausches in Regeneratoren*, Habilitation, TH München, 1927.
- [79] Rummel K., *Die Berechnung der Wärmespeicher auf Grund der Wärmedurchgangszahl*, *Stahl Eisen* 48 (1928).
- [80] Schack A., *Die zeitliche Temperaturänderung im Regenerator*, *Arch. Eisenhüttenwesen* 2 (1928/29).
- [81] Anzelius A., *Über Erwärmung vermittelt durchströmender Medien*, *Z. Angew. Math. Mech.* 291 (1926).
- [82] Tomeczek J., Wnęk M., *A rapid method for counter-flow heat regenerator calculation*, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006), str. 4194 – 4199.
- [83] Coppage J.E., London A.L., *The periodic-flow regenerator—A summary of design theory*, *Trans. ASME* 75 (1953), str. 779 – 787.
- [84] Lambertson T.J., *Performance factors of a periodic flow heat exchanger*, *Trans. ASME* 80 (1958), str. 586 – 592.
- [85] Bahnke G.D., Howard C.P., *The effect of longitudinal heat conduction on periodic flow heat exchanger performance*, *Trans. ASME J. Eng. Power* 86 (1964), str. 105 – 120.
- [86] Mondt J.R., *Vehicular gas turbine periodic flow heat exchanger solid and fluid temperature distributions*, *Trans. ASME J. Eng. Power* 86 (1964), str. 121 – 126.
- [87] Li C.H., *A numerical finite difference method for performance evaluation of a periodic flow heat exchanger*, *Trans. ASME J. Heat Transfer* 105 (1983), str. 611 – 617.
- [88] Ismail K.A.R., Stuginsky Jr R., *A parametric study on possible fixed bed models for PCM and sensible heat storage*, *Applied Thermal Engineering* 19 (1999), str. 757 – 788.
- [89] Schumann T.E.W., *Heat-transfer: a liquid flowing through a porous prism*, *Journal of The Franklin Institute*, 208 (1929), str. 405 – 416.
- [90] Vortmeyer D., Schaefer R.J., *Equivalence of one and two-phase models for heat transfer processes in Packed beds: one dimensional theory*, *Chemical Engineering Science*, 29 (1974), str. 485 – 491.
- [91] Al-Nimir M.A., Abu-Qudasi M.K., Mashaqi M.D., *Dynamic Behaviour of a Packed Bed Energy Storage System*, *Energy Conversion and Management* 37 (1996), str. 23 – 30.

- [92] Mawire A., McPherson M., van den Heetkamp R.R.J., Mlatho S.J.P., *Simulated performance of storage materials for pebble bed thermal energy storage (TES) systems*, Applied Energy 86 (2009), str. 1246 – 1252.
- [93] Anderson R., Bates L., Johnson E., Morris J.F., *Packed bed thermal energy storage: A simplified experimentally validated model*, Journal of Energy Storage 4 (2015), str. 14 – 23.
- [94] Xu B., Li P.W., Chan C.L., *Extending the validity of lumped capacitance method for large Biot number in thermal storage application*, Solar Energy 86 (2012), str. 1709 – 1724.
- [95] Bradshaw A.V., Johnson, A., McLachlan, N.H., Chiu, Y.-T., *Heat transfer between air and nitrogen and packed beds of non-reacting solids*, Transactions of the Institution of Chemical Engineers 48 (1970), str. 77 – 84.
- [96] Jeffreson C.P., *Prediction of breakthrough curves in packed beds: 1. Applicability of single parameter models*, American Institute of Chemical Engineers 18 (1972), str. 409 – 416.
- [97] Jian Y., Falcoz Q., Neveu P, Bai F., Wang Y., Wang Z., *Design and optimization of solid thermal energy storage modules for solar thermal power plant applications*, Applied Energy 139 (2015), str. 30 – 42.
- [98] Cuce P.M., Riffat S., *A comprehensive review of heat recovery systems for building applications*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 47 (2015), str. 665 – 682.
- [99] Cengel Y.A., *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2nd Ed., McGraw–Hill, New York, 2004.
- [100] Bird R.B., Stewart W.E., Lightfoot E.N., *Transport Phenomena*, 2nd Ed., John Wiley & Sons, Inc., 2002.
- [101] Taler J., Duda P., *Solving Direct and Inverse Heat Conduction Problems*, Springer, Berlin, 2006.
- [102] Morini G.L., *Viscous Dissipation*, rozdział w książce: Li D. (Ed.), *Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics*, 2nd Ed., Springer, 2015.
- [103] Anderson J.D., *Computational Fluid Dynamics. The Basics with Applications*, McGraw–Hill, New York, 1995.
- [104] Hirsch C., *Numerical Computation and External Flows. Vol. I: Fundamentals of Numerical Discretization*, Wiley, New York, 1988.
- [105] Ames W.F., *Numerical Methods for Partial Differential Equations*, 3rd Ed., Academic Press, Inc., 1992.
- [106] Cooper J., *Introduction to Partial Differential Equations with MATLAB*, Boston, 1998.
- [107] Crank J., Nicolson P., *A Practical Method for Numerical Evaluation of Solution of Partial Differential Equations of the Heat Conduction Type*, Proc. Camb. Phil. Soc., 6 (1996), str. 50 – 67.
- [108] Серов Е.П., Корольков Б.П., *Динамика парогенераторов*, Энергоиздат, Москва, 1981 (w języku rosyjskim).
- [109] Taler J, Duda P., *Rozwiązywanie prostych i odwrotnych zagadnień przewodzenia ciepła*, WNT, Warszawa, 2003.
- [110] Gerald C.F., Wheatley P.O., *Applied Numerical Analysis*, Addison–Wesley, Reading, 1994.

- [111] Carslaw H.S., Jaeger J.C., *Conduction of Heat in Solids*, Clarendon Press, Oxford, 1959.
- [112] Taler D., Ocloń P., *Thermal contact resistance in plate fin-and-tube heat exchangers, determined by experimental data and CFD simulations*, International Journal of Thermal Sciences 84 (2014), str. 309 – 322.
- [113] Taler D., Ocloń P., *Determination of heat transfer formulas for gas flow in fin-and-tube heat exchanger with oval tubes using CFD simulations*, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification 83 (2014), str. 1 – 11.
- [114] Taler D., *Mathematical modeling and control of plate fin and tube heat exchangers*, Energy Conversion and Management 96 (2015), str. 452 – 462.
- [115] Korzeń A., Taler D., *Modeling of transient response of a plate fin and tube heat exchanger*, International Journal of Thermal Sciences 92 (2015), str. 188 – 198.
- [116] Taler J., Ocloń P., Taler D., Nowak-Ocloń M., *Computer-Aided Determination of the Air-Side Heat Transfer Coefficient and Thermal Contact Resistance for a Fin-and-Tube Heat Exchanger*, chapter in: Salim Newaz Kazi M. (Ed.), *Heat Transfer Studies and Applications*, InTech, 2015.
- [117] Materiały reklamowe firmy INTROL, *Katalog produktów*, www.introl.pl.
- [118] Materiały reklamowe firmy Alhborn, *Przetworniki przepływu powietrza i gazów, Cyfrowe anemometry wiatraczkowe, Anemometr FVAD15 S240*, www.almemo.pl
- [119] Instrukcja obsługi tunelu aerodynamicznego firmy Omega, *WT4401-S & WT4401-D Benchtop Wind Tunnels – User's Guide*, www.omega.com.
- [120] Idelchik I.E., *Handbook of Hydraulic Resistance – Coefficients of Local Resistance and of Friction*, Gosudarstvennoe Energeticheskoe Izdatelstvo, Moskwa-Leningrad, 1960.
- [121] Orłowski P., *Kotły parowe – konstrukcja i obliczenia*, Wyd. 2, WNT, Warszawa, 1972.
- [122] Verein Deutscher Ingenieure VDI – Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), *VDI Heat Atlas*, 2nd Ed., Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [123] Colebrook C.F., *Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws*, Journal of the Institution of Civil Engineers 11 (1938–1939), str. 133 – 156.
- [124] Taler D., *Determining velocity and friction factor for turbulent flow in smooth tubes*, International Journal of Thermal Sciences 105 (2016), str. 109 – 122.
- [125] Moody L.F., *Friction factors for pipe flow*, Trans. ASME 66:67 (1944), str.1 – 84.
- [126] Tietjens O., *Strömungslehre*, Springer-Verlag, Berlin, 1960.
- [127] MathWorks, MATLAB R2016a.
- [128] Taler D., Cisek P., *Modeling of cooling of ceramic heat accumulator*, Archives of Thermodynamics, 34 (2013), str. 55 – 67.
- [129] Hyndman R.J., Koehler A.B., *Another look at measures of forecast accuracy*, International Journal of Forecasting 22 (2006), str. 679 – 688.
- [130] Taler D., *Obliczenia i badania eksperymentalne wymienników ciepła, cz.2*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków, 2016.
- [131] Gnielinski V., *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*, Int Chem Eng 16 (1976), str. 359 – 368.

- [132] Gnielinski V., *Berechnung des Druckverlustes in glatten konzentrischen Ringspalten bei ausgebildeter laminarer und turbulenter Strömung*, Chemie –Ing Techn 79 (2007), str. 91–95.
- [133] Petukhov B.S., Kirillov V.V., *On heat exchange at turbulent flow of liquids in pipes*, Teploenergetika 4 (1958), str. 63–68.
- [134] Taler D., *A new heat transfer correlation for transition and turbulent fluid flow in tubes*, International Journal of Thermal Sciences 108 (2016), str. 108 – 122.
- [135] Petukhov B.S., Kirillov V.V., *The problem of heat exchange in the turbulent flow of liquids in tubes*, Teploenergetika 4 (1958), str. 63e8.
- [136] Petukhov B.S. *Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties*, chapter in: Hartnett J.P., Irvine T.F., (Eds.), *Advances in heat transfer*, vol. 6. New York, Academic Press, 1970, str. 503e64.
- [137] Çengel Y.A., Cimbala J.M., Turner R.H., *Thermal–fluid sciences*, 4th Ed, New York, McGraw–Hill, 2012.
- [138] Lévêque M.A., *Les lois de la transmission de chaleur par convection*, Ann. Des Mines, Mem.; Series 12, 13 (1928), str. 305–362; 381–415.
- [139] Rennels D.C, Hudson H.M., *Pipe Flow. A Practical and Comprehensive Guide*, John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [140] Turns S.R., *Thermal–Fluid Sciences. An Integrated Approach*, Tom 1, Cambridge University Press, 2006.
- [141] Taler D., *Pomiar ciśnienia, prędkości i strumienia przepływu płynu*, Uczelniane Wydawnictwo Naukowo–Dydaktyczne AGH, Kraków, 2006.
- [142] Pits D., Sissom L., *Heat Transfer*, 2nd Ed., McGraw–Hill, 1997.
- [143] Coulson J.M., Richardson J.F., Backhurst J.R., Harker J.H., *Fluid Flow, Heat Transfer and Mass Transfer*, Coulson & Richardson’s Chemical Engineering, Vol. 1, 6th Ed., Butterworth – Heinmann, 2000.
- [144] Kakac S., Yener Y., *Convective Heat Transfer*, 2nd Ed., CRC Press, 1995.
- [145] Oosthuizen P.H., Naylor D., *Convective Heat Transfer Analysis*, McGraw–Hill, 1999.
- [146] Orzechowski Z., Prywer J., Zarzycki R., *Mechanika płynów w inżynierii środowiska*, WNT, Warszawa, 2001.
- [147] Hickman W.H., *Annubar properties investigation*, Proceedings of ISAs Industry Oriented Conference and Exhibit, Milwaukee, October 6–9 1975, Instrument Society of America 30 (1975), Part 3, str. 1 – 14.
- [148] PN–M–42367:1981 Pomiary przepływu płynu – Pomiary prędkości przepływu za pomocą rurek spiętrzających.
- [149] PN–M–42366:1981 Pomiary przepływu płynu – Pomiary strumienia objętości metodami całkowania bryły prędkości.
- [150] ANSI/ASHRAE 84–1991, Method of Testing Air–to–Air Heat Exchangers.

Streszczenie pracy w języku polskim

Prawie 2/3 ludności (72,4%) Unii Europejskiej mieszka na obszarach miejskich, gdzie regularnie występują przekroczenia standardów jakości powietrza. Kwestia problemów związanych z zanieczyszczeniem powietrza dotyka mieszkańców nie tylko dużych aglomeracji, ale również małych miast i miasteczek oraz obszarów wiejskich, szczególnie w Europie Centralnej i Wschodniej, gdzie zła jakość powietrza spowodowana jest głównie nieefektywnym spalaniem złej jakości paliw stałych i śmieci. Sześć spośród 10 miast z najbardziej zanieczyszczonym powietrzem w Europie w 2011 roku było zlokalizowanych w Polsce. Jako najbardziej zanieczyszczone polskie miasto wskazuje się tu Kraków, gdzie średnio przez 150,5 dni roku występuje zanieczyszczenie powietrza pyłami zawieszonymi PM₁₀ powyżej wartości dopuszczalnych. W znacznej części za ten stan rzeczy odpowiada spalanie złej jakości paliw stałych w przestarzałych paleniskach domowych. Na mocy ustaleń międzynarodowych Polska zobligowana jest do podjęcia stanowczych działań w zakresie ograniczenia emisji oraz przekroczeń norm jakości powietrza. Jest to nie tylko wymóg legislacyjny, lecz przede wszystkim potrzeba wywołana zatrważającym zanieczyszczeniem powietrza, występującym głównie w okresach zimowych praktycznie na terenie całego kraju.

Rosnący udział odnawialnych źródeł energii, szczególnie energetyki wiatrowej, w całkowitej produkcji energii elektrycznej wpływa niekorzystnie na pracę Krajowego Systemu Elektroenergetycznego (KSE). W systemie elektroenergetycznym występują znaczne nadwyżki energii elektrycznej, szczególnie w okresach dolin zapotrzebowania – w godzinach nocnych i południowych. Wdrożenie, w kontrolowanym zakresie, systemów elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego może nie tylko wpłynąć korzystnie na zmniejszenie nadmiaru energii elektrycznej w KSE w dolinach obciążenia, ale również w znacznym stopniu ograniczyć zanieczyszczenie powietrza.

Jak pokazano w pracy, elektryczne ogrzewanie akumulacyjne może stanowić konkurencję dla konwencjonalnych źródeł ciepła w instalacjach ogrzewania budynków. Koszty ekologiczne związane z emisją szkodliwych produktów spalania do atmosfery są znacznie niższe przy wykorzystaniu energii elektrycznej do celów grzewczych, niż w przypadku spalania paliw stałych w przestarzałych paleniskach domowych. Pomimo faktu, iż łącznie 79,8% energii elektrycznej w KSE pochodzi z elektrowni opalanych węglem kamiennym i brunatnym – zanieczyszczenie powietrza przez nie wywoływane jest relatywnie niskie. W związku z surowymi limitami emisji dla elektrowni opalanych węglem, oraz poprzez wprowadzanie zaawansowanych i wydajnych systemów oczyszczania spalin, osiąga się znaczne zmniejszenie emisji zanieczyszczeń do atmosfery, w porównaniu do indywidualnych systemów ogrzewania gospodarstw domowych – szczególnie opalanych węglem kamiennym czy biomasą.

W kolejnej części zebrano dotychczasowy stan wiedzy w dziedzinie wykorzystania elektrycznego ogrzewania akumulacyjnego do celów grzewczych. Między innymi opisano budowę, zasadę działania i koncepcję zastosowania elektrycznych pieców akumulacyjnych, wykorzystywanych do ogrzewania pojedynczych pomieszczeń, i instalacji elektrycznego centralnego ogrzewania akumulacyjnego. Wymieniono ich wady i zalety w porównaniu do konwencjonalnych systemów grzewczych. Jako główną innowację w tym temacie przedstawiono budowę i zasadę działania nowego typu ogrzewacza akumulacyjnego nagrzewanego energią elektryczną, dedykowanego do pracy w instalacjach centralnego ogrzewania wodnego budynków. Rolę bloku akumulacyjnego w tym rozwiązaniu pełnią walce

ceramiczne rozmieszczone w sposób uporządkowany w ośmiu rurach stalowych ułożonych koncentrycznie, stanowiących rdzeń ogrzewacza. Ładowanie złoza realizowane jest za pomocą grzałek elektrycznych, umieszczonych w rurach rdzenia. Rozładowanie akumulatora zachodzi poprzez chłodzenie wypełnienia przepływającym przez nie powietrzem, krążącym w instalacji w obiegu zamkniętym. Woda w instalacji c.o. ogrzewana jest przez przepływające powietrze w lamelowym wymienniku ciepła typu powietrze–woda. Jako odbiorniki ciepła w instalacji c.o. wykorzystano dwa grzejniki płytowe zamontowane w oddzielnym pomieszczeniu. Stanowisko badawcze z opisywanym ogrzewaczem akumulacyjnym nowej konstrukcji zostało wybudowane pod koniec 2013 roku w laboratorium Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Krakowskiej.

Głównym celem niniejszej pracy doktorskiej było opracowanie i walidacja eksperymentalna modeli matematycznych pracy nagrzewanego elektrycznie akumulatora ciepła o nowej konstrukcji. Łatwy w implementacji model numeryczny może być wykorzystywany podczas optymalizacji konstrukcji i pracy urządzenia. Co więcej, opracowanie procedur numerycznych pozwalających na wyznaczenie przebiegu temperatury powietrza opuszczającego złoze ogrzewacza akumulacyjnego w czasie, przy dobieranych parametrach pracy układu, tj. natężenie przepływu powietrza, ilość rur rdzenia, kształt i materiał z którego wykonane są elementy akumulujące ciepło, znacznie wspomogę projektowanie i dobór urządzeń na etapie planowania mocy instalacji.

Jako pierwsze przeprowadzone zostało rozeznanie literaturowe pod kątem wykorzystywanych w praktyce modeli opisujących wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym (płynem) a wypełnieniem regeneratorów ciepła ze złożem nieruchomym. Kolejno, wyprowadzono różniczkowe równania bilansu dla zaproponowanych dwóch modeli wymiany ciepła dla nowej konstrukcji elektrycznego ogrzewacza akumulacyjnego: dla uproszczonego modelu jednowymiarowego oraz dwuwymiarowego – uwzględniającego rozkład temperatury w kierunku promieniowym w elementach ceramicznych złoza oraz biorącego pod uwagę geometrię rozważanego ogrzewacza akumulacyjnego. Równania te, dla obydwóch modeli, zostały zapisane w dla wszystkich objętości kontrolnych powstałych przez dyskretyzację rozważanych geometrii. Ponadto, dla zdefiniowanych przypadków testowych przeprowadzono porównanie wyników otrzymanych przez rozwiązanie równań za pomocą metody różnic skończonych z wynikami otrzymanymi z rozwiązań analitycznych oraz, dodatkowo dla modelu dwuwymiarowego, z obliczeniami przeprowadzonymi za pomocą oprogramowania Ansys Transient Thermal. Modele numerycznej wymiany ciepła zaimplementowano do programów autorskich napisanych w językach: FORTRAN (model jednowymiarowy) i MATLAB (model dwuwymiarowy) opartych o metodę objętości skończonych.

Badania eksperymentalne rozpoczęto od wskazania lokalizacji poszczególnych punktów pomiaru temperatury i natężenia przepływu czynników roboczych, oraz scharakteryzowania przyrządów pomiarowych, które zostały użyte podczas badań. Szczególną uwagę zwrócono na pomiar strumienia przepływu powietrza. W celu wyznaczenia średniej prędkości przepływu płynu w kanale obiegu powietrza dokonano pomiaru lokalnych prędkości przepływu w odpowiednio wyznaczonych punktach przekroju kanału wg przedstawionej metodyki. Do sondowania przekroju kanału wykorzystano anemometr turbinkowy, którego wskazania zostały wykalibrowane w specjalnie do tego celu przystosowanym tunelu aerodynamicznym. Otrzymane wyniki posłużyły do wyznaczania oporów przepływu oraz strumieni powietrza płynącego w przestrzeni międzyrurowej i w rurach ogrzewacza. Dane te były niezbędne podczas walidacji doświadczalnej modelu dwuwymiarowego.

Następnie porównano wyniki symulacji numerycznych z danymi eksperymentalnymi. Dla modelu jednowymiarowego eksperymentalnie wyznaczono również średni współczynnik wnikania ciepła. Natomiast w modelu dwuwymiarowym współczynnik wnikania ciepła wyznaczono dla czterech odrębnych powierzchni wymiany ciepła: powierzchni bocznej cylindrów ceramicznych, wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni rur rdzenia oraz wewnętrznej powierzchni płaszcza ogrzewacza. Rozważono przy tym wykorzystanie dwóch różnych równań kryterialnych: pierwszego, do wyznaczania średnich liczb Nusselta Nu_m dla przepływu płynu przez kanały o przekroju pierścieniowym, natomiast drugiego, zaproponowanej przez prof. Dawida Talera modyfikacji równania Gnielińskiego, którą dodatkowo zmodyfikowano dla potrzeb obliczania lokalnych liczb Nusselta Nu_z po współrzędnej osiowej z rozpatrywanej geometrii ogrzewacza akumulacyjnego. Doboru najbardziej odpowiedniej korelacji dokonano poprzez porównanie rozkładów temperatury powietrza otrzymanych na stanowisku pomiarowych z tymi uzyskanymi z obliczeń.

Ostatnia część pracy zawiera analizę wyników, wnioski i podsumowanie pracy.

Streszczenie i tytuł pracy w języku angielskim

Modeling of a solid matrix Electric Thermal Storage unit dedicated to residential central heating system.

About 2/3 of European's population (72,4%) lives in urban areas, where exceedances of air quality standards regularly occur. The issue of significant air pollution concerns not only large agglomerations but also small cities and rural areas, particularly in the Central and Eastern Europe, where air pollution is caused by incomplete combustion of bad quality solid fuels and domestic wastes.

It should be noted that six out of the top 10 most polluted cities in Europe in 2011 were located in Poland, with Kraków experiencing 150,5 days each year above the EU's levels for air pollution. Kraków, the capital city of Małopolskie Voivodeship, is affected by several phases of anthropogenic emissions of pollutants and drastic changes of air quality, particularly during the winter period. Industrial activity, residential sector, and traffic constitute the major air pollution sources in the region. Obsolete and inefficient household heating systems are mainly responsible for the air pollution from the residential sector. Due to the inefficient combustion of a poor quality solid fuels in obsolete heating systems: sulfur, carbon and nitric oxides, PAHs, benzo(a)pyrene, as well as significant amounts of PM are emitted into the atmosphere, especially during the heating seasons (from October to April).

Used on a wide scale Thermal Energy Storage (TES) systems is one of the electrical power system load balancing method. TES helps to store the excess amount of energy produced by fossil-fuel power plants and renewables (wind farms, PV generators, hydro power) during the low energy demand periods and using it directly in heating systems. Thus, TES can be used to shift energy loads from the peak periods to the off-peak periods. Due to the rapidly increasing role that RES (primarily wind farms) plays in the total energy generation in EU, TES is a high efficient way of electrical energy storage for direct heating purposes. Despite the fact that in Poland electrical energy is generated mostly from coal-fired power plants (primary electricity generation in 2012: 62.2% from hard coal, 17.6% from lignite), energy production in such a way is not related to significant increase in air pollution. Due to restricted emission limits for coal-fired power plants and utilization of advanced and efficient exhaust gas treatment systems, a significant reduction in pollutant emission is achieved, when compared to individual coal-fired domestic heating systems.

Subsequently, the state of the art of electrical energy storage for direct heating purposes was presented. Individual stand-alone storage heaters are a substantial part of the direct storage heating market. More versatile and flexible solutions comprise of TES units applied in central heating systems. The study compares the construction of Electric Thermal Storage heaters and lists its advantages and disadvantages when compared to conventional heating systems. Primarily, the novel construction of the ETS unit, dedicated to central heating systems, is presented in this study. Solid matrix of the ETS unit consists of eight steel tubes filled with ceramic elements, which are arranged in each tube in an orderly manner. The ETS unit bed is enclosed in a cylindrical outer shell. During the off-peak periods, the solid matrix is heated up with low-priced energy by using electrical heaters installed within the ETS unit bed. Subsequently, during the discharge period, the stored heat may be gradually released and used for space heating when electricity price is high (daytime, and on-peak periods). Thus, the solid matrix of the ETS unit is cooled by the air circulating in a closed circuit. When leaving the ETS

unit, hot air is cooled in the plate fin-and-tube heat exchanger and flows back through the air duct to the ETS unit inlet. The air is cooled in the heat exchanger by water flowing inside its tubes. Water, heated up in the heat exchanger, feeds the central heating system. Hot water supplies two radiators located in the adjacent room. Thus, in the discharge period, the heat exchanger performs the function of a low-temperature water boiler. The test stand of a central heating system based on the ETS unit of a novel construction was built at the end of 2013 in the laboratory of the Institute of Thermal Power Engineering, Cracow University of Technology.

The main aim of this thesis is to develop and perform experimental validation of the mathematical models developed. The heat transfer models concern the construction of the ETS unit bed. The numerical models may be used in design and performance calculations of a hybrid electro-hydraulic heating systems. Moreover, the models may also be useful during the implementation of model-based control system that is planned to be developed in future.

At first, review for available in the literature models of heat transfer between solid matrix and working fluid has been performed. Subsequently, heat conservation equations for the solid matrix and air domains are formulated for the discharge period. Two models were proposed: a simplified one-dimensional model where solid matrix was treated as a porous medium, and two-dimensional model that is taking into account the temperature distribution within the ceramic elements of the bed and steel tubes. The two-dimensional model is also taking into account the geometry of the considered ETS unit. The governing system of differential equations along with boundary and initial conditions was solved using a Finite Volume Method. Additionally, computations were performed for the defined test cases. The results obtained by solving the heat balance equations by using the Finite Difference Method were compared with the analytical solutions. For the two-dimensional model, the results were also compared with results of Ansys Transient Thermal calculations. After validation, the heat transfer models were implemented in FORTRAN (one-dimensional model) and MATLAB (two-dimensional model) numerical procedures based on the Finite Volume Method.

The experimental tests start with listing the temperature and flow meter sensors characteristics and its location in the test stand. The mean fluid flow velocity in the air duct cross-section was determined from local velocities being measured at designated points in the duct cross-section, according to the methodology presented in the following part. A turbine anemometer was used for probing the duct cross-section. The anemometer had been calibrated in an aerodynamic tunnel. The results obtained were needed to determine the flow resistance and the flow distribution within the system. The data were necessary during the experimental validation of the two-dimensional model.

Afterward, computational results were then compared with experimental data. The mean heat transfer coefficient was determined for the one-dimensional model basing on the experimental data. In contrast, in the two-dimensional model, the values of heat transfer coefficients were calculated for four distinct heat exchange surfaces: the ceramic cylinder side face, the inner as well as outer surfaces of the steel tubes, and the inner face of the outer shell. The use of two different criterion equations was considered: first one, for determining the mean Nusselt number Nu_m for fluid flow through the duct of the annular cross-section; the second one, was a modification of the Gnieliński equation, being proposed by prof. Dawid Taler. The correlation was further modified for determining local Nusselt numbers Nu_z . The most appropriate correlation was selected by comparing the air temperature distributions at the ETS unit outlet obtained from the experiment with those obtained from the calculations.

The final part of the thesis contains an analysis of the results, conclusions, and final remarks.